

## 船舶等の衝突強度に関する研究

有田喜久雄\*

### A Study on the Strength of Ships and Other Structures against Collision

By

KIKUO ARITA

#### Abstract

The present paper describes the strength of ships and other structures against collision. Four specific problems have been considered in this paper.

The investigations on collision problems were motivated by the necessity to develop reliable protection systems for nuclear powered ships. Thus, the present study examines first the energy absorption capability of such protective ship-side structures through a series of model tests. It is demonstrated that there are two fundamental types of failure in transversely framed side structures, which are discriminated primarily by the amount of external load supported by membrane tension prior to the rupture of side shell. The characteristic modes of energy absorption pertaining to these failures are revealed. Some considerations on typical protective structure arrangements are made from the viewpoint of the energy-absorption schemes.

Then the investigation is performed into the crashworthiness of liquified natural gas (L.N.G.) tankers and offshore storage tanks. The energy-absorption capabilities of fundamental grillage type of double-hull models are studied, which are relevant to the protection of those cargo tanks against ship collision. The structure models are composed of an outer hull plating and an inner hull connected by flat horizontal and vertical girders welded to form cubical cellular spaces. The energy absorption efficiency, which is defined by the amount of absorbed energy per unit volume of structure members, is discussed. The deformation modes of spherical shell segments representing L.N.G. cargo tanks are also examined. The investigation thereon is concerned about a reasonable estimation of the maximum permissible limit of bow penetration into the tank.

In an effort to generate information on the design of buffers for the collision protection of both ship hulls and bridge piers, an experimental investigation has been made into small idealized ship side and bow models which collide with a rigid

---

\* 構造強度部

原稿受付：昭和62年6月26日

bridge pier. The collision force and the hull deformation are graphically presented for a range of gross tonnage of coast-going ships. Subsequently, studies on the energy-absorption schemes of several types of buffers for protection of bridge piers are carried out through the experiments. The tests reveal that the composite structures of steel shells which rigid polyurethane foam is filled in is a useful candidate for buffer equipments. Design procedures are presented by referring to the buffer equipments tentatively installed for a long span bridge.

The fourth collision problem is relevant to ship collisions with offshore platforms. Two specific fields are discussed in this paper. The first concerns the local energy absorption of steel tubular members of offshore structures, which is related to the residual strength in damaged conditions. For this purpose, a series of tests on tubular members is conducted and a semi-experimental equation is developed to evaluate the local energy absorption capabilities. The amount of energy is compared with the impact energy specified by DnV rule for mobile offshore units. The second field concerns the strength of cantilever stiffened cylindrical shells subjected to a transverse load at the free end. This is associated with the collision strength of footing-type of buoyancy elements which will be presumably used for large-scale offshore platforms. It is demonstrated that DnV code makes a reasonable estimate of the collapse strength.

## 目次

1. 緒言	37	4.2.1 試験模型および実験方法	63
2. 船舶の衝突問題	38	4.2.2 実験結果および考察	64
2.1 原子力船の耐衝突構造	38	(1) 二重殻模型の破壊過程	64
2.2 危険物運搬船の衝突時の安全性	39	(2) 二重殻模型の吸収エネルギー	68
2.3 船舶と橋脚との衝突問題	40	(3) 荷重-突入量曲線の近似式	69
2.4 船舶と海洋構造物との衝突問題	40	4.3 二重殻格子桁構造の吸収エネルギー効率	72
3. 原子力船の耐衝突構造	41	4.4 円錐形状の剛体の押し込み実験	73
3.1 研究の概要	41	4.4.1 試験模型および実験方法	73
3.2 衝突時の運動機構	41	4.4.2 実験結果および考察	74
3.3 衝突時の破壊機構	43	4.4.3 数値計算と実験との比較	74
3.3.1 衝突による構造破壊に関する実験 方法の分類	43	(1) 有限要素法による計算	74
3.3.2 船側構造模型の静的圧壊実験	43	(2) 簡易計算	77
(1) 試験模型および実験方法	43	4.5 部分球殻の変形挙動	78
(2) 実験結果および考察	43	4.5.1 試験模型および実験方法	79
3.3.3 構造物の破壊による吸収エネルギー	52	4.5.2 実験結果および考察	79
(1) 破壊形式の判別法	52	4.5.3 計算と実験との比較	80
(2) 吸収エネルギーの式	54	4.6 衝突に対する危険物運搬船の設計指針	83
3.3.4 船側構造模型の動的圧壊実験	55	4.7 まとめ	85
(1) 試験模型および実験方法	55	5. 船舶と橋脚との衝突問題	86
(2) 実験結果および考察	57	5.1 研究の概要	86
3.4 耐衝突構造の設計指針	60	5.2 船体部分模型の圧壊実験	86
3.5 まとめ	61	5.2.1 試験模型および実験方法	86
4. 危険物運搬船の衝突時の安全性	62	5.2.2 実験結果および考察	87
4.1 研究の概要	62	(1) 船首模型	87
4.2 楔形状の剛体の押し込み実験	63	(2) 船側模型	89
		5.3 実船規模の衝突	92
		5.3.1 船首衝突	92
		5.3.2 船側衝突	93

5.4 緩衝工の性能実験	94
5.4.1 船首衝突	94
(1) 試験模型および実験方法	94
(2) 実験結果および考察	96
5.4.2 コーナー衝突	100
(1) 試験模型および実験方法	100
(2) 実験結果および考察	100
5.4.3 実船への応用	101
5.5 緩衝工の吸収エネルギー特性	102
5.6 船舶の衝突損傷防護施設の設計指針	103
5.6.1 対象船舶の大きさと衝突形態	103
5.6.2 接触防護施設としての緩衝工	104
5.6.3 緩衝工の規模	109
5.7 まとめ	110
6. 船舶と海洋構造物との衝突問題	111
6.1 研究の概要	111
6.2 船舶衝突時のパイプ部材の強度実験	111
6.2.1 試験模型および実験方法	111
6.2.2 実験結果および考察	111
6.3 円筒浮体要素の強度実験	115
6.3.1 試験模型および実験方法	115
6.3.2 実験結果および考察	116
6.4 衝突に対する海洋構造物の設計指針	119
6.5 まとめ	120
7. 結言	120
謝辞	120
参考文献	121

## 1. 緒 言

衝突に対する船体強度の研究が始まったのは比較的新しく、1950年代になって原子力船の耐衝突構造法を開発する必要から調査研究が行われるようになった。それは、原子炉格納容器を他船の衝突から保護するために、原子炉室に有効な船側構造を設けることを目的としたものであった。この耐衝突船側構造は衝突船のエネルギーを十分吸収できるような構造にする必要があり、各国で耐衝突構造の研究が進められた。一方、海洋環境保全の立場から、タンカー、LNG船、あるいは将来建造が期待される海上貯油タンクなどにおける衝突時の荷油の漏洩、拡散などに対する災害予防対策の必要から、これらの船舶についての衝突強度の研究も原子力船の後に始められた。また、船舶交通量の多い海域での海上固定施設と船舶との衝突問題が、主として長大橋の橋脚と船舶との衝突問題として、各国で調査研究が行われている。この研究は、長大橋が設置

される海域での船舶交通管制、航行援助施設のあり方にも関連しているが、通航船舶、橋脚それぞれの安全確保のための施策の一環として研究が行われている。他方、石油掘削リグなど海洋構造物が多くなるにつれて船舶との衝突問題が取り上げられ、これについては各国の中でもノルウェーにおいて主に研究が行われている。

本論文は、以上の衝突問題の研究の一環として船体などの衝突強度の検討を行ったものである。以下各章の構成、概要について説明する。

第2章においては、以上述べた衝突問題について研究の経緯、問題点などの概略の説明を行う。

第3章は原子力船の耐衝突構造を衝突問題として取り上げた。この研究は、日本造船研究協会(NSR3)で総合的な研究が行われ、その一環として行ったものである。ここでは、主に船側構造要素についての実験をシリーズで行い、被衝突船の船側の破壊形式を二つに区分し、それぞれの破壊形式による衝突船のエネルギーの吸収過程を調べた。この破壊形式の違いによるエネルギーの吸収性能の差異は、第5章の緩衝工(衝突船の運動エネルギーを有効に吸収するように工夫された構造物)の性能にも関連しているので、ここでも言及する。ここで得られた実験結果をもとに、耐衝突構造法の考え方の大筋を示す。

第4章では、LNG船、海上貯油タンクなどを対象に二重殻格子桁構造に船首の先端部が突入する時の衝突強度を調べた。このような衝突条件においては、第3章でみられたような船側構造の破壊形式の中間的な破壊を示しており、これらの破壊形式に寄与している部材の働きについて検討する必要がある。そこで部材寸法の違いによる吸収エネルギーの効率についても調べた。またLNG船を例にとり、衝突強度のまとめ方の手順を示す。

第5章では船舶と橋脚との衝突問題として、本州四国連絡橋を例にとってその付近を通航する船舶の衝突強度を、船首、船側構造部分を標準モデル化することにより調べた。さらに、船舶航行安全施設としての緩衝工の吸収エネルギーの性能について検討した。その中で、実際に本州四国連絡橋児島一坂出ルートの南北備讃瀬戸大橋の橋脚にテスト用に製作され、使用された緩衝工の吸収エネルギー性能についても述べる。

第6章では海洋構造物と船舶との衝突問題に関連し、まず横荷重をうけるパイプ部材の局部強度の実験結果を述べ、次に大型浮遊式海洋構造物のフーティング型浮体要素を想定した円筒殻の横荷重に対する強度を、

衝突強度の問題として取り扱った。

以上各章においては衝突現象を準静的に取り扱い、衝突船の運動エネルギーのうち構造物の変形、破壊により費やされるエネルギー量に着目し、そのエネルギーを十分吸収するような耐衝突構造法を調べた。そして、そのエネルギーによって被る構造物の破壊量から損傷規模の推定をするという方針で研究を行った。

## 2. 船舶の衝突問題

### 2.1 原子力船の耐衝突構造

米国の原子力船「サバンナ」の衝突防護構造の設計手法にミノルスキーが提案した式<sup>1)</sup>を導入したことを契機として、各国で衝突時の船体強度に関する研究が行われるようになった。ミノルスキーは、サバンナ号の建造にあたって過去の衝突事故例を解析することにより、構造部材の破壊量を示す抵抗係数 $R_T$ と衝突時の損失運動エネルギー $E$ （衝突時に両船の破壊によって吸収されるエネルギー）との間に直線関係が成り立つことを示し、(1)式を導いた。

$$E=414.5R_T+121,900 \quad (\text{ton}\cdot\text{knot}^2) \quad (1)$$

このミノルスキーの式に用いられている抵抗係数 $R_T$  ( $\text{ft}^2\cdot\text{in}$ ) は、衝突船と被衝突船とを幾何学的に重ね合わせた部分の構造部材の体積を、両船について加え合わせた値で表わされている。これには衝突方向に深さのない被衝突船の船側外板などは無視されていること、低エネルギー領域についてはデータにばらつきがあること、またこの式は理論的解析および実験による確認がなされていないことなど問題点も指摘された。このように、吸収エネルギーは船体の破壊量と一義的に結びつくものとは考えにくい、原子力船船体、衝突船船首の形状、構造などにより破壊形状、吸収エネルギーの分担が異なるなどの複雑さのため、それまで、この問題に対して確立された計算方式がなかった。

この問題に対処するため、我が国では昭和33年から原子力船の耐衝突構造に関する研究が行われた。これは年代順に第1～4期に大別することができる。すなわち、第1期は昭和33年～36年にわたり、日本原子力船研究協会船体部会が中心となって行った衝突実験であり<sup>2)～5)</sup>、第2期はこれをもとにして昭和37年～39年にわたり、運輸省の造船技術審議会原子力船安全部会第1分科会の行った検討<sup>6)～11)</sup>であり、第3期は昭和41年～45年にわたり、日本造船研究協会原子力船第3研究部会が中心となって行った衝突模型実験<sup>12)～22)</sup>である。そして第4期は昭和53年から56年にかけて、日本

造船研究協会原子力船第10研究部会が中心となって行った抵抗型耐衝突構造の研究であった<sup>23)～28)</sup>。

第1期における研究では、ミノルスキーの式において無視されている被衝突船の外板の膜力がエネルギー吸収に相当有効ではないかとの立場から、これに関する模型実験が行われた。研究の内容は、45,000DWT型タンカーを選び、その1/20縮尺模型に対して、振子式衝突実験装置により剛船首を動的に突入させ、それぞれの破壊状況を比較検討した。また、耐衝突構造の要素としての縦横防撓板およびこれを構成する梁板についての衝突実験が行われ、塑性範囲における部材の破断の機構と吸収エネルギーに関して実験が行われた。これらの実験結果より実験式が提案され、被衝突船の船側外板の膜力をかなり評価できることを確認した。

第2期における研究は、第1期の研究をさらに進めて耐衝突構造の設計法を確立するために、外板および甲板よりなる構造について種々の衝突実験が行われた。まず、建造が予定された原子力船の約1/15縮尺模型を用いて他船の船首が衝突する場合の実験を行い、船首、船側両構造の破壊量、吸収エネルギーの分担を調べた。船側構造の荷重—突入量の関係および船側外板破断時の突入量を推定する方式として、船側外板と一部分の甲板の塑性膜の挙動、甲板の圧壊荷重、外板の破断歪などを考慮した式を提案した。つぎに、船側外板の膜力効果のみでなく、甲板および船側外板それぞれの有効性を評価するための模型実験を行い、外板破断後も甲板が船首の突入に対して抵抗し、その吸収エネルギーが相当の割合を占めることを認めた。また、斜衝突や軟船首による実験も行い、実験結果をミノルスキーの式と比較検討し、船側外板の膜力効果の小さな構造ではほぼ一致することを示した。

第3期における研究では、それまで得られた研究成果にさらに進んだ検討を加え、設計式を誘導することを目的として実験研究が行われた。主な研究内容は、衝突時の付加質量の値についての理論的、実験的検討、耐衝突構造の吸収エネルギーの大きさに与える部材の働きの把握、軟船首の突入の場合の実験的検討、および設計式の提案であった。吸収エネルギー型耐衝突構造においては2種の異なった破壊形式があることを示し、設計式として、一つの破壊形式については第2期までの研究で得られた計算式をもとに導き、他の一つの破壊形式については新しく計算式を導いた。

第4期の研究では、第3期までの研究で考えた耐衝突構造が衝突船のエネルギーに注目し、それを吸収するための構造方式であったのに対し、船側構造を強固

にかため、衝突船のエネルギーの大部分を衝突船の船首の破壊によって吸収するという考えにもとづいた抵抗型耐衝突構造と呼ばれる構造方式が検討された。そのためには、船首、船側強度の比較から、船首構造、船側構造の崩壊荷重を精度良く計算することが必要になる。そこで塑性解析と並行して、有限要素法、理想化構造要素法による数値計算も行われた。

他方、外国においては、原子力船建造計画にさきだつて数ヶ国で研究調査が行われた。アメリカでは「サバンナ」の建造に関連して、ジョージ・シャープ社のミノルスキーが中心となり、衝突事故例を詳細に解析してミノルスキーの式〔(1)式〕を作成し、1959年に公表した。これが端緒となり各国で衝突強度の研究が行われるようになった。イタリアでは、アメリカおよび日本の研究を参考にして、1961年から船首、船側の動的衝突が計画され、ナポリ大学のスピネリを中心として研究が行われた<sup>29)</sup>。予備実験として流体力学的な付加質量の検討に続いて、船側外板と原子炉室壁との間隔を種々変えた詳細な1/10縮尺模型に対して動的な衝突実験を行った。また甲板および外板の構造部材としての単独な最終強度を求める実験を行っている。西ドイツでは原子力船造船運航協会(GKSS)が「オットーハーン」を1964年進水させたが、この船の設計に付随して耐衝突構造の実験をドイツのベルフト造船所で行った。客船「プレーメン」の船首と「オットーハーン」の船側1/7.5縮尺模型により、動的実験を行い、続いて種々の造船用鋼板を使って船首および船側甲板に相当する板を切り裂く系統実験を行い、鋼板の切り裂き強度を検討した。またGKSSで行われた衝突モデルの実験結果をもとにして、抵抗型耐衝突構造にも応用できるような格子防撓型構造についての研究も行われた<sup>30)~35)</sup>。イギリスでは船体構造研究所(NCRE, 現在ARE)が中心となり、耐衝突構造の可能な方法として、甲板構造、外板膜力構造などの検討をするため、甲板抵抗、外板曲げ剛性、船首角度、船首先端半径などの影響を求めるための実験が行われた。その他原子力船を建造しているソ連など耐衝突構造の検討をしていると思われるが、資料が公表されていないので不明である。

以上のように船舶の衝突問題は、まず原子力船の設計、建造に関連して調査検討され、研究が行われてきたが、本論文の第3章で取り扱う研究は、我が国における第3期の研究の一環として行ったもので、船側構造要素のシリーズ実験により衝突時の船側破壊機構における構造部材の働きについて調べたものである。原

子力船の格子防撓型構造に類似の構造については二重殻格子桁構造として第4章で取り扱う。

## 2.2 危険物運搬船の衝突時の安全性

タンカー、LNG船など他船から衝突をうけて荷油が漏洩することによってもたらされる海洋汚染、そして二次的に発生する海上災害を防止する観点から、衝突強度の研究が原子力船の衝突強度の研究の後に行われるようになった。これは、危険物運搬船に対して衝突による船体、タンクの損傷の評価を適切に行い、その結果をタンクの配置、海上交通量の多い海域、湾内での交通管制などに反映させ、海洋環境の保全と海上交通の安全の確保を目的とした研究である。この研究においては、ミノルスキーが解析を行った衝突船のエネルギーが大きく、衝突規模の大きな問題にくわえて、船側外板の破断が問題になるようなエネルギーの小さな領域での衝突(minor collision)も含めることが必要になる。そのためにいくつかの理論的な解析手法が提案された。米国ではU.S. Coast Guardのもとで、タンカーの衝突問題に関連し、構造部材の塑性解析によって吸収エネルギーを簡易的に求める手法<sup>38)</sup>が示された。この式はRosenblatt法と呼ばれ、LNG船の衝突問題などに適用された<sup>39)</sup>。また、タンカーの衝突実験が計画され、これに関して各国の研究調査が行われた。<sup>40,41,56,57)</sup>西ドイツではRecklingによって二重殻の衝突強度が検討された<sup>35)</sup>。イギリスではミノルスキーの手法を修正、補強してLNG船の解析が行われている<sup>42,43)</sup>。

我が国においては、原子力船の耐衝突構造の開発で得られた吸収エネルギーの式をタンカーの衝突強度に応用したもの<sup>44)</sup>、LNG船の衝突強度を簡易的に計算したものが<sup>45)</sup>。また、これに関連して一般の二重殻構造の衝突強度を理論的、実験的に扱ったものがある<sup>46)~49)</sup>。実船の衝突問題としては、石油の海洋備蓄システムの技術検討<sup>50,51)</sup>、および危険物運搬船の海難発生時における災害防止に関する調査、研究がある<sup>52)</sup>。このうち、後者の特にLNG船貨物槽の破壊の検討が、最初に日本海難防止協会により行われた<sup>53)</sup>。これは、ミノルスキーの式を応用して、貨物槽の破壊に至る衝突船の限界速度を求めたものである。その後、これよりも実際に即した検討を行う必要から、衝突船の船首強度を考慮に入れた研究も行われ<sup>54)</sup>、さらに最近になって、衝突船船首およびLNG船の船側構造についてそれぞれ有限要素法による数値計算を行い、両船の強度比較から衝突船に対してLNGの漏洩に至る限界速度を求める試みもなされている<sup>55)</sup>。

第4章においては、まず、海上貯油タンク、危険物運搬船の基本的な船側を構成する二重殻格子桁構造の衝突強度について、原子力船の耐衝突構造要素のシリーズ実験と同様な実験を行い、構造部材の働きを調べた。そして、衝突に対する有効な部材寸法比が得られるような吸収エネルギー効率について検討した。さらに、モス方式のLNG船を対象に球形タンクの変形挙動を調べ、荷油が漏洩することのないような実船の衝突強度のまとめ方について一つの方法を示した。

### 2.3 船舶と橋脚との衝突問題

長大橋の増加、海上交通量の増大につれて海中橋脚と船舶との衝突問題が<sup>72)~88)</sup>、近年大きな関心をあつめている。通常長さの架橋の場合には、橋脚は陸岸あるいはその付近に設置されるので、船舶と橋脚との衝突はあまり問題にならなかった。しかし長大橋の場合には、橋脚は水深の深い、通航船舶の航路近くに設置しなければならない場合が多く、また架橋の立地条件から橋脚は狭水路に設置されることを考えると、船舶と橋脚との衝突の危険性はかなり大きいと考えられる。実際、アメリカだけでも長大橋が約100橋あり、その1割が船舶の衝突による被害をうけ、物的、人的損害をうけたといわれている。そして船舶の衝突による橋梁の被害は、他の風、地震、波浪によるものより多いという報告もある<sup>72)</sup>。このように船舶と橋梁との衝突問題の重要さのため、1983年には「船舶と橋梁および海洋構造物との衝突」に関する研究集會が行われ<sup>79)</sup>、この問題に対する各国の関心の高さが示された。

我が国においては、本州四国連絡橋（本四架橋）の架設にともない、船舶と橋脚との衝突問題が検討された。ここでは、本四架橋の各橋梁架設域での海象条件、船舶の交通量の実態調査を行い、それぞれの実情に応じた通航船舶の安全対策が考えられている。そこでの調査研究は、船舶の交通量の実態調査から、そこを通航する船舶のうち大部分を包括できるような衝突対象船を設定し、衝突船の損傷を許容できる範囲にとどめるようにするため、船舶、橋脚を保護するための緩衝工を設計することにある。

第5章においては、船舶と橋脚との衝突パターンの代表例を考え、それについて標準化した船体構造部分模型の圧壊実験を行った<sup>84)~88)</sup>。つづいて、緩衝工についての吸収エネルギーの性能実験を行った。このような緩衝工では通常の防舷材とは異なり、かなり大きなエネルギーを吸収する必要がある、そのためには緩衝工自体の変形、圧壊などをともなうことになる。緩衝施設としてはいろいろな構造のものが工夫されている。

ここではこの中から橋脚に直接設置し、本体の圧壊変形によってエネルギーを吸収する方式の鋼製緩衝工について検討した。緩衝工の種類は、その構造方式としては格子桁によるもの、および鋼製の枠の中に硬質ポリウレタンを充填した複合方式によるものを考えた。それらは、第3章の原子力船の船側構造でみられたような異なる破壊形式に対応した変形で衝突船のエネルギーが吸収されることを示し、実際の緩衝工の設計例についても言及する。

### 2.4 船舶と海洋構造物との衝突問題

石油掘削リグ、ジャケット、沖合プラットフォームなど海洋構造物と船舶との衝突事故は、構造物全体の損壊につながる危険性があることから、船舶と海洋構造物との衝突について調査研究が進められている<sup>93)~104),107,108)</sup>。この問題についてはおもに、ノルウェー船級協会(DnV)によって研究が行われている。これはジャケットのレグ、ブレース材などパイプ部材からなる骨組構造物、あるいは海上プラットフォームに用いられる各種の円筒殻構造物と船舶との衝突の問題である。ここでの研究の主な点は、船舶の衝突によりパイプ部材が横方向に荷重をうけて変形するときの吸収エネルギーを求め、そこから海洋構造物への補給船(supply vessel)などの接触衝突事故に対する損傷解析を行うものである。船舶の衝突事故によって構造部材に生じる局部的な凹損(dent)あるいはブレース材などの折損事故が海洋構造物全体の損壊につながらないようにするために、構造物の余剰強度の検討が行われており<sup>105),106)</sup>、我が国においてもこれに関する研究が行われるようになってきている<sup>110),111)</sup>。

海洋構造物の衝突強度の問題に関しては、DnVは具体的に次のように規定している<sup>91)</sup>。補給船の接触衝突事故に対して海洋構造物は十分な衝突強度をもつこととし、「船側衝突においては14MJ(メガジュール)、船首衝突においては11MJを下回らないこと」としている。この吸収エネルギーの大きさは、排水量5,000tonの船が2m/sで衝突した場合に相当している。船舶と海洋構造物との衝突で問題になるパイプ部材の吸収エネルギー性能については、実験がこれまであまり行われていなかったことを考慮し、DnVなどであらためて実験が行われるようになった<sup>93)</sup>。衝突時に対応するような横荷重を受けた場合のパイプ部材の変形によるエネルギーの吸収は、局部変形挙動から梁としての全体的な変形挙動に移ることによってなされるが、この過程で局部変形挙動についてはデータが少なく、また前述の吸収エネルギーの規定値がどの位の規模のパイプ部

材で達成されるかのデータについても不足しているように思われる。衝突船の運動エネルギーをこの局部変形の範囲で吸収できれば、衝突による損傷が他の部材へ影響することが少なく、構造物全体の余剰強度を保つという面から望ましいと考えられる。

第6章においては、前述の吸収エネルギーの規定値が、どの程度のパイプ部材の局部変形で達成できるかをみるために実験を行った。また、将来の大型沖合プラットフォーム構想<sup>114)</sup>で、浮体要素の一つに採用が考えられるフーティング型の円筒殻構造物の船舶の接触衝突に対する強度について、これを横荷重をうける円筒殻の座屈強度の問題として若干の検討をくわえた。

### 3. 原子力船の耐衝突構造

#### 3.1 研究の概要

原子力船の船側構造においては、他船からの衝突に対して原子炉格納容器を十分防護するための耐衝突構造が必要とされる。耐衝突構造は、衝突船が格納容器に達しないように衝突船の運動エネルギーを十分に吸収できるものでなければならない。そのような耐衝突構造を設計するための基本指針を得ることを目的として、船側の基本的な部分構造模型について破壊実験をシリーズで行った。

船が衝突するという現象を解明する研究には、大別して二つの方向が考えられる<sup>36)</sup>。一つは、水上に浮かぶ二つの物体がある相対速度をもって非弾性衝突したとして、その際の挙動を物体全体の運動を知るという立場から扱うものである。この場合、衝突船および被衝突船の運動の機構を調べることにより、被衝突船が受ける加速度、あるいは吸収すべきエネルギー（以下吸収エネルギーと呼ぶことにする）を求めるのである。もう一つの研究は、衝突によって破壊される船の部分に着目し、その部分の構造の破壊量と吸収エネルギーとの関係を決めることにある。この二つの研究を総合してはじめて、衝突時に被衝突船のこうむる破壊量を推定することができる。

以上述べた衝突の研究のうち、前者を「衝突時の運動機構 (External mechanics)」の研究といい、後者を「衝突時の破壊機構 (Internal mechanics)」の研究ということにする。以下、3.2節で運動機構について簡単に取り扱い、3.3節からは破壊機構について実験的研究を述べる。

#### 3.2 衝突時の運動機構

衝突の最も簡単な場合として、Fig.1に示すようにB船（質量 $M_B$ 、速度 $v_B$ ）が静止しているA船（質量 $M_A$ ）

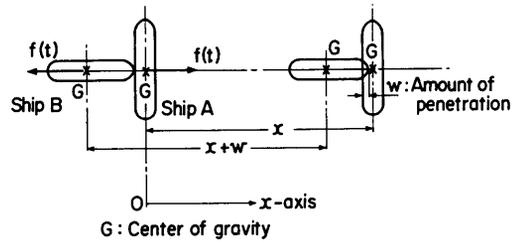


Fig.1 Collision of ship B with ship A

の真横に重心位置を通る方向に衝突した場合（重心衝突と呼ぶ）を考える。衝突後はB船がA船に食い込んだ状態で一緒に移動すると仮定する。時間 $t$ が経過した状態で、A船およびB船に対して運動方程式をたてると（2）式のようなになる。

$$\left. \begin{aligned} m_A \ddot{x} &= f(t) \\ m_B (\ddot{x} + \ddot{w}) &= -f(t) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ただし  $f(t)$  : 両船の受ける力

$\ddot{x}$  : A船の移動量の時間についての2次微分

$\ddot{w}$  : B船の突入量の時間についての2次微分

$m_A, m_B$  : ミノルスキーの方法<sup>11)</sup>のように、衝突現象は慣性力のみが支配的として、流体力をすべて付加質量による慣性力に置く方法により、それぞれ水の付加質量を含んだ被衝突船および衝突船の質量とする。これらは一般には時間の関数であるが、後で述べる理由により、ここでは一定と考える

時間 $\tau$ だけ経過してB船の突入が終った状態でB船が損失した運動エネルギーは、 $v_B$ を衝突船の衝突直前の速度としたとき

$$E_0 = \frac{1}{2} m_B v_B^2 - \frac{1}{2} (m_A + m_B) \dot{x}^2_{t=\tau} \quad (3)$$

と与えられる。

$t = \tau$ のとき突入速度はゼロであるから

$$\dot{w} = -\left(\frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B}\right) \int_0^\tau f(t) dt + v_B = 0 \quad (4)$$

(2)式および(4)式より

$$\dot{x} = \frac{1}{m_A} \int_0^\tau f(t) dt = \frac{m_B}{m_A + m_B} v_B \quad (5)$$

ただし  $\dot{w}, \dot{x}$  : それぞれ突入量および移動量の時

(41)

間についての一次微分

(5)式を(3)式に代入すると、B船が損失した運動エネルギー $E_0$ は次式のように得られる。

$$E_0 = \frac{1}{2} m_B v_B^2 \frac{1}{1 + \frac{m_B}{m_A}} \quad (6)$$

この $E_0$ は衝突船および被衝突船の両船によって吸収されなければならないエネルギーを表わしており、衝突の際の両船の破壊に直接関係のある値になる。(6)式を書きかえて

$$C = \frac{E_0}{\frac{1}{2} m_B v_B^2} \left( = \frac{1}{1 + \frac{m_B}{m_A}} \right) \quad (7)$$

とおくと、この値は、衝突船(B船)が損失した運動エネルギーと衝突船が衝突直前にもっていた運動エネルギーとの比を表わしている。これを吸収エネルギー係数と呼ぶことにする。例えば、 $C=1$ のときは、衝突船のエネルギーがすべて両船の破壊に費やされることになる。(7)式において、 $m_A$ 、 $m_B$ は水の付加質量を含んだ船の質量である。ここで、水の付加質量の値をいくらするかが問題になる。例えば、ミノルスキー<sup>1)</sup>は

$$\left. \begin{aligned} m_A &= M_A + m_0 \\ m_B &= M_B \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ただし  $M_A$ 、 $M_B$ はそれぞれ被衝突および衝突船の質量

$m_0$ は水の付加質量で $m_0=0.4M_A$

として、衝突時に衝突船が損失した運動エネルギーと両船の破壊量を関係づけた式を(1)式のように提案している。すなわち、衝突船に対する水の付加質量は無視できるとし、被衝突船に対する水の付加質量は被衝突船の質量の40%としている。水の付加質量についての研究<sup>19)</sup>によると、この値は衝突の継続時間によって変化するが、ほぼ妥当であることがわかった。

(7)式の吸収エネルギー係数の値は、Fig.2に示すように水の付加質量によってそれほど変化しないので、ミノルスキーの値にしたがって被衝突船の質量の40%にとり、衝突の継続時間に関係なくほぼ一定と考えておいてよいであろう。

被衝突船が真横から重心を通らない位置に衝突された場合も、重心衝突の場合と同様にして衝突船が損失した運動エネルギーを求めることができる。A船の重心から $e$ だけ離れた位置に、真横からB船が衝突したときに、衝突船の損失運動エネルギー $E_e$ は

(42)

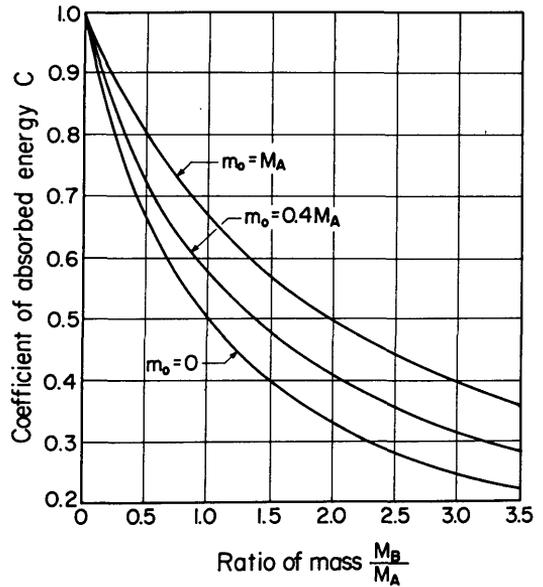


Fig.2 Coefficient of absorbed energy

$$E_e = \frac{1}{2} m_B v_B^2 \frac{1}{1 + \frac{m_B}{m_A^*}} \quad (9)$$

ただし  $m_A^* = \frac{r^2}{r^2 + e^2} m_A$

$r$ は被衝突船の慣動半径

によって与えられる。

また、ある角度をもって衝突された場合(斜め衝突)では、衝突船の速度のベクトルを分解して同様に求めることができる。

このようにして求められた衝突船が衝突時に失われた運動エネルギーは、衝突船および被衝突船の両船の破壊に費やされるエネルギーになる。一方、衝突時に両船が破壊されることにより吸収されるエネルギー $E$ は、構造寸法(衝突される部分の構造要素の板厚等、外力に抵抗できる値が直接きくと思われる)および衝突船の許容突入量(衝突船が原子炉格納容器に到達しないことが条件になる)によって決まる強度係数ともいべき値 $R$ の関数になると考えて

$$E = g(R) \quad (10)$$

とおく。

(6)式と(9)式とを比べると、 $E_0$ は $E_e$ より大きい。したがって、衝突時の衝突船の損失運動エネルギーは、衝突船が被衝突船に対して真横から重心衝突した場合

が最も厳しい条件であるから

$$g(R) > E_0 \quad (11)$$

になることが衝突防護構造の安全側の設計条件となる。

(2)式より衝突船の被衝突船に対する突入量は

$$\left. \begin{aligned} w &= v_B \tau - \frac{m_A + m_B}{m_A m_B} \int^{\tau} f(t) dt \\ \int^{\tau} f(t) dt &= \frac{m_A m_B}{m_A + m_B} v_B \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

ただし  $v_B$  は衝突船の衝突直前の速度

$\tau$  は衝突継続時間

によって与えられる。(12)式からわかるように、被衝突船の破壊量を推定するには、被衝突船の受ける力  $f(t)$  の形および大きさを求めることが必要になる。したがって、いろいろな船体構造に対して破壊時の荷重一時間、あるいは荷重一突入量の関係を求めることが、耐衝突構造の設計で必要になる。

### 3.3 衝突時の破壊機構

#### 3.3.1 衝突による構造破壊に関する実験方法の分類

衝突における構造の破壊機構を考える場合に、まず衝突される部分の構造がうける荷重を明らかにし、その荷重と破壊機構との対応をつけなければならない。これに関する実験としてはいろいろ考えられる。その一つは実験方式による分類で、静的実験と動的实验とがある。静的実験は、衝突時の動的な影響を取り除いて構造の破壊機構を調べることを目的とし、構造形式をいろいろ変えたシリーズ実験に適している。動的实验では、実際の衝突時の動的影響を静的実験結果にくわえることにより、衝突現象を解明することを目的としている。分類のその2は、衝突船、被衝突船のモデル化の相違によるものである。衝突船の船首が被衝突船の船側に突入した場合を考えるのであるが、衝突船として剛船首（船側構造に比べて剛性が十分大きいと仮定した船首）を用いる実験と軟船首（通常の船舶の船首構造と同程度の剛性をもつ船首）を用いる実験に分類される。剛船首を用いるのは、どのような剛性の高い衝突船に対しても十分に耐え得る船側構造をつくるという考えによるもので、安全な衝突防護船側構造をつくるという立場からは、衝突船の船首を剛としたほうがよいという考えによるものである。一方、軟船首を用いるのは、実際の衝突では衝突船の船首は必ず何らかの破壊をしてエネルギーを吸収するのであるから、

このエネルギーを考慮することにより、合理的、経済的衝突防護構造がつけられるという考えによるものである。

3.3.2項においては、被衝突船の船側構造の破壊機構を基礎的に考察することを目的として、剛船首模型によって船側構造模型を静的に圧壊する実験を行った結果について述べる。静的実験を修正するための動的实验は3.3.4項で述べることにする。

#### 3.3.2 船側構造模型の静的圧壊実験

##### (1) 試験模型および実験方法

被衝突船の構造模型は、横隔壁間の船側構造を考えて、2枚の甲板と1枚の外板に相当する平板およびそれに取り付けられた防撓材（梁、肋骨に相当し、以下まとめて肋骨と呼ぶ）よりなる箱形模型を基本とした。この模型は、原子力船で採用が考えられた耐衝突防護構造の一つの船側区画を切り出した構造要素を考えている。

実験シリーズは1～6まであり、実験シリーズ1の船側模型は、最も基本的な構造要素として、甲板および外板より成る箱形平板模型である。実験シリーズ2以下で使用する模型は、この箱形平板模型に肋骨をつけたもので(Fig.3)、船側構造の寸法をいろいろ変化した。船首模型は衝突船の標準的な形状を考えて、Fig.4に示すように船首角60°、先端半径15mmの楔形状のもので、15mm厚の鋼板により製作し、船側模型に比べて十分剛性の高い剛船首模型とした。

実験方法は、船側構造模型の両端を固定用治具に取り付けて、その中央の部分を剛船首模型で押しつぶすことにした。実験の見取り図をFig.4に示した。実験の際に計測したのは次の3項目についてである。

##### ① 荷重一突入量

試験機のベッドの動きおよび計器盤の荷重を付属のドラムに記録した。この「荷重一突入量」曲線を積分することによって「吸収エネルギー一突入量」曲線を求めた。

##### ② 外板の歪

外板に塑性歪ゲージを縦および横方向に貼付し、外板の伸びを計測した。

##### ③ 模型の圧壊状況

全体的な変形の状況を観測し、写真に記録した。

##### (2) 実験結果および考察

###### (a) 肋骨のない船側模型（実験シリーズ1）

最も基本的な船側構造として、Table 1に示すような寸法の船側外板と甲板のみから成る模型について、剛船首（船首角60°、先端半径15mm）による圧壊実験を行っ

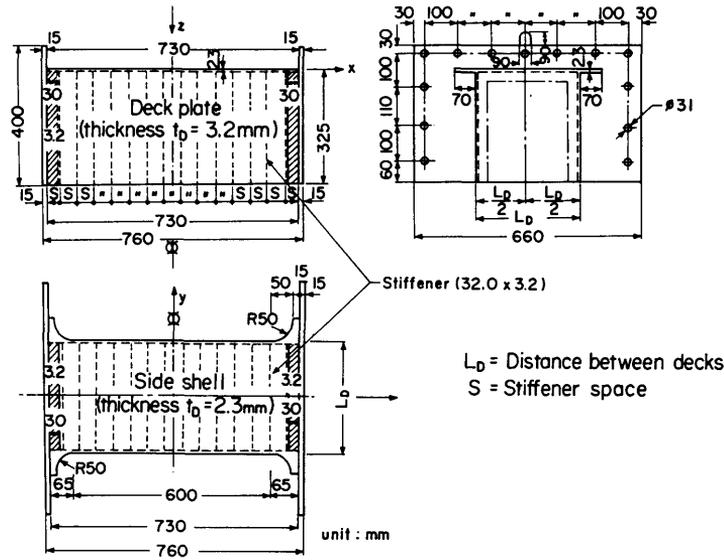


Fig.3 Ship-side model

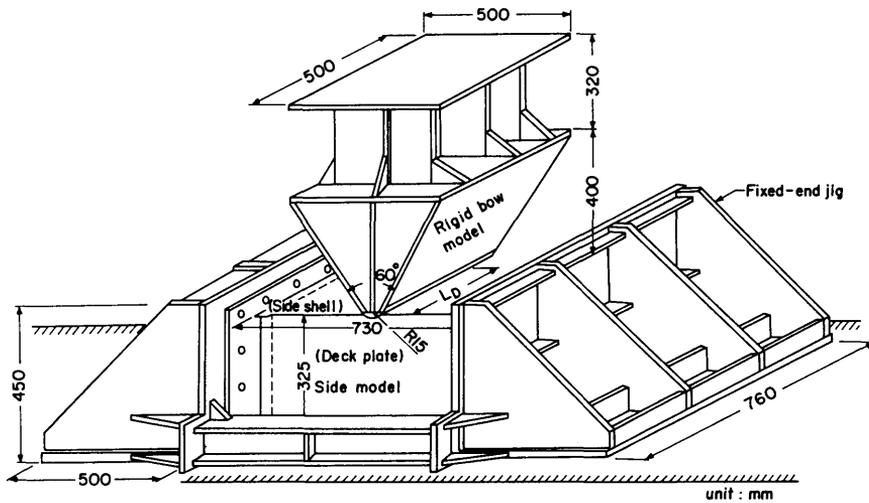


Fig.4 Test setup

た。

実験における破壊の進行状況は次のようになる。はじめは、甲板に相当する板で剛船首からの荷重を受けもつが、次第に耐えられなくなり、甲板は荷重直下の小部分で座屈する。ここでいったん荷重は下がるとともに甲板の変形は拡大し、荷重は次第に外板の張力の荷重方向成分によって受けもたれるようになり、荷重がふたたび上昇を始める。荷重が小さい起伏を続けな

がら増大し、突入量がさらに増えると、外板はついに張力により固定端で破断を始める。その後、荷重は急速に降下するとともに突入量も急速に増大して、最終破断に至る。

本実験シリーズ (TN 1-1 ~ TN 1-10) の試験模型の最終破壊状況で特徴的なことは、甲板間隔、甲板板厚を変えても破壊形式はあまり変化せず、外板は荷重点を中心に「く」の字に折れ曲るが、破断はすべて

Table 1 Scantlings of ship-side models  
(Test series 1)

(Test series 1)					
Test NO. TN	Side model	Scantlings (mm)			Tip radius of bow model R (mm)
		Distance between decks $L_D$	Thickness of side shell $t_s$	Thickness of deck plate $t_p$	
1-1	SI-1	100	2.3	1.6	15
1-2	SI-2	100	2.3	2.3	15
1-3	SI-3	100	2.3	3.2	15
1-4	SI-4	100	2.3	4.5	15
1-5	SI-5	200	2.3	3.2	15
1-6	SI-6	300	2.3	1.6	15
1-7	SI-7	300	2.3	2.3	15
1-8	SI-8	300	2.3	3.2	15
1-9	SI-9	300	2.3	4.5	15
1-10	SI-10	400	2.3	3.2	15

固定端(横隔壁位置に相当)で起っていることである。これは甲板の局部座屈とともに外板に大きな張力が生ずることによるものである。

このように、外板に大きな張力が作用していることや、両固定端、荷重点の3点を塑性関節として「く」の字に曲った最終破壊形状は、破壊形式の一つの特徴的なもので、これを「座屈型」破壊形式と呼ぶことにした。あとで、この破壊形式を他の破壊形式と比較検討する。

#### (b) 肋骨のある船側模型(実験シリーズ2~5)

船側構造は肋骨付き板構造であるので、この肋骨が衝突の際の荷重、吸収エネルギーにおよぼす効果を求めるのがここでの実験の目的である。前述のように肋骨のない船側構造の圧壊では、すべての模型において外板が両端の固着部から切れ、全体的に押しつぶされたように破壊している。しかし、実船の衝突後の状況を見ると、衝突によって破壊または変形する範囲は、衝突した両船が互に入り込んでいる狭い範囲に限られ、そこから少し離れたところでは、ほとんど変形せず衝突の影響を受けていない場合が多い。そこで、この状態を模型実験で再現するにはどのような条件が必要かを調べる目的をもって、船側構造の諸寸法をいろいろ変化させ、かつ肋骨の間隔を変えて実験を行った。実験シリーズ2~5に用いた船側模型および実験条件をTable 2に示す。実験番号のはじめの数字は、実験シリーズを示している。

#### (i) 甲板間隔、肋骨間隔の影響(実験シリーズ2)

実験シリーズ2では、被衝突船の船側模型の外板板厚、甲板板厚を一定として、甲板間隔( $L_D$ )、肋骨間隔( $s$ )をいろいろ変えて破壊の際の突入量に対する荷重、吸収エネルギーの変化を調べ、さらに破壊形式の変化をみた。

Fig.5, 6に甲板間隔( $L_D$ )が300mmの場合(TN 2-6~TN 2-11)の荷重-突入量曲線および吸収エネルギー-突入量曲線を示す。そして、このシリーズの最終破壊状況の概略を示したのがTable 3である。この表の上方左、すなわち甲板間隔( $L_D$ )が比較的狭く、肋骨間隔( $s$ )が比較的小である場合には、破壊は突入してくる剛船首の近傍にのみ起こり、そこから離れたところでは変形はほとんどない。ところが、表の下方右、すなわち $L_D$ が大で、 $s$ が比較的大である場合には、変形は突入船首近傍に限定されず全体におよんでいる。以上述べた破壊形式の両極端の場合をとり、前者を「食い込み型」破壊形式(Crack type)、後者を「座屈型」破壊形式(Buckling type)と呼ぶことにする。

破壊形式の定義、各形式の特徴などについては3.3.3項で述べる。食い込み型および座屈型の典型的な例であるTN 2-4(食い込み型)、TN 2-11(座屈型)について、剛船首の突入がある程度進んだ段階の変形をPhoto 1に示す。この写真や、前の記述から察せられる程度で破壊形式を考え、実験結果に考察をくわえることにする。

Table 3を参考にすると、 $L_D=300$ mmでは、TN 2-6は「食い込み型」、TN 2-7は「中間型」、TN 2-8~TN 2-11は「座屈型」の破壊形式であると判定する。そこであらためてFig.5をみると、食い込み型のTN 2-6の荷重( $P$ )-船首突入量( $w$ )曲線で、小さい凸凹はあるが、ほぼ突入量の増大につれて荷重が増加していくことが特徴になっている。凸凹のうち $P$ の最初の山( $w=30$ mm,  $P=31$ ton)で外板にクラックが生じ、荷重がいったん下がるが、その後また荷重は上昇する。これに対して、座屈型のTN 2-8では、荷重の大きな山( $w=144$ mm,  $P=56.6$ ton)を過ぎると $P$ は急激に減少してしまう。この山は外板の破断に対応している。中間型のTN 2-7はTN 2-6とTN 2-8の中間的な性質を示している。

Fig.6に示す吸収エネルギー( $E$ )-突入量( $w$ )曲線を見ると、TN 2-6では吸収エネルギーは突入量のほぼ2乗に比例して増加しているのに対し、TN 2-8では突入量がある程度以上(外板の破断後)になると吸収エネルギーの増加は急激に低下してしまう。TN 2-7ではTN 2-6とTN 2-8の中間的な性質を示している。

食い込み型、座屈型における外板に伝わる張力をみると、食い込み型においては、外板の張力は荷重点付近では大きい、荷重点から遠ざかったところまでは、張力はほとんど伝わっていない。一方、座屈型におい

Table 2 Scantlings of ship-side models (Test series 2~5)

(Test series 2~5)

Test NO. TN	Side model	Scantlings (mm)					Scantlings of stiffener
		Stiffener space S	Distance between decks $L_D$	Thickness of side shell $t_s$	Thickness of deck plate $t_D$	Tip radius of bow model R (mm)	
2-1	S2-1*	100	100	2.3	3.2	15.0	200 x 3.2
2-2	S2-2	200	100	2.3	3.2	15.0	
2-3	S2-3	300	100	2.3	3.2	15.0	
2-4	S2-4	100	200	2.3	3.2	15.0	
2-5	S2-5	200	200	2.3	3.2	15.0	
2-6	S2-6	50	300	2.3	3.2	15.0	
2-7	S2-7	100	300	2.3	3.2	15.0	
2-8	S2-8	150	300	2.3	3.2	15.0	
2-9	S2-9	200	300	2.3	3.2	15.0	
2-10	S2-10	250	300	2.3	3.2	15.0	
2-11	S2-11	400	300	2.3	3.2	15.0	
2-12	S2-12	200	400	2.3	3.2	15.0	
3-1	S2-6	50	300	2.3	3.2	15.0	Silt in side shell Side shell taken off Only two deck plates
3-2	S2-6	50	300	2.3	3.2	15.0	
3-3	S2-13	50	300	—	3.2	15.0	
3-4	S2-13	50	—	2.3	3.2	15.0	
3-5	S2-10	250	300	2.3	3.2	15.0	Silt in side shell Side shell taken off
3-6	S2-10	250	300	2.3	3.2	15.0	
3-7	S2-14	250	300	—	3.2	15.0	
4-1	S2-15	50	300	1.2	3.2	15.0	
4-2	S2-16	50	300	1.6	3.2	15.0	
4-3	S2-6	50	300	2.3	3.2	15.0	
4-4	S2-17	50	300	3.2	3.2	15.0	
4-5	S2-18	50	300	4.0	3.2	15.0	
4-6	S2-19	50	300	6.0	3.2	15.0	
5-1	S2-6	50	300	2.3	3.2	0.25	
5-2	S2-6	50	300	2.3	3.2	3.0	
5-3	S2-6	50	300	2.3	3.2	15.0	
5-4	S2-6	50	300	2.3	3.2	30.0	

\* Scantlings of stiffener : 32mm x 3.2mm, except S2-1

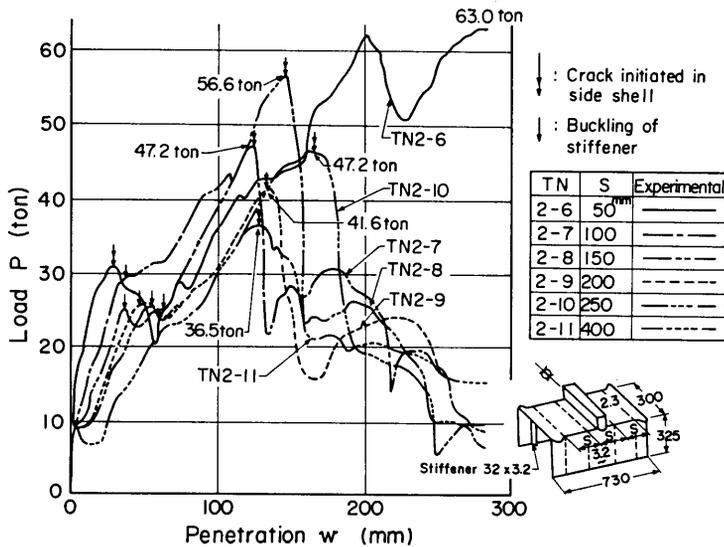


Fig.5 Load-penetration curves (TN2-6~TN2-11)

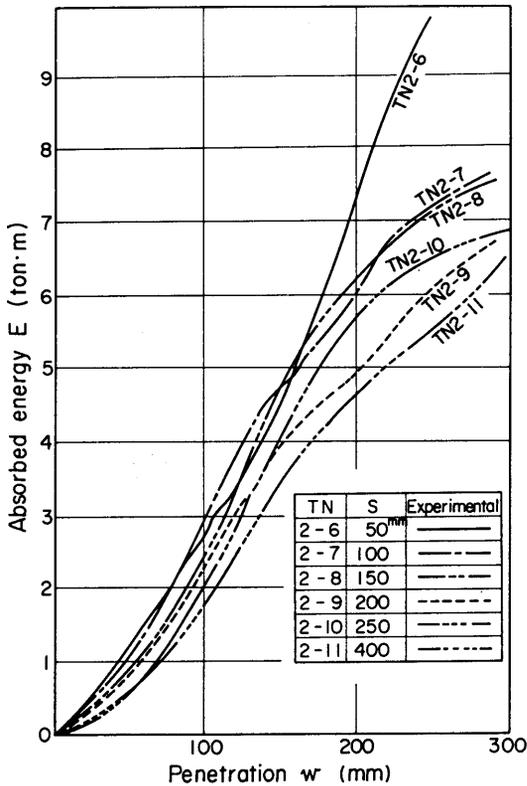


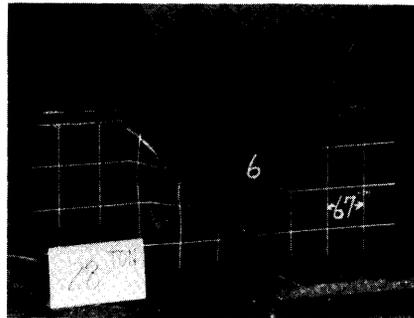
Fig.6 Absorbed energy-penetration curves (TN2-6~TN2-11)

ては、荷重点から遠ざかった外板上でも荷重点付近の引張りに近い歪値を示していた。これは、座屈型においては、張力が外板の長手方向(x軸方向)に、肋骨によって減衰することなしに伝わっていることを示している。

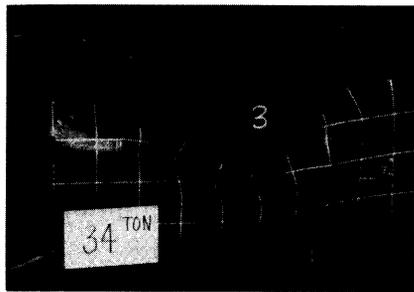
以上のことから、船側構造の衝突に対する耐荷力の変化が、破壊形式によって著しく異なることがわかる。座屈型では、剛船首による荷重は主として外板の張力の荷重方向の成分で受けもたれ、突入してくる船首と船側の接触は船首先端近傍にほぼ限定される。これは外板の張力伝達能力が比較的に強いので、いったん外板が破断すると耐荷力はほとんど残っていない。これに反して食い込み型では、荷重が増加し、荷重点直下の甲板が局部座屈して船首が船側に食い込み出すと、船首と船側は食い込んだ全面で接触する。船首による荷重は、この接している面からの圧力の荷重方向成分により受けもたれる。したがって、外板が破断しても耐荷力の減少は少なく、船首突入が進むにつれて接触

Table 3 Fracture modes

$\frac{L_p}{S}$ (mm)	100	200	300	400
50			TN2-6	
100	TN2-1	TN2-4	TN2-7	
150			TN2-8	
200	TN2-2	TN2-5	TN2-9	TN2-12
250			TN2-10	
300	TN2-3			
400			TN2-11	



(a) TN2-4 (Crack type)



(b) TN2-11 (Buckling type)

Photo 1 Deformation of ship-side model

面積は増大するので、耐荷力は突入量につれて増大することになる。

(ロ) 外板にスリット、外板の張力伝達機構のチェック (実験シリーズ3)

実験シリーズ3では、破壊形式におよぼす外板の影響を調べる目的で、船側模型の外板を取り除いたり、外板の張力伝達機能をなくすために外板にスリットを入れたりした。このシリーズでは、外板の動きが食い込み型、座屈型破壊でかなり異なるという推測を実験的に確かめることを目的としている。

座屈型破壊では、実験シリーズ2の結果から外板は張力伝達材として本質的に重要な役割をしていることがわかったので、外板で剛船首が最初に接するところ ( $x=0$ ,  $y$ 方向) にスリットを入れ、張力の伝達を断つと吸収エネルギーは著しく減少することが予想される。これに反し、食い込み型破壊では、外板は張力のある程度伝えるが、これは構造の破壊機構に本質的に重要な役割はしない。事実、外板が破断しても耐荷力が急激に減少することはない。したがって、食い込み型の船側模型の外板にスリット ( $x=0$ ,  $y$ 方向) を入れた場合は、破壊の状況はスリットの無い場合と本質的に差がなく、吸収エネルギーとしては、外板にスリットのあった船側模型のほうが外板破断に要するエネルギー分だけ少ない程度であることが予想される。

Fig.7は実験シリーズ2で食い込み型破壊をした試験模型S2-6を用いて、外板の動きを調べるための実験シリーズTN3-1~TN3-4の実験結果である。Table 2に示したように、TN3-2に用いた船側模型は、TN3-1に用いた船側模型の外板に荷重線に沿ってスリットを入れて長手方向の張力の伝達を断つたものである。TN3-3の船側模型は外板をも除いたもの (ただし、外板についた肋骨はある) で、TN3-4の船側模型は外板もこれについた肋骨も除いたものである。Fig.7の荷重-突入量曲線でTN3-1とTN3-2とを比べると、外板にクラックが入るところまでは、外板の張力で荷重を受けもつ分だけTN3-1の荷重が高くなっているが、それ以降の二つの曲線はほぼ同じである。ところが、TN3-3やTN3-4のように外板がまったくない場合には、荷重がTN3-1, TN3-2に比べて著しく低下していることがわかる。また、TN3-3はTN3-4より突入量 $w$ が100mm以上において、荷重が2~3割大きくなっている。 $w$ が100mm以下ではほぼ同じである。このことから、食い込み型において、外板は張力伝達材としてはそれ程重要な役目を果たしていないが、甲板の

(48)

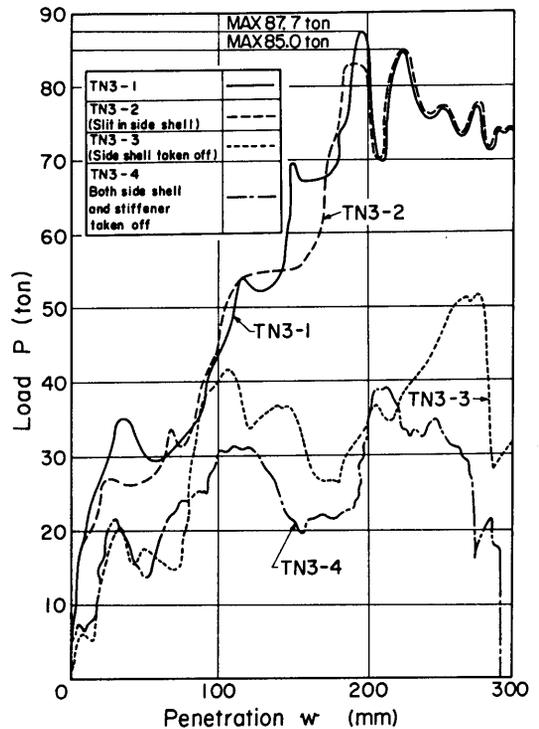
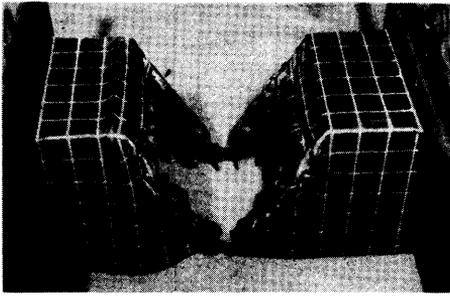


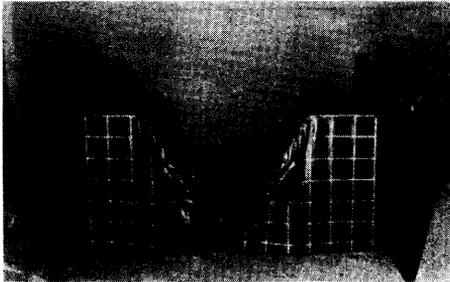
Fig.7 Load-penetration curves (TN3-1~TN3-4)

拘束材として吸収エネルギーの大きさに影響を与えることがわかる。Photo 2に各場合の船側模型の破壊後の状況を示す。これを見ると、TN3-1およびTN3-2では、船首が接触部分の外板や甲板をこまかく巻き込みながら突入し、変形が船首と船側の接触部にほぼ限定されているのに、TN3-3およびTN3-4では、甲板の巻き込みはみられず、全体的に大きい変形をしている。船首が船側に突入すれば、船首の突入分に相当する体積を排除しなければならないわけであるが、外板のある場合は、船首が甲板をこまかく折り曲げて排除するように強制するのに反し、外板のない場合は、甲板を全体的に大きく曲げることが許されるため、排除に要するエネルギーが前者の場合に比べ著しく少なくてすむものと考えられる。TN3-3とTN3-4の差は肋骨により甲板の変形が拘束されたためと考えることができる。

一方、座屈型模型について、荷重-突入量曲線をFig.8に示す。外板の完全なTN3-5と外板にスリットを入れて張力が伝達できないようにしたTN3-6とを比べると、同じ突入量に対して、スリットを入れたTN



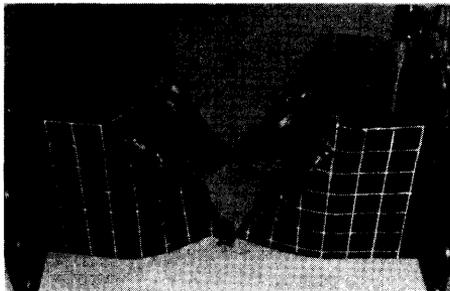
(a) TN3-1



(b) TN3-2



(c) TN3-3



(d) TN3-4

Photo 2 Fracture modes (TN3-1~TN3-4)

3-6のほうが荷重がかなり低くなっている。TN3-5では、外板が張力を伝えるために船首からの荷重

を模型全体でささえ、外板が切れる直前に最高荷重に達し、外板が切れると耐力は急速に減少してしまう。これに対しTN3-6では、外板が張力を伝えないために、突入船首からの荷重は主として船首があたっている近傍の甲板のみで受けもたれ、甲板にクラックが入るところで最高荷重に達し、それ以後荷重は低下する。最高荷重の低下はTN3-5ほど著しくない。外板の全くないTN3-7では、耐力はTN3-6に比べてさらに減少する。以上のことから、座屈型においては、外板破断までの吸収エネルギーの全吸収エネルギーに占める割合が非常に高いことがわかる。

食い込み型では、外板のスリットは外板の破断までの荷重や吸収エネルギーに多少の影響をあたえるが、外板破断後はスリットの影響は認められなかった。これは、スリットのあるなしによって外板の破断またはそれに相当する突入量での変形に変化がみられなかったことによる。ところが、座屈型の場合は、外板の破断またはそれに相当する突入量で、外板が完全な場合では変形が広範囲におよんでいるが、外板にスリットのある場合ではそれ程でない。実験シリーズ3の結果から、衝突に対する船側外板の働きには、張力伝達材としての働きおよび甲板などの変形拘束材としての働きがあると考えることができる。食い込み型では外板は主として変形拘束材として働き、座屈型においては張力伝達材としても変形拘束材としても働いていることがわかる。

#### (イ) 外板の板厚の影響 (実験シリーズ4)

実験シリーズ4では、甲板板厚、肋骨間隔を同じにして、外板板厚 ( $t_s$ ) のみを変えることにより、破壊形式を変えることができるという仮定を実証するためのシリーズである。

実験シリーズ2および実験シリーズ3の結果から、外板の張力の大きさと甲板を有効幅として含む肋骨の強度との関係で、破壊形式が座屈型となったり食い込み型になるものと考えられる。したがって、実験シリーズ2で典型的に食い込み型の破壊形式を示した船側模型S2-6の外板の板厚を大きくして張力伝達面積  $A = t_s \times L_0$  (ただし、 $t_s$  = 外板板厚、 $L_0$  = 甲板間隔) を増すと、破壊形式は食い込み型から座屈型に移行することが考えられる。外板板厚 ( $t_s$ ) がある板厚以下になると破壊形式は食い込み型になり、 $t_s$  をさらに減少させた場合、 $t_s$  が変形拘束材として十分なものであれば、吸収エネルギーの  $t_s$  による差はほとんどみられないはずである。

本実験シリーズでは、船側模型S2-6を基本に外

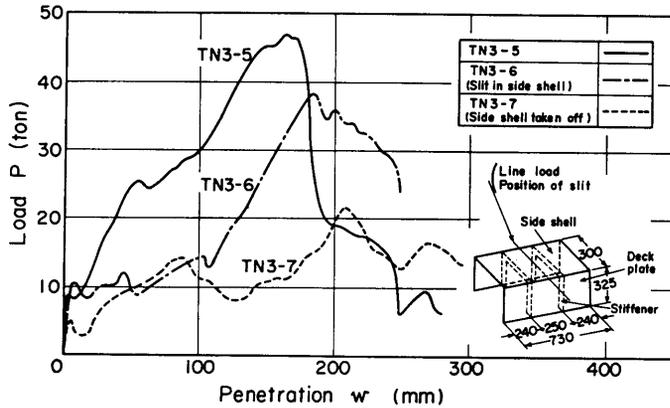


Fig.8 Load-penetration curves (TN3-5~TN3-7)

板の板厚 $t_s$ をいろいろ変えた船側模型によって、外板の板厚が船側の吸収エネルギー、破壊形式におよぼす影響を調べた。Fig.9に荷重(P)－突入量(w)曲線を、Fig.10に吸収エネルギー(E)－突入量(w)曲線を示す。Photo 3に、典型的な食い込み型破壊をしたTN 4-1と座屈型破壊をしたTN 4-6の船側模型の破壊状況を示す。P-w曲線の形およびPhoto 3に示したような破壊形状から実験の破壊形式を判定すると、TN 4-1からTN 4-4までは食い込み型、TN 4-6は座屈型で、TN 4-5は両者の中間的な型であることがわかった。これから、外板の板厚を増せば食い込み型から座屈型へ移行することが実証された。移行する板厚については破壊形式の判定の項で述べる。

次に、実験シリーズ3の結果から、破壊が食い込み型の範囲では、外板の板厚が増減しても全体の吸収エネルギーはあまり変化しないことが考えられるが、これについて調べてみる。Fig. 9のP-w曲線においてTN 4-1~TN 4-4の実験を比べてみると、荷重の第1のピーク(外板破断時に相当)は外板板厚( $t_s$ )が小さいほど低くなっているが、外板の破断後はP-w曲線の $t_s$ の違いによる差はなくなっている。したがって、吸収エネルギー曲線においても、Fig.10に示すように $t_s$ の違いによる差は小さい。このことは前述のことを示していると思われる。

(二) 船首先端半径の影響(実験シリーズ5)

実験シリーズ5では、4個の同一模型について、衝突船の船首先端半径が破壊形式に及ぼす影響を調べるために、剛船首模型の先端半径を変えた実験を行った。この実験は、後述する破壊形式の判定の基準として考えた外板に亀裂が入るのが先か(食い込み型)、荷重点

(50)

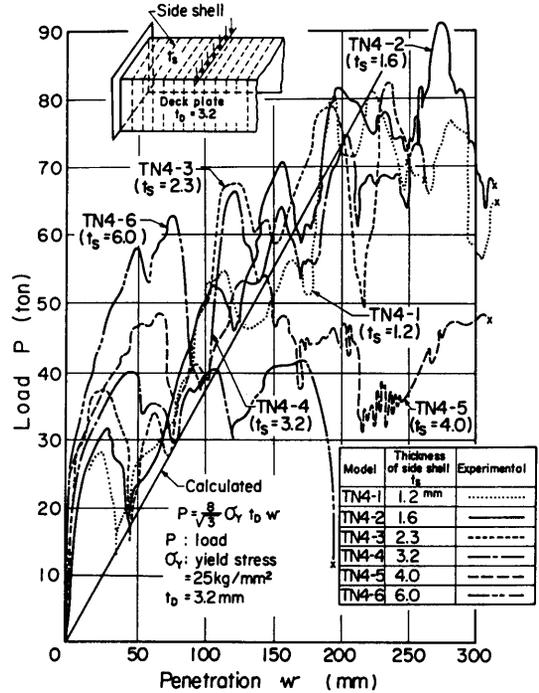


Fig.9 Load-penetration curves (TN4-1~TN4-6)

に最も近い肋骨が座屈するのが先か(座屈型)をみることを目的としたものである。

これまでの実験では、船首の寸法を一定にしたが、ここでは船首先端半径をいろいろ変えて食い込み型の船側模型S2-6を圧壊した。TN 2-6の実験の船首先端半径Rは15mmであったが、このRを0.25, 3.0, 30.0mmに変えて実験した。実験による荷重(P)－突入

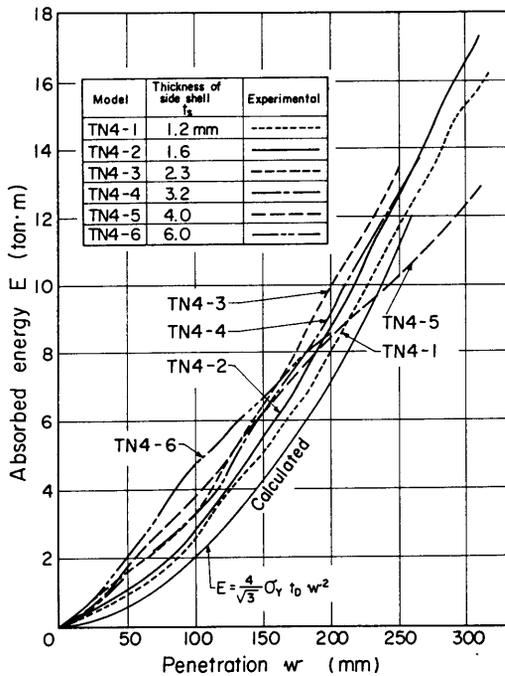
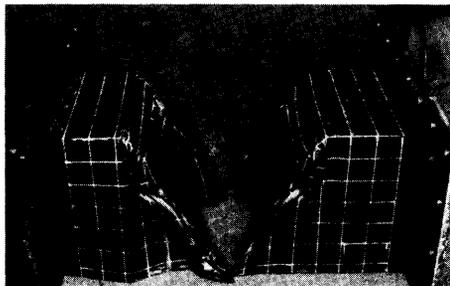
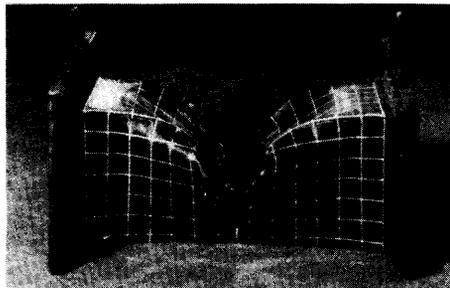


Fig.10 Absorbed energy-penetration curves (TN4-1~TN4-6)



(a) TN4-1 (Crack type)



(b) TN4-6 (Buckling type)

Photo 3 Fracture types of ship-side models (Static test)

量(w) 曲線をFig.11に示す。同図において、外板破断に対応する荷重の最初の山(w=20~70mm)はRが大きくなるほど高くなり、座屈型への移行がわずかにみられる。外板が破断してからは、P-w曲線は4例とも大略同じと考えられる。この実験シリーズからわかったことは次の2点である。

- (i) Rが大きいほど破壊形式は座屈型に近づく。
  - (ii) 食い込み型の破壊形式の場合は、Rの大小は船首突入量の初期を除けば、P-w曲線に影響を与えない。
- (b) 船側模型の縮尺影響 (実験シリーズ 6)

本実験シリーズ6では、実験シリーズ4で用いた船側模型の約1/2および3/2の模型について圧壊実験を行い、荷重、吸収エネルギーに関する相似則や破壊形式の判定基準を得ることを目的とした。Table 4に船側模型の寸法および船首模型の先端半径等を示す。船首角は60°である。TN 6-1~TN 6-4の船側模型は実験シリーズ4の1/2模型に相当する。外板板厚の破壊形式に及ぼす影響をみるものである。TN 6-5~TN

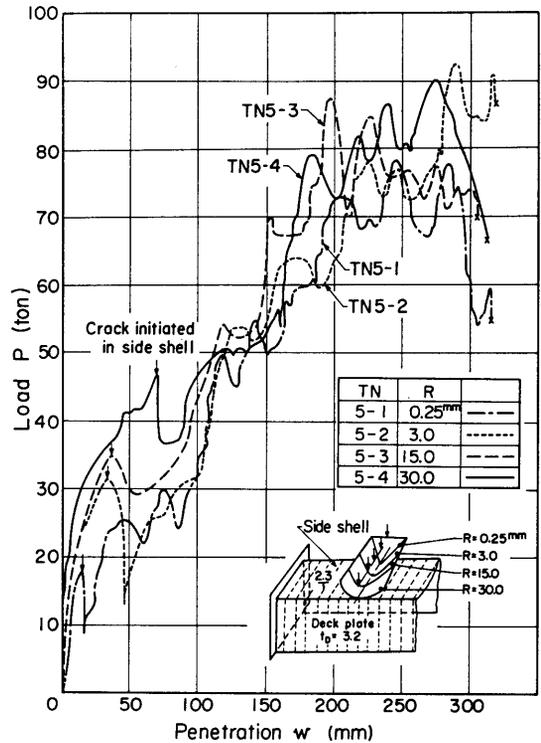


Fig.11 Load-penetration curves (TN5-1~TN5-4)

Table 4 Scantlings of ship-side models (Test series 6)

Test NO. TN	Side model	Scantlings (mm)				Tip radius of bow model R (mm)	Scantlings of stiffener
		Stiffener space S	Distance between decks L <sub>D</sub>	Thickness of side shell t <sub>s</sub>	Thickness of deck plate t <sub>p</sub>		
6-1	S3-1	25	150	1.2	1.6	3	13.6 x 1.6 mm
6-2	S3-2	25	150	1.6	1.6	3	13.6 x 1.6
6-3	S3-3	25	150	2.3	1.6	3	13.6 x 1.6
6-4	S3-4	25	150	3.2	1.6	3	13.6 x 1.6
6-5	S3-5	75	450	2.3	6.0	15	60 x 6.0
6-6	S3-6	75	450	4.0	6.0	15	60 x 6.0
6-7	S3-7	75	450	8.0	6.0	15	60 x 6.0

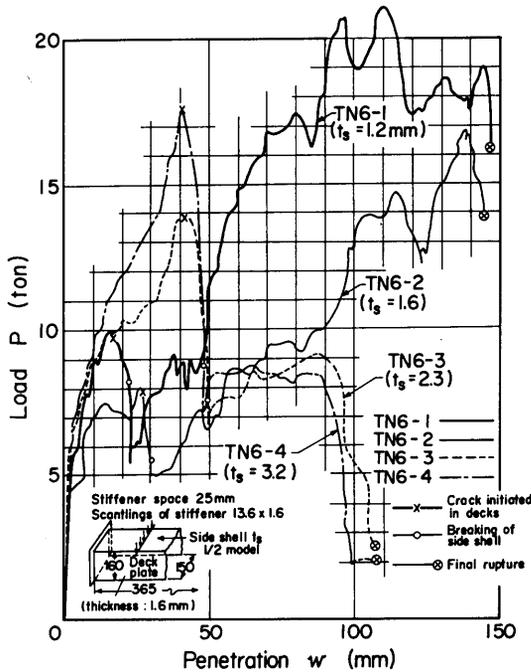


Fig.12 Load-penetration curves (1/2model, TN6-1~TN6-4)

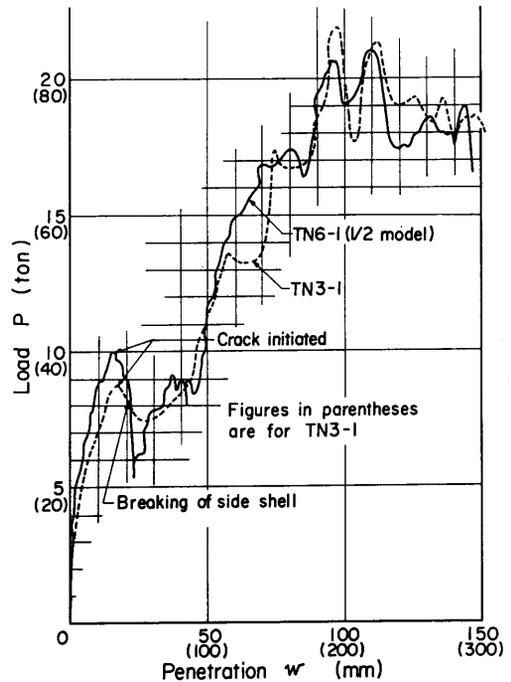


Fig.13 Load-penetration curves (Comparison between 1/2model and 1model)

6-7の船側模型は3/2模型に相当している。圧壊の方法は他のシリーズと同様であるが、船首模型の先端半径は、TN6-1~TN6-4に対しては3.0mm、TN6-5~TN6-7に対しては15mmを用いた。

Fig.12に1/2相似模型実験の荷重-突入量曲線を示す。同図から、1/2模型について、外板の板厚を大きくすると、実験シリーズ4の結果と同様に、破壊形式が食い込み型から座屈型に移行することがわかる。このことは3/2模型についても同様であった。

次に相似則について考えてみる。荷重は縮尺率の2乗に比例し、吸収エネルギーは縮尺率の3乗に比例す

ると考えて、これを1/2模型について示したのがFig.13,14である。TN6-1の模型はTN3-1の1/2の大きさであるので、突入量に対しては縮尺率 $\gamma=1/2$ を、荷重に対しては $\gamma^2=1/4$ を、吸収エネルギーに対しては $\gamma^3=1/8$ を目盛として示した。同図において、TN6-1とTN3-1とは対応した曲線になっている。このことは同様に3/2模型についてもみられ、これらの模型の間で相似則がほぼ成立していることがわかる。

### 3.3.3 構造物の破壊による吸収エネルギー

#### (1) 破壊形式の判別法

これまでの実験でみてきたように、船側の破壊形式

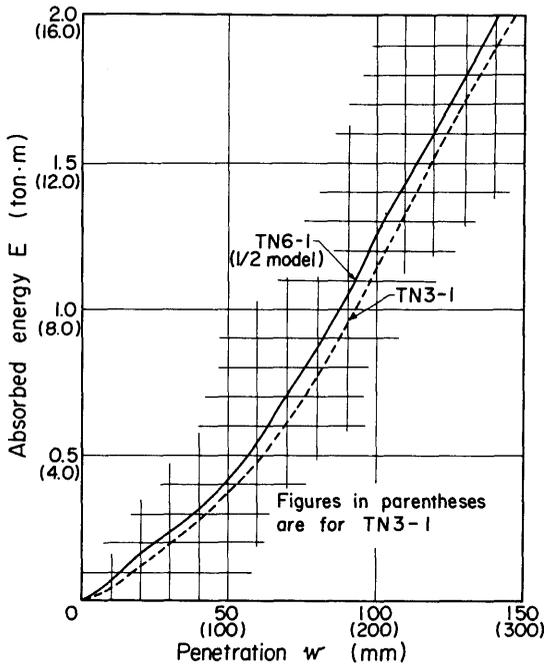


Fig.14 Absorbed energy-penetration curves (Comparison between 1/2 model and 1 model)

には座屈型、食い込み型があり、その各々の構造様式に対して吸収エネルギーを求める必要があるが、まず破壊形式についての判別をする必要がある。

いま、Fig.15に示すように2本の肋骨にはさまれた外板と甲板の模型を考え、船首が $w_0$ だけ突入した状態とする。全荷重を $2P$ 、外板の張力を $T$ 、甲板による反力を $2Q$  (甲板1層あたり $Q$ )、肋骨位置での上向きの反力を $R$ 、外板が変形前の直線となす角を $\theta$ とする。荷重点直下の点Aおよび肋骨位置の点Bでの力の平衡から次式を得る。

$$P = T \sin \theta + Q \tag{13}$$

$$R = T \sin \theta \tag{14}$$

これより

$$P = R + Q \tag{15}$$

AB間の外板の歪分布は一様でなく、船首の先端半径、肋骨と外板や甲板との固着の程度によって、船首と接触した部分の歪が変化すると考えられるが、ここではAB間の平均歪 $\epsilon_m$ をとって次式により計算する。

$$\epsilon_m = \frac{1}{s} (\sqrt{s^2 + w_0^2} - s)$$

$$= \frac{1}{2} \left( \frac{w_0}{s} \right)^2 - \frac{1}{8} \left( \frac{w_0}{s} \right)^4 + \dots \tag{16}$$

ただし  $2s$  = 肋骨間隔  
 $\sin \theta$  は  $w_0/s$  の級数として次のようになる。

$$\begin{aligned} \sin \theta &= \frac{w_0}{\sqrt{s^2 + w_0^2}} \\ &= \frac{w_0}{s} - \frac{1}{2} \left( \frac{w_0}{s} \right)^3 + \frac{3}{8} \left( \frac{w_0}{s} \right)^5 - \dots \end{aligned} \tag{17}$$

座屈型になるか食い込み型になるかの判別基準として、荷重点に最も近い肋骨 (甲板を有効幅だけ付けた肋骨を考える) が(14)式の $T \sin \theta$ に相当する力によって座屈する時点とAB間の外板のどこかに亀裂が入る (これが進展して外板が切断する) 時点とを比較し、座屈が先におこれば座屈型、亀裂発生が先におこれば食い込み型になるとする。

甲板を有効幅だけ付けた肋骨の曲げ剛性を $I$ とすれば、この部分の座屈荷重 $R_{cr}$ は $I$ に比例すると考えると、比例定数を $k$ として

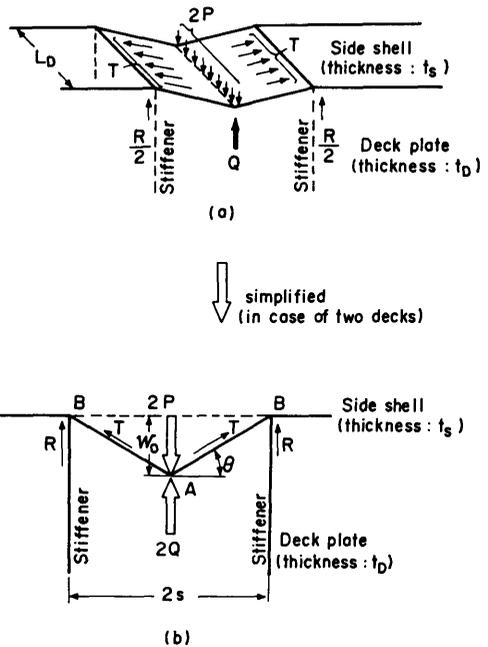


Fig.15 Equilibrium of forces

$$R_{cr} = kI \tag{18}$$

とおける。肋骨の部分座屈したときを考えると、AB間の外板は膜力状態と考えられ、張力 $T$ は次式になる

$$\tag{53}$$

と考える。

$$T = A\sigma_Y \quad (19)$$

ただし A：外板の断面積

$\sigma_Y$ ：外板の降伏応力

このときの外荷重を $P_{cr}$ とし、(13)式に(17)式の第1項および(19)式を代入すると次式になる。

$$P_{cr} = A\sigma_Y \left( \frac{w_0}{s} \right) + Q \quad (20)$$

$$\text{これより } w_0 = \frac{s}{A\sigma_Y} (P_{cr} - Q) \quad (21)$$

このときの外板の平均歪を $\epsilon_{mcr}$ とすると、(16)式の第1項のみをとり、(21)式から次のようになる。

$$\epsilon_{mcr} = \frac{(P_{cr} - Q)^2}{2A^2\sigma_Y^2} \quad (22)$$

(22)式において

$$P_{cr} - Q = R_{cr} = kI \quad (23)$$

を代入すると

$$\epsilon_{mcr} = \frac{k^2 I^2}{2A^2\sigma_Y^2} \quad (24)$$

が得られる。AB間の外板に亀裂が入るのは、AB間の外板の平均歪が材料によって定まる破断歪 $\epsilon_b$ を超すときであると考えられる。そこで(24)式の $\epsilon_{mcr}$ と $\epsilon_b$ とを比較することによって、破壊形式の判定を次のようにすることができる。

$$\begin{aligned} \frac{k^2 I^2}{2A^2\sigma_Y^2} > \epsilon_b & \text{ 食い込み型} \\ \frac{k^2 I^2}{2A^2\sigma_Y^2} < \epsilon_b & \text{ 座屈型} \end{aligned} \quad (25)$$

(25)式のうちで $k$ 、 $\sigma_Y$ 、 $\epsilon_b$ は定数である。 $\sigma_Y$ 、 $\epsilon_b$ は材料によって定まるものであり、 $k$ は構造方式によって定まるものである。これからわかるように、破壊形式の判定にはIとAが関係していることになる。実験結果によれば、破壊形式の決定に関係する部材寸法は次のようになる。

- ① 肋骨間隔、肋骨寸法  
肋骨間隔が狭いほど、寸法が大きいほど食い込み型になる。
- ② 外板板厚  
板厚の小さいほど食い込み型になる。
- ③ 甲板板厚  
板厚の大きいほど食い込み型になる。
- ④ 甲板間隔  
間隔の狭いほど食い込み型になる。

(54)

### ⑤ 衝突船船首の先端半径

半径が小さいほど食い込み型になる。

(25)式で破壊形式の判定に関係する値には、外板断面積A、甲板を有効幅として含む肋骨の断面2次モーメントIが含まれているが、①～⑤の項目のうち②と④はAに関係し、①と③はIに関係すると考えられる。⑤は、それほど大きな影響がないことが実験結果からわかったので無視することにする。ここで、①の肋骨間隔(2s)が(25)式において直接あらわれていないが、これは甲板による反力はsに関係しないとしているためである。しかし、実験結果からsは破壊形式に重要な影響をもつ値であることがわかったので、これを(25)式の中で陽に表して、破壊形式判定パラメータ $\beta$ をあらためて次のように定義する。

$$\beta = \frac{f(s)A^n}{I^m} \quad (26)$$

ただし $m$ 、 $n$ は定数

$\beta$ を無次元化して、簡単な場合として $f(s) = 2s$ 、 $n = 1$ 、 $m = 3/4$ とする。このときの $\beta$ を $\beta_0$ とおけば

$$\beta_0 = \frac{2sA}{I^{3/4}} \quad (27)$$

となる。

この $\beta_0$ をプロットしてみたのだがFig.16である。横軸に肋骨断面2次モーメントIを、縦軸には肋骨間隔2sに外板断面積Aを乗じた2sAを、ともに対数でとり、標準模型(実験シリーズ4のTN4-1～TN4-6)、1/2模型(TN6-1～TN6-4)、3/2模型(TN6-5～TN6-7)および甲板1層に相当する単板による実験結果をプロットしている。この図から、破壊が食い込み型から座屈型に移行する点を結ぶと

$$\frac{2sA}{I^{3/4}} \approx 50 \quad (28)$$

となる。そこで、破壊形式に対しては実験上の結果をまとめれば、判別式として

$$\left. \begin{aligned} \beta_0 > 50 \text{ の場合, 座屈型} \\ \beta_0 < 50 \text{ の場合, 食い込み型} \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

が得られる。

### (2) 吸収エネルギーの式

座屈型破壊形式に対応すると考えられる計算式についてはすでに発表<sup>8,10)</sup>されているので、ここでは食い込み型破壊の際の突入量に対する荷重、吸収エネルギーを計算する。Fig.17は突入がある程度進んだ段階を示したものである。食い込み型では、船側構造の変形は

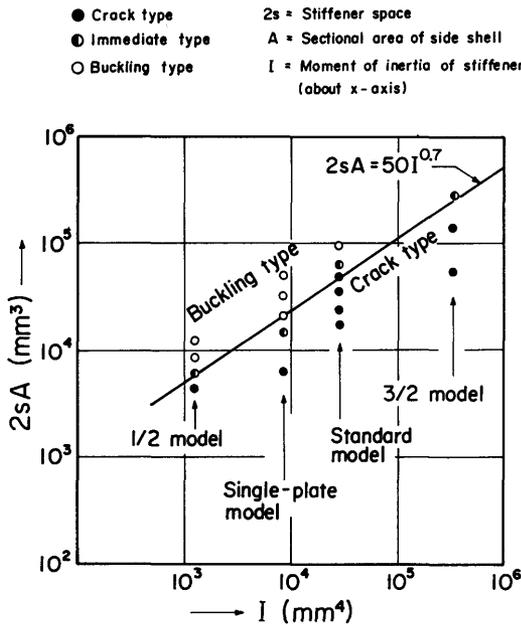


Fig.16 Discriminant equation between fracture types

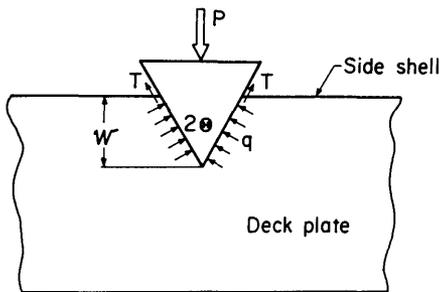


Fig.17 Penetration of bow into ship-side

船首近傍に限定されるので、全荷重Pは甲板からの圧力q、外板の張力Tにより支えられると考える。釣合いの関係から

$$P = 2nqwtan\Theta + 2Tcos\Theta \quad (30)$$

ただし n: 甲板層数, q: 甲板反力 =  $\sigma_Y t \delta$   
 w: 船首突入量, T: 外板張力,  $2\Theta$ : 船首角,  $t\delta$ : 肋骨を考慮した甲板板厚,  $\sigma_Y$ : 降伏応力

外板は突入初期に切断され、その後は外板張力Tは非

常に小さいので無視すると

$$P = 2nt\delta\sigma_Ywtan\Theta \quad (31)$$

になる。これが食い込み型破壊における荷重P—突入量wの関係式である。吸収エネルギーEは(31)式をwにつき積分することにより

$$E = nt\delta\sigma_Yw^2tan\Theta \quad (32)$$

となる。

Fig.9, 10においては、(31)式および(32)式において  $t\delta$ を肋骨をならした板厚 ( $t\delta = 2td$ ) とし、2層甲板であるから  $n = 2$  とおいて得られる式 ( $2\Theta = 60^\circ$ の場合)

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{8}{\sqrt{3}} \sigma_Y t_D w \\ E &= \frac{4}{\sqrt{3}} \sigma_Y t_D w^2 \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

による計算値を示してある。

### 3.3.4 船側構造模型の動的圧壊実験

#### (1) 試験模型および実験方法

試験模型は、3.3.2項の静的圧壊実験で明らかになった二つの破壊形式について、静的圧壊実験で無視された突入速度の影響を調べるため、静的圧壊実験で典型的に食い込み型および座屈型の破壊形式を示したS2-6, S2-10と同じ寸法をもつものである。破壊形式は衝突速度の影響をうけると思われるが、これらの試験模型は十分に食い込み型あるいは座屈型の破壊をする領域にあるため、動的(ここで実施しようとしている程度の)実験においても、静的実験と同一形式の破壊をするものと考えた。

衝突実験装置の要目は次のとおりである。

- (i) 鉄塔高さ16m, 重錘有効落下高さ(最大)12m
- (ii) 重錘 5 ton 鑄鉄製
- (iii) 衝突壁 高さ3m, 幅5m, 鉄筋コンクリート製, 重量120ton
- (iv) ガイドレール 中央に1本50m

この装置に船側模型支持用の架構、台車走行用レールを取りつけ、これに試験模型、台車を搭載して実験を行った。台車に取り付けたトリガーを切り離すと、衝突船船首を取りつけた台車が重錘により加速され、衝突直前で曳引ケーブルは台車から切り離され、船側模型に衝突する。台車の重量と重錘の高さを変えることにより、所定の運動エネルギーと速度が得られる。

台車と船側模型支持架構の寸法をFig.18に示す。台

車に取り付けた衝突船船首模型は剛構造で、船首角度 $60^\circ$ 、先端半径 $15\text{mm}$ で、これは静的圧壊実験に用いた代表的船首と同じである。台車だけの重量は約 $1.3\text{ton}$ である。船側模型はFig.18に示したような支持架構に取り付ける。この支持架構は4個の $50\text{ton}$ ロードセルと過負荷防止装置を介して衝突壁に接する。試験模型の架構への取り付けは、静的実験の場合と同様である。過負荷防止装置は鋼製の円筒で、その強度はロードセルの許容負荷( $120\text{ton}$ )以下にしてあり、ロードセルの破損を防ぐものである。円筒として、直径 $101.5\text{mm}$ 、高さ $110\text{mm}$ 、板厚 $5\text{mm}$ 、最大荷重 $63.6\text{ton}$ のものを使用した。

実験条件としては、静的実験と同様に、被衝突船の船側に直角に衝突船が衝突する場合を考えているので、衝突角度は $90^\circ$ のみとした。食い込み型破壊および座屈破壊をする船側模型の各々に対し、台車の運動エネルギーは一定となるようにし、衝突速度を変えた。実験条件の一覧表をTable 5に示す。食い込み型5点、座屈型3点である。

計測項目は、①試験模型が衝突の間にかかる荷重の変化、②剛船首(台車)の船側模型への突入量、③台車の衝突直前から停止までの速度変化、④台車および船側模型支持架構の加速度変化、⑤船側模型外板の応力変化である。全計測器類の系統図をFig.19に示す。

#### (a) 荷重

衝突時の荷重の時間的変化を市販のロードセルを用い、動的歪測定器を通してデータレコーダーに記録した。定格容量 $50\text{ton}$ のロードセルをFig.18に示すように4個、船側模型支持架構の後面(衝突壁側)に左右、上下対称に取り付けた。ロードセルの受圧面は衝突壁

に取り付けた過負荷防止用円筒の先端に接するようになった。計測器の応答特性は、ロードセルの応答周波数で $2\text{KHz}$ 、動的歪測定器では $4\text{KHz}$ 、データレコーダーでは $20\text{KHz}$ である。現象の持続時間は約 $0.05\text{sec}$ と考えられるので、これらの計測器類の応答速度はこの実験に十分なものと考えた。

データレコーダーに入れた記録は、実験後、テープ速度を $1/20$ の低速にして電磁オシログラフ記録紙上に再現して解析した。実験時には、モニターとしてシンクロスコープを用い、ポラロイドカメラにてブラウン管上の記録を撮影した。

#### (b) 突入量

$16\text{mm}$ 高速度カメラによる方法と、台車に取り付けた回転式変位計による方法とを併用した。高速度カメラは船側模型の真横(レールに直角方向)から毎秒 $600\sim 1000$ コマで突入の状況を撮影した。船首に市松模様が描かれており、この移動量を解析機で読み取った。なお、フィルムの縁に $1/100$ 秒ごとにタイムマークを入れた。

回転式変位計は、一方は台車に固定され、他方の硬質ゴム製の車輪はガイドレールの上面に押しつけ、台車の速度で回転するゴム製車輪の回転をポテンシオメータにベルトで伝え、ポテンシオメータの抵抗変化をデータレコーダーに記録するものである。

#### (c) 衝突速度

光電管式速度計、ポテンシオメータおよび高速度カメラにより測定した。光電管式速度計は一定標点距離をもって設置し、その光のビームを車輪が通過するとき、光の継続時間をカウンターで記録する。標点距離約 $1\text{m}$ とし架構の直前で測った。

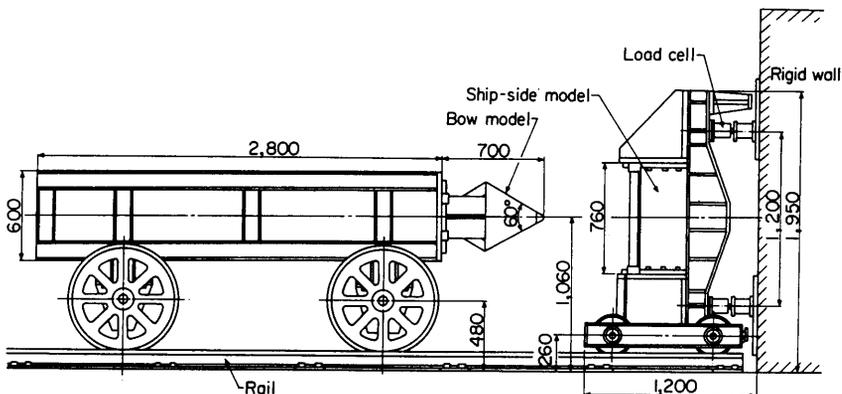


Fig.18 Dynamic test setup

Table 5 Test Conditions

Test NO.	1	2	3	4	5	6	7	8
Fracture type	Crack	Crack	Crack	Crack	Buckling	Crack	Buckling	Buckling
Mass of carriage (ton)	2.78	1.81	2.018	4.1048	4.1048	3.1231	3.1231	2.0448
Collision speed (m/sec)	8.120	10.048	9.458	7.090	5.332	8.058	6.135	7.328
Collision energy of carriage (including rotating energy) (ton · m) of wheel	10.25	10.69	10.43	11.22	6.34	11.24	6.52	6.33
Energy absorbed by ship side model [ Relation between energy (E) and penetration (δ) ]								

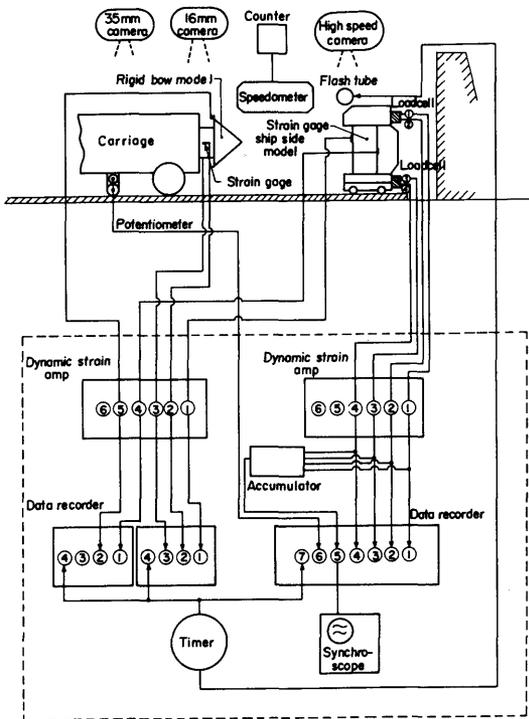


Fig.19 Schematic representation of measuring instruments

(d) 加速度

加速度ピックアップを衝突船船首に1個取り付け、船首の水平方向の加速度を測った。また、架構の振動状態をみるため、架構の垂直部材の midpoint にも加速度ピックアップを1個取り付け、その位置における水平方向の加速度を測った。

(e) 応力

船側模型の外板の長さ方向の応力をストレングージ

により測った。また、船首取り付け部での応力も測った。

(2) 実験結果および考察

(a) 破壊形式

被衝突船の船側模型は、静的実験において典型的な座屈型および食い込み型破壊をした2種類である。これらの試験模型を動的実験によって破壊させたところ、その破壊形式は静的実験結果と類似し、破壊状況も同じようであった。(Fig.20, 21およびPhoto 4)

(b) 突入時間

突入に要する時間は、実験の結果では、食い込み型試験模型で50~60msec、座屈型試験模型ではそれより長く80~110msecとなり、座屈型のほうが約60%長かかっている。

(c) 吸収エネルギー

Fig.22, 23に食い込み型試験模型および座屈型試験模型について、それぞれ吸収エネルギー—突入量曲線をまとめて示す。同図において動的実験結果と共に、静的実験結果 (SS.E曲線) および静的計算値 (SS.C曲線) も示してある。これらの値を比較すると、動的実験結果の値は静的実験結果の値より50%程度高めに出ている。そこで、動的な影響を次に述べるように定義した平均歪速度の影響と考えて静的実験の値を修正した。

ここでの模型実験に対する平均歪速度を次のように考えた。中央点 (荷重直下) の突入速度  $v$  と時間  $t$  との関係

$$v = v_0 \left( 1 - \frac{t}{T} \right) \tag{34}$$

ただし  $v_0$ : 衝突船首の初速度

$T$ : 衝突時間

と仮定すれば、中央点の撓み  $\delta$  は

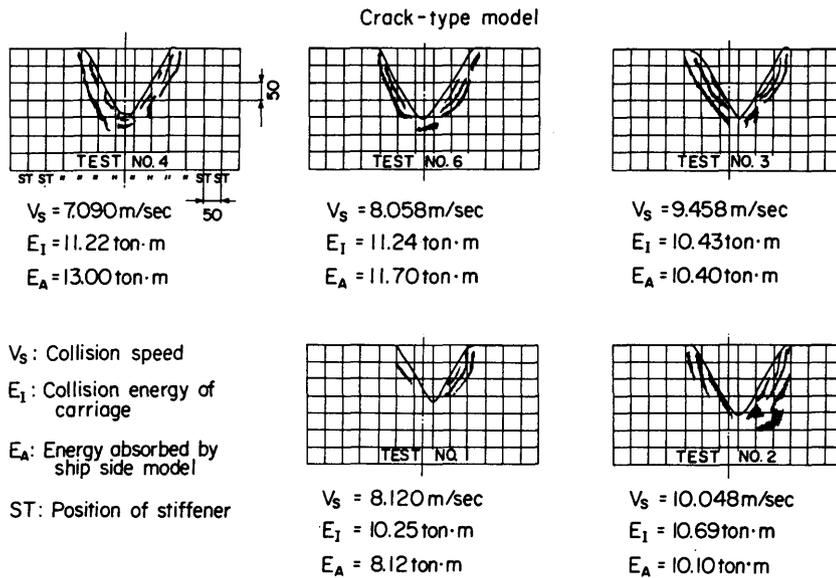


Fig.20 Penetration of bow into ship-side model  
(Crack type)

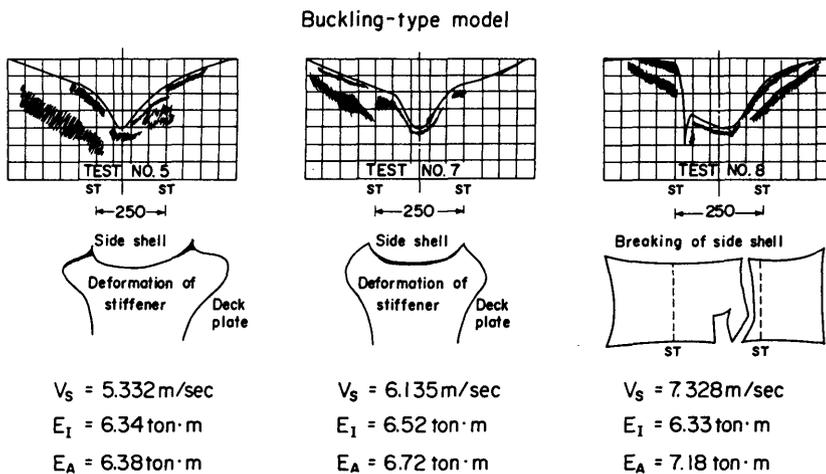
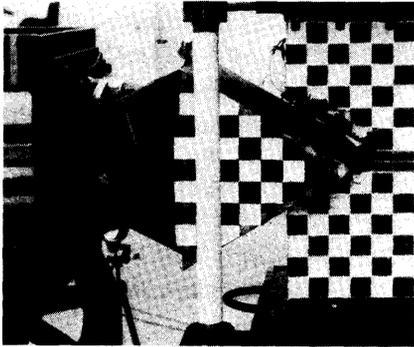
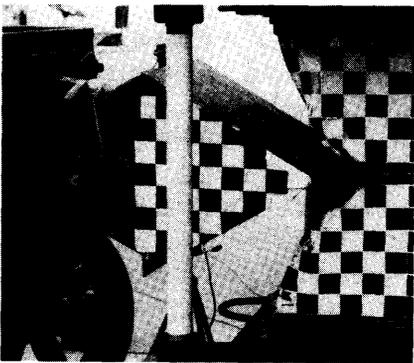


Fig.21 Penetration of bow into ship-side model  
(Buckling type)



(a) Test No.3 (Crack type)



(b) Test No.5 (Buckling type)

Photo 4 Fracture types of ship-side models (Dynamic test)

$$\delta = \int_0^t v dt = v_0 \left( t - \frac{t^2}{2T} \right) \quad (35)$$

となる。光電管で計測した初速度を用いて(35)式により計算した結果をFig.24に示すが、ほぼ実験値に対応している。中央点における歪 $\epsilon$ を

$$\epsilon = \frac{\delta}{h} = \frac{v_0}{h} \left( t - \frac{t^2}{2T} \right) \quad (36)$$

ただし  $h$  : 試験模型の深さ  
とおけば、歪速度  $\dot{\epsilon}$  は

$$\dot{\epsilon} = \frac{v_0}{h} \left( 1 - \frac{t}{T} \right) \quad (37)$$

したがって、時間に対する平均値  $\bar{\epsilon}$  は

$$\bar{\epsilon} = \frac{v_0}{2h} \quad (38)$$

最終突入量を $\delta_0$ とすれば、(35)式において $t=T$ において

$$\delta_0 = \frac{v_0 T}{2} \quad (39)$$

(38)式および(39)式より

$$\bar{\epsilon} = \frac{\delta_0}{hT} \quad (40)$$

となる。(40)式を平均歪速度と定義する。

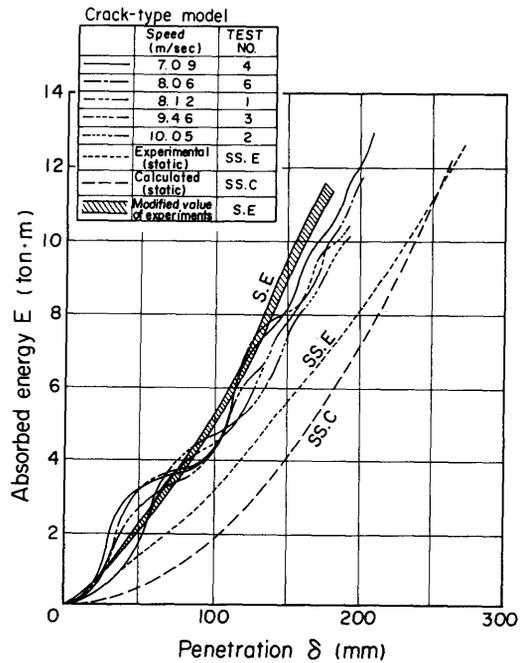


Fig.22 Absorbed energy-penetration curves (Dynamic, Crack type)

(40)式の平均歪速度に対する材料の降伏応力の上昇率をManjoineの結果<sup>37)</sup>から求めて、この値によって静的実験結果を修正したのが、Fig.22, 23に示す修正値(S.Eで表示)である。これからみると動的实验の吸収エネルギーの大きさは、大体歪速度による材料の降伏応力の上昇率程度に、静的実験結果より大きくなっていることがわかる。しかし、この動的影響を歪速度だけの影響と考えることには理論的な直接の根拠はないが、ここでの実験の範囲内で、吸収エネルギー量に関して静的実験結果と動的实验結果と対応できたことは、

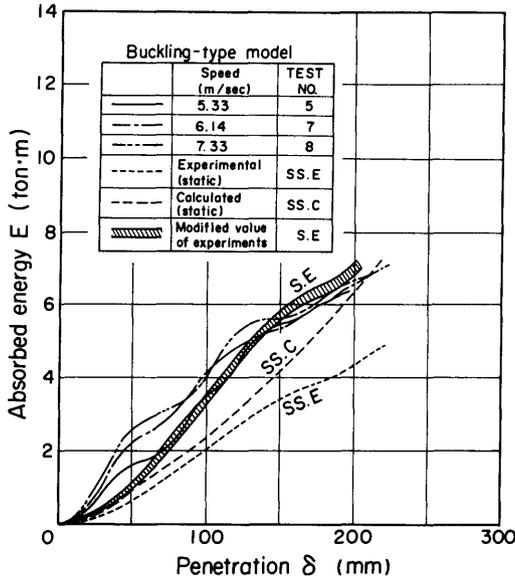


Fig.23 Absorbed energy-penetration curves (Dynamic, Buckling type)

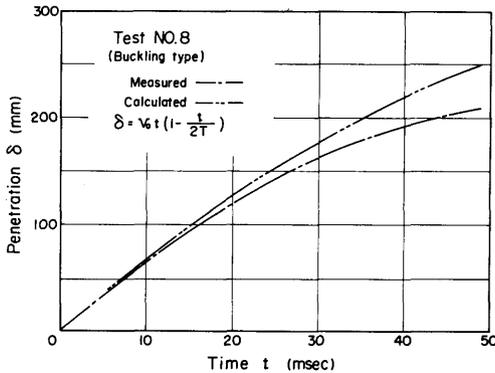


Fig.24 Penetration-time curves

比較的簡単な修正により動的効果を静的実験結果に含めることができることを示唆しているように思われる。

なお、この動的模型実験で得られた吸収エネルギーは静的模型実験結果に比べてかなり大きな上昇率を示しているが、これは本実験装置の規模の関係上、非常に大きな衝突速度に対応せざるを得なかったためである。実船の衝突現象では、一般にこれよりも小さい歪速度であると考えられるので、吸収エネルギーの上昇(60)

率はこれ程大きくないと推定されるが、いずれにしても動的影響としては歪速度に対応する材料の降伏応力の上昇率を考慮する必要があると考えられる。

### 3.4 耐衝突構造の設計指針

原子力船の耐衝突構造を設計する場合の強度の設計手順は次のようなものと考えられる。

- (i) 世界中に航行する船舶の運動エネルギーを統計的に検討する。
- (ii) 原子力船の船側構造の吸収すべきエネルギー、原子炉周辺機器の許容強度を評価設定し、衝突時の安全率を確認する。
- (iii) 耐衝突構造に関係した諸構造部材の部材寸法を試設計する。
- (iv) 船側構造の破壊形式の判別を行う。
- (v) 決定した破壊形式において、設定した評容突入量に対して船側構造の吸収エネルギーを求める。
- (vi) 吸収エネルギー、最大加速度が(ii)の評価値を満たすか否かを調べる。否の場合は(iii)に戻る。
- (vii) さらに衝突船の船首の、船側構造の吸収エネルギーにおよぼす影響を考慮し、船側構造部材寸法の見直しを行う。

ここで、破壊形式の判別には(29)式を用い、船側構造の吸収エネルギーとしては、食い込み型破壊の場合には(32)式を用いる。そして座屈型破壊の場合には原子力船の研究の第2期までに得られた結果<sup>8~11)</sup>を簡易化して用いることにする<sup>15)</sup>。これらをまとめると次のようになる。

- (i) 船側構造の破壊形式の判別

$$\left. \begin{aligned} \frac{2lA}{I^{3/4}} < 50 & \text{ 食い込み型} \\ \frac{2lA}{I^{3/4}} > 50 & \text{ 座屈型} \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

ただし A: 外板(甲板間)の断面積, I: 肋骨(有効幅つき)の断面2次モーメント, 2l: 肋骨間隔

- (ii) 船側構造の吸収エネルギー

○ 食い込み型破壊の場合

$$E = nt \delta \sigma_0 w^2 \tan \theta \quad (42)$$

ただし n: 甲板層数, tδ: 甲板板厚(肋骨をならしたものの), σ<sub>0</sub>: 甲板の材料定数で降伏応力の80%(安全率を考慮), w: 衝突船の船首突入量, 2θ: 衝突船の船首角

○ 座屈型破壊の場合 (単位kg, mm)

$$E = (150\sqrt{t_d^3 \sigma_Y}) w + \left[ \frac{T}{\ell} \left( 1 + \frac{w_1}{2w_2} \right) + \frac{S}{2\ell} w_1 \left( 1 + \frac{3w_1}{w_2} \right) \right] w^2 - \frac{1}{3w_2} \left[ \frac{T}{\ell} + \frac{S}{\ell} (3w_1 - w_2) \right] w^3 \quad (43)$$

ただし  $t_d$  : 甲板板厚 (肋骨は含まない),  $\sigma_Y$  : 降伏応力,  $w$  : 船首突入量,  $2\ell$  : 肋骨間隔,  $S$  : 甲板膜力 (単位突入量あたり)  $= 0.7t_d\sigma_Y$ ,  $T$  : 外板膜力  $= bt_s\sigma_Y$ ,  $b$  : 外板有効幅,  $t_s$  : 外板板厚,  $w_1$  : 第1肋骨 (荷重点に近い順に第1, 2, ...肋骨とする) が座屈するときの船首突入量  $= R_1\ell / (3T)$ ,  $w_2$  : 外板破断時の船首突入量,

$$w_2 = \begin{cases} (3.0 - 0.011\ell)\ell & : \ell < 200\text{mm} \\ 0.8\ell & : \ell \geq 200\text{mm} \end{cases}$$

$R_1$  : 第1肋骨の反力  $= (b_e t_d + A_s)\sigma_Y$ ,  $b_e$  : 甲板の有効幅,  $A_s$  : 肋骨断面積

以上の手順によって船側構造の寸法を決定することができるが、耐衝突構造の構造形式については、設計における創意工夫の余地が多いと思われる。これまでいくつか構造形式が発表されているが、ここではその中から3例を選んで、本章で得られた実験の考察をもとにコメントをくわえることにする。

Fig.25~27はSpinelli<sup>29)</sup>の文献から引用した耐衝突構造モデルである。Fig.25は甲板の層数を何層も重ねたデッキ構造とも呼ぶことのできる構造形式であり、原子力船「サバンナ」、「むつ」に採用されているのと同じ設計思想にもとづくものである。すなわち、衝突船の進行方向の深さのある部材 (甲板、梁) によっておもに衝突船の運動エネルギーを吸収し、船側外板による吸収エネルギーの分担はあまり期待しない構造方式である。このような構造方式では、船側が本章の実験シリーズの食い込み型破壊に対応した破壊形式で衝突船の運動エネルギーを吸収するものと考えられる。したがって、耐衝突構造部分の甲板がエネルギーの吸収に大きな役割をもっている。

Fig.26は船側外板を縦肋骨方式にして、船側外板の変形によって船長方向に生じる膜力による吸収エネルギーをかなり期待した構造形式で、座屈型破壊形式に対応した耐衝突構造と考えられる。衝突船の運動エネルギーは、おもに船側外板、縦通隔壁の変形によって吸収する方式である。本章の実験シリーズでもみてきたように、このような構造形式では船側外板が破断す

ると耐荷力は急激に減少し、吸収エネルギーはそれほど期待できなくなる。したがって、船側外板が十分伸びるように、端部固着条件等に留意しなければならない。Fig.27の構造は三重の船側構造で衝突船方向に突起を出し、船突船船首の破壊による吸収エネルギーにも期待しているものと思われる。この設計思想をさらに進めて、衝突船船首を一方向的に破壊するような強度をもつ耐衝突構造法が日本においても検討がくわえられた<sup>23)~25)</sup>。これまでの耐衝突構造が、衝突船の運動エネルギーを有効に吸収する方式で、吸収エネルギー型耐衝突構造と呼べるべきものに対して、抵抗型耐衝突構造ともいうべきものである。日本での検討では、Fig.25のデッキ構造の外側に強固な格子防撓構造を配置したものである。一般的な二重殻格子桁構造については、海上貯油タンクあるいはLNG船などの船側構造に関連しているので、その衝突強度については第4章で取り扱うことにする。

### 3.5 まとめ

耐衝突構造の設計には、衝突によって生じる破壊量を推定する必要がある。このために、被衝突船のうける荷重の大きさ、および衝突船船首突入量に対する荷重変化を求めなければならない。また、耐衝突構造の構造形式を決めるには、構造部材の衝突に対する働きを定性的に把握しておく必要がある。これらのことを検討するために、船側模型の圧壊実験をシリーズで行ったが、ここでその結果をまとめると

- (1) 船側模型の破壊形式には座屈型と食い込み型が存在することを示し、そしてそれぞれの吸収エネルギーの特性を模型実験により明らかにした。
- (2) 座屈型破壊では、船首突入量の初期の段階で比較的大きなエネルギーの吸収があるが、外板破断後は吸収量が激減する。
- (3) 食い込み型破壊では、エネルギー吸収量は、ほぼ突入量の2乗に比例して増大する。外板の破断による変動は少ない。
- (4) 食い込み型破壊形式の船側構造は、船首突入量がかかり進んだところで荷重の上昇が大きくなり、大きなエネルギーを吸収する。
- (5) 食い込み型破壊をする場合、縮尺率を $\gamma$ とすると、突入量に対する荷重は $\gamma^2$ に比例し、吸収エネルギーは $\gamma^3$ に比例することが実験的に確かめられた。しかし、この相似則はここでの実験範囲で食い込み型破壊をした模型に対してほぼ成立していることであり、一般に適用するには、まだ検討の余地があるように思われる。

構造物の衝突破壊の現象は弾性変形から、座屈、塑

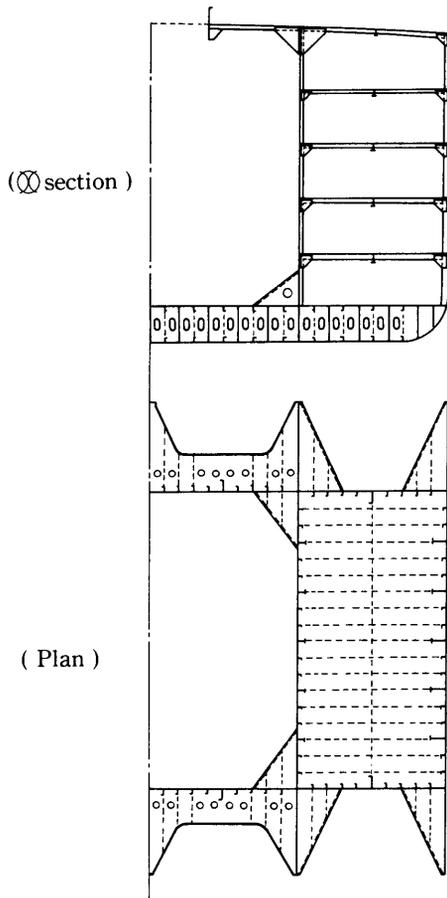


Fig. 25 Protective structure [Structure type A, Ref. (29)]

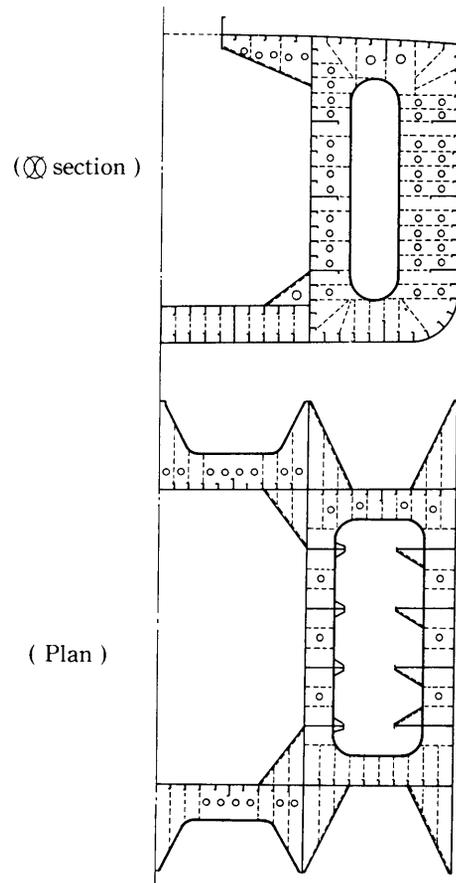


Fig. 26 Protective structure [Structure type B, Ref. (29)]

性変形、破断などのからみ合う複雑な現象になるので、厳密な理論解析は困難であり、構造要素模型実験による部材の働きの定性的な把握と簡単な破壊機構を仮定した半実験式の提案にとどまった。しかし原子力船の基本設計に必要とされる耐衝突構造の性能は基本的には吸収エネルギーであり、これは船側構造の衝突現象における積分値であるので、構造挙動を若干粗く取り扱ってもその目的は達せられると思われる。ここでは、模型実験による船側構造要素の破壊挙動を検討の基礎にして、全体挙動を大づかみに捉えることに重点を置いた。しかし個々の破壊現象には検討の余地が残されており、有限要素法などの数値計算によるアプローチ (62)

も部分的には可能であると思われる。実際、二重底の座礁解析において、理想化構造要素法<sup>58)</sup>を適用した例<sup>59)</sup>が報告されているが、後に第4章において、汎用有限要素法プログラムを用いた数値計算例<sup>60)</sup>を示すことにする。一方、本章の実験結果から得られた破壊形式の違いによる荷重-変形量曲線の特性については、緩衝工の性能と関連して第5章でも述べることにする。

#### 4. 危険物運搬船の衝突時の安全性

##### 4.1 研究の概要

原子力船の耐衝突構造は、衝突船が原子炉格納容器をいかなる場合にも直撃しないようにする必要から、

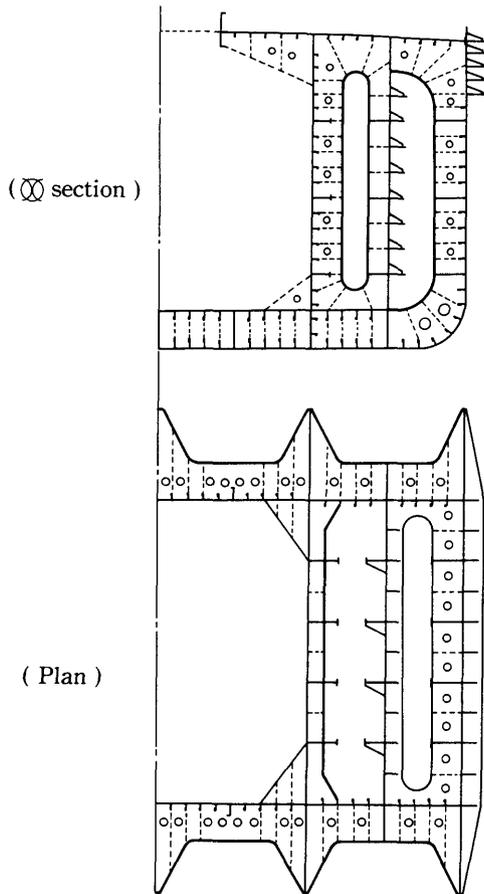


Fig.27 Protective structure [Structure type C, Ref. (29)]

船側構造の外板と内板との距離を大きくするなど、経済性の面で効率の悪い船側構造になる傾向がある。原子力船とは別に、一般の危険物運搬船などでは、比較的軽量で効率の良い船側構造として、桁板による二重殻構造を基本構造にしている。石油備蓄構想にもとづいた海上貯油タンクの設計にも、耐衝突構造として格子桁による二重殻船側構造が検討された。本章においては、この二重殻格子桁構造の衝突強度を調べるため、外板と内板との間を桁板によって縦横に仕切った二重殻格子桁構造モデルによる圧壊実験を行った。このような二重殻構造では、ミノルスキーの式では無視されている外板の効果もかなり大きくなると考えられ、した

がって外板と衝突方向に深さのある桁板の役割分担を把握する必要がある。そこで、それぞれの部材の吸収エネルギー効率を検討した。そして円錐形状の船首が突入した場合の二重殻衝突強度については汎用有限要素法プログラムを用いた数値計算を行い、有限要素法の適用例を示した。また、危険物運搬船としてLNG船を考え、球形タンクを想定した部分球殻の圧壊実験を行い、LNG船の衝突強度について若干の検討を行った。

#### 4.2 楔形状の剛体の押し込み実験

海上貯油タンクの概念設計にもとづいた二重殻船側構造に真横から衝突船船首が突入してくる場合を想定して、第3章と同様の圧壊実験を行った。衝突船船首の基本形状は、楔形あるいは先端が球形のものと考えられるが、本節の衝突船の船首は楔形状の剛船首とし、先端が球形の円錐形状のものについては4.4節で述べる。

二重殻船側は格子桁による防撓構造とし、衝突船船首と船側との相対位置は、Fig.28, 29に示すように衝突船船首が二重殻船側の中央に2区画を越える範囲に突入するように設定した。このときに、船首が内板に到達するまでの破壊過程を観察し、荷重と突入量との関係、吸収エネルギーの値を求めた。

##### 4.2.1 試験模型および実験方法

衝突をうける船側の二重殻模型は、Fig.29に示したように2枚の正方形板が強固な枠組に固着され、その間を桁板で5区画に等しく仕切られた構造とした。ここで、外板は船首の荷重がくわわる側の板、内板はそれと反対側の板、水平桁は荷重線に直角な仕切り板、たて桁は荷重線と平行な仕切り板で、たて桁および水平桁をあわせて桁と呼ぶことにする。実験に用いた二重殻模型は、外形寸法（外板と内板との距離、桁間隔および正方形区画の1辺の長さ）を一定にし、外板の板厚および桁の板厚を変えて、その影響をみることにした。二重殻模型の寸法をTable 6に示す。試験模型の記号は最初に船首模型の先端半径を示し、そのあと順に外板、内板、水平桁およびたて桁の公称板厚（mm）を示している。試験模型の大きさは100万kl海上貯油タンクの二重殻構造を想定して、外板および内板の板厚30mm、桁間隔および外板と内板との距離5mを仮定し<sup>50)</sup>、その1/30程度の縮尺を基本にした。試験模型の外板は白色つや消し塗料（フタル酸系樹脂）で塗装し、黒色の線で桁の位置を明示した。船首模型は楔形剛船首とする。その形状はFig.28に示したように、第3章の原子力船耐衝突構造の一連の実験で使用した模

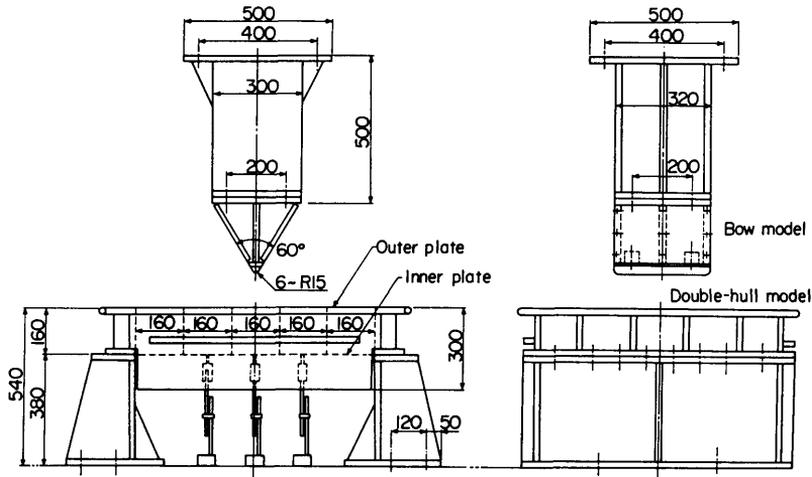


Fig.28 Test setup

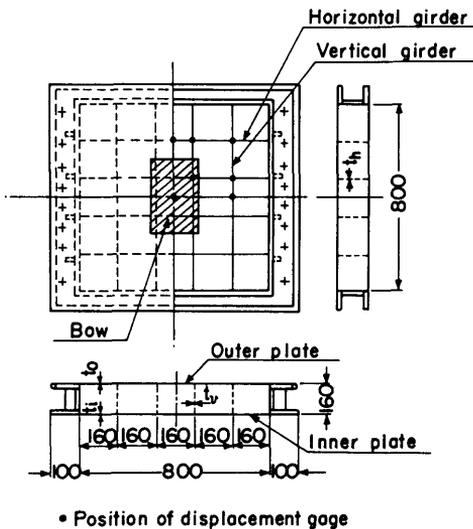


Fig.29 Test model

型を参考にして、船首角は $60^\circ$ 、先端半径は $6\text{ mm}$ を基準にした。先端の部分は、治具をビス止めにして先端半径をかえられるようにしてある。楔形船首模型が外板に線荷重としてくわわる長さは、二重殻模型の2区画

に相当するものとする。船首模型全体はさび止め塗装をしている。

この船首模型を構造物試験機の架台に設置された二重殻模型に対して直角に、外板中央部に桁間隔の2倍の長さの線荷重としてくわわるように徐々に突入させた。荷重は $1\text{ ton}$ あるいは $2\text{ ton}$ 毎に段階的にかけていき、二重殻模型の外板の歪量および内板の変位量を測定した。また、適当な荷重値で荷重を下げて、外板の変形状態をモアレ法により写真撮影した。荷重は試験機の指示計および船首模型と取り付け治具の間に挟んだロードセルで検出し、船首突入量は、船首模型と二重殻模型との間の移動量をしょう動型変位計で検出し、これらをX-Yレコーダーにかかせた。

#### 4.2.2 実験結果および考察

##### (1) 二重殻模型の破壊過程

二重殻模型のシリーズ実験結果から、荷重—突入量曲線の全般的な特徴はFig.30のようにあらわすことができる。実験による破壊過程を、この曲線と対比しながら調べてみる。まず船首模型が二重殻模型の外板中央部に接触するが、このとき荷重直下の2枚の水平桁が外板との結合部分で座屈し始めるまでは、船首の突入はほとんど進まない。水平桁が座屈した後は、船首荷重が作用している外板パネルの領域（荷重領域と呼ぶことにする）に屋根型の変形が生じる（Fig.31）。

Table 6 Scantlings of double-hull models (1)

NO.	Test model	Tip radius of bow R (mm)	Plate thickness (mm)			
			Outer plate $t_o$	Inner plate $t_i$	Horizontal girder $t_h$	Vertical girder $t_v$
N1	R6=1.0-1.0-1.0-1.0	6	1.0	1.0	1.0	1.0
N1B	R15=1.0-1.0-1.0-1.0	15	1.0	1.0	1.0	1.0
N2	R6=1.6-1.6-1.6-1.6	6	1.6	1.6	1.6	1.6
N2A	R10=1.6-1.6-1.6-1.6	10	1.6	1.6	1.6	1.6
N2B	R15=1.6-1.6-1.6-1.6	15	1.6	1.6	1.6	1.6
N3	R6=1.6-1.0-1.0-1.0	6	1.6	1.0	1.0	1.0
N4	R6=2.3-1.0-1.0-1.0	6	2.3	1.0	1.0	1.0
N4B	R15=2.3-1.0-1.0-1.0	15	2.3	1.0	1.0	1.0
N5	R6=1.0-1.0-1.6-1.6	6	1.0	1.0	1.6	1.6
N6	R6=1.0-1.0-2.3-2.3	6	1.0	1.0	2.3	2.3
N7	R6=3.2-1.0-1.0-1.0	6	3.2	1.0	1.0	1.0

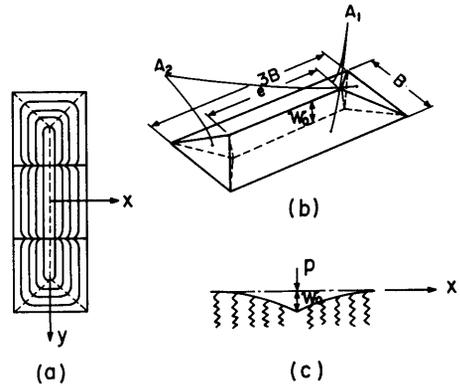


Fig.31 Deformation of loaded region

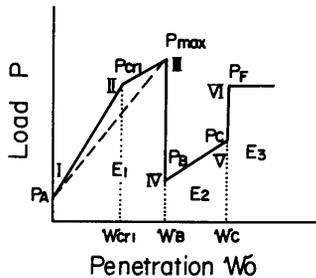


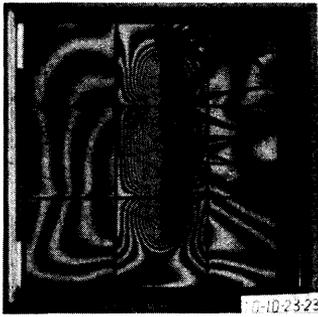
Fig.30 Pattern of load-penetration curve

変形につれて荷重が上昇していくが、その過程は2通りある。その一つは荷重領域周囲の桁が圧壊しない場合で、荷重は外板に亀裂が生じて急激に下がるまで直線的に上昇していく (Fig.30の I → III)。この場合、Photo 5(a), 5(b)にその例を示すように、荷重領域の外側の変形はほとんどみられない。もう一つは、外板の板厚が大きい場合にあってはまるのであるが、外板に亀裂が入る前に、荷重領域周囲の桁が圧壊し、外板の変形が荷重領域の外側に徐々に広がる (I → II → III)。そ

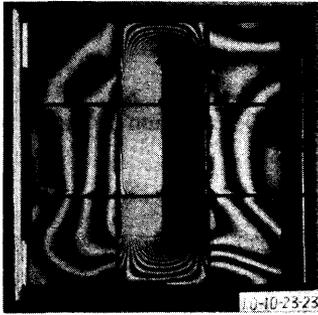
の状況をPhoto 6(a), 6(b)に示す。外板の亀裂は、船首による線荷重の方向と直角に入るのが多いが、その方向には進まず、亀裂が荷重線に沿って進んで、両端からの亀裂が繋がったところで荷重が急激に下がる (III → IV)。船首先端半径が大きい場合には、試験模型 N1B, N2Bのように、たて桁と水平桁との交点に亀裂が生じるのもみられた (Photo 7)。外板に亀裂が進展して荷重が急激に下がった後は、Fig.32に示すように船首が水平桁に食い込みながら突入していく (IV → V)。そして船首の側板がたて桁にぶつかると荷重は急激に上昇し、その後は船首がたて桁を押しつぶしながら進んでいくが、その間、荷重はほぼ一定に保たれる (VI → )。これらの曲線で特徴的な二つの山がみられるが、破壊過程から考えて、前の山は主として外板によるものであり、後の山は桁によるものであることは明らかである。

次に外板板厚、桁板厚および船首先端半径を変えた個々のシリーズにおいて、荷重—突入量曲線がどう変わるかについて示す。Fig.33～Fig.35は、標準船首模型 (先端半径 6 mm) により得られた荷重—突入量曲線を示したものである。細線は後述する計算式で求められた曲線である。

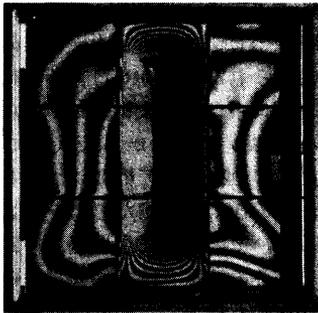
Fig.33は外板の板厚を変えたシリーズ実験の結果であるが、外板の板厚の影響が第1の山にはっきりあらわれている。外板の板厚が大きい模型で外板に亀裂が入る前に桁が圧壊する点は、実験による荷重—突入量曲線上ではそれほど明瞭にはあらわれていないが、傾



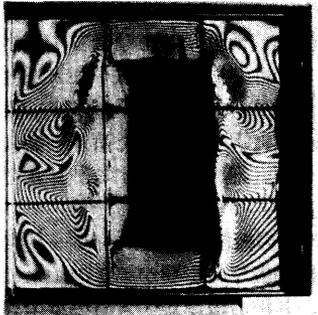
(a) Load 10ton



(b) Load 18ton

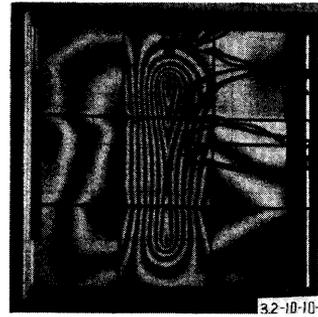


(c) After breaking of outer plate

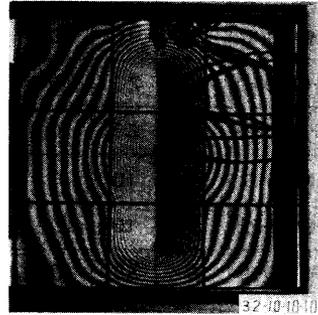


(d) Final rupture

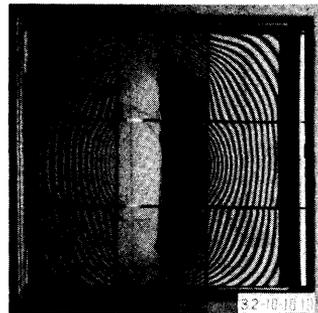
Photo 5 Moiré pattern of outer plate (Model N6)  
(66)



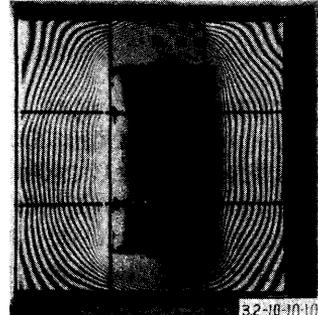
(a) Load 10ton



(b) Load 26ton



(c) Immediately after breaking of outer plate



(d) Final rupture

Photo 6 Moiré pattern of outer plate (Model N7)

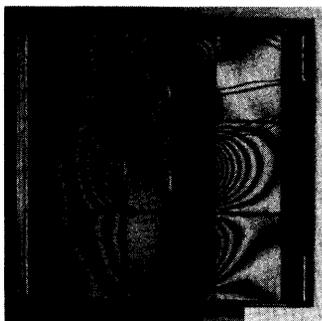


Photo 7 Crack initiated at the intersection of girders (Model N1B)

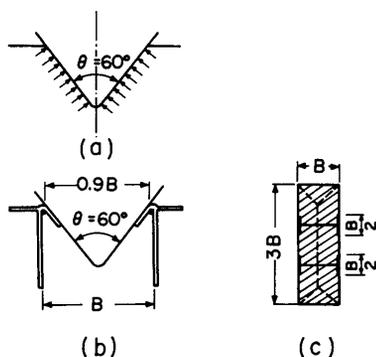


Fig.32 Penetration of bow after breaking of outer plate

きが緩やかな変化を示す点があるのは認められる。外板の板厚が第2の山におよぼす影響は小さい。

Fig.34は桁の板厚を変えたシリーズの荷重—突入量曲線である。外板に亀裂が進展して荷重が急激に下降する時の突入量はほぼ一定である。水平桁の板厚の第1の山におよぼす影響は、外板の破断時がほぼ一定となっているため、外板の影響に比べて小さい。外板が破断した後は、桁の板厚によって大きな影響をうけることがわかる。

Fig.35は船首先端半径Rの影響をみるために、船首先端半径を大きくしたR=15mmの場合の実験結果を示している。船首先端半径の大きさは、外板の破断時点の船首突入量および船首がたて桁にぶつかるときの突入量に影響をあたえ、そのほかにはほとんど影響をあ

たえていないように思われる。外板破断時の船首突入量は、船首先端半径が大きくなると増大する。Photo 7にみられたように、船首先端半径が大きくなると、外板の亀裂は船首直下には生じないで、荷重領域の周囲の桁の交点に生じるようになる。したがって破断時の船首突入量は、船首先端半径の大きさがある値を超えると、船首先端半径の大きさには影響されなくなると考えられる。

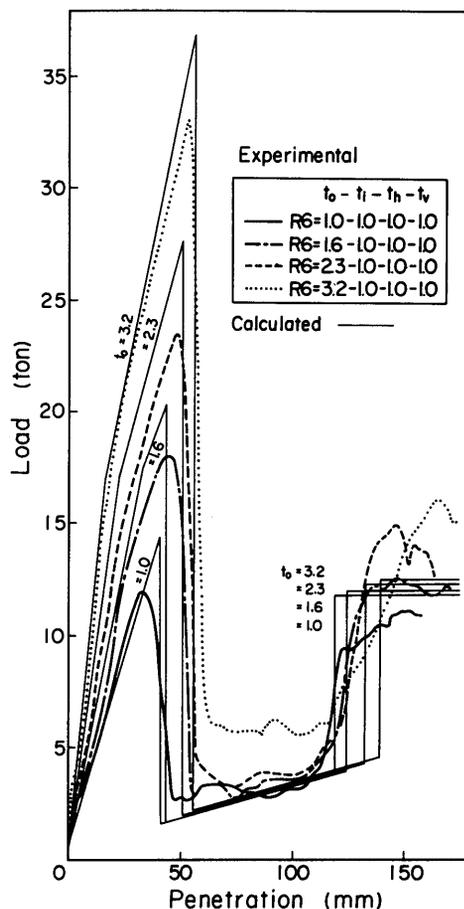


Fig.33 Load-penetration curves (Variation of thickness of outer plate)

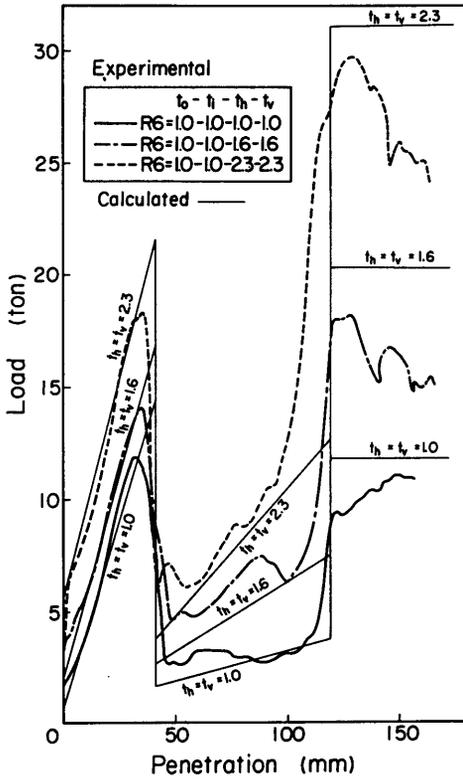


Fig.34 Load-penetration curves (Variation of thickness of girder)

(2) 二重殻模型の吸収エネルギー

Fig.36~Fig.38は, Fig.33~Fig.35の荷重-突入量曲線を突入量について積分することにより吸収エネルギー-突入量曲線を求めたものである。太線は実験値で細線は計算値である。これらの曲線において特徴的な二つの屈折点があり, この点が荷重-突入量曲線の二つの山によるものであることは明らかである。すなわち, 前の点は外板が破断する点であり, 後の点はたて桁を押しつぶし始める点に対応している。これらの図においてわかることは, Fig.36, 38に示したように, 外板の板厚および船首先端半径の大きさによって, 吸収エネルギー曲線の第1の屈折点における吸収エネルギーの大きさが変わってき, その後の曲線は, 第1の屈折点の吸収エネルギー値の差だけ縦軸に沿って平行移動した形になっていることである。これに対して, Fig.37に示した桁の板厚変化は第1の屈折点後の吸収エネルギーの増加率に大きな影響をあたえていることがわかる。

(68)

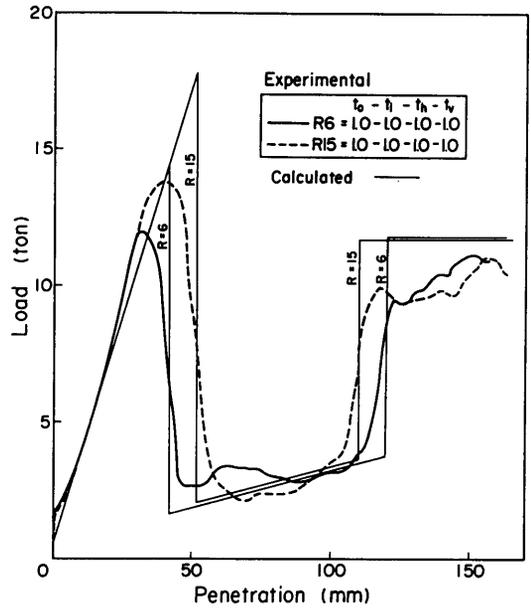


Fig.35 Load-penetration curves (Variation of tip radius of bow)

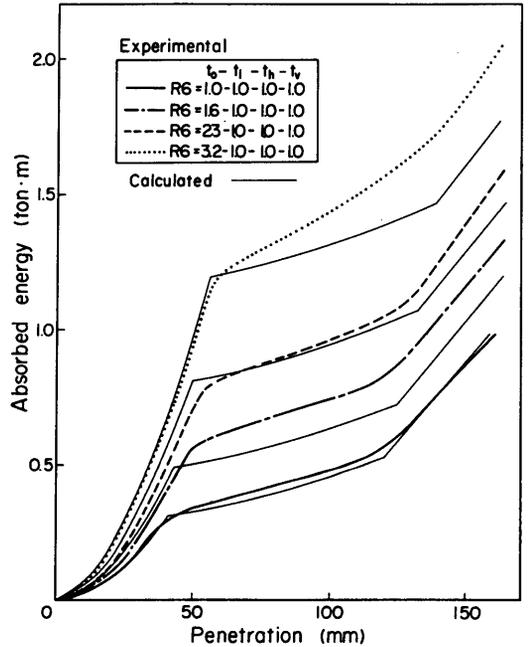


Fig.36 Absorbed energy-penetration curves (Variation of thickness of outer plate)

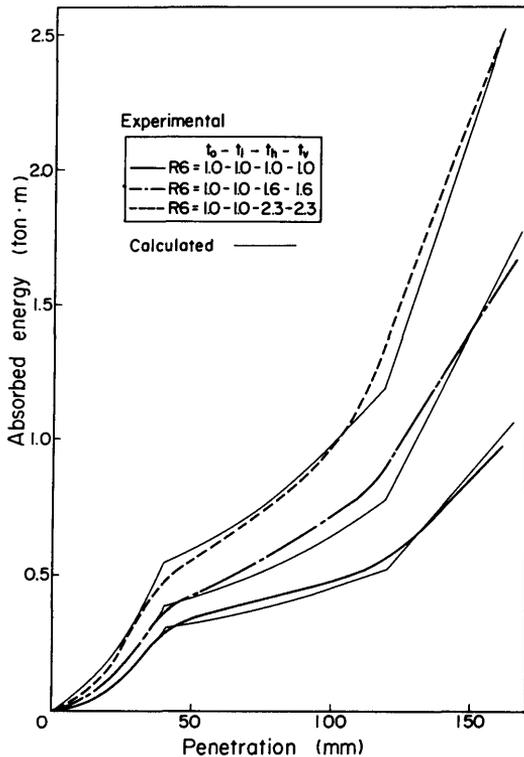


Fig.37 Absorbed energy-penetration curves (Variation of thickness of girder)

### (3) 荷重—突入量曲線の近似式

すでに述べたように、実験結果から荷重—突入量曲線をFig.30のように近似する。内板の変形量は、実験値によると、外板が破断するまでは、内板中央で数ミリ程度で小さいが、荷重領域周囲の桁が圧壊して外板の変形が広がる場合、あるいは外板の破断後に、船首の側板がたて桁を押しつぶすにつれて多少大きくなる。しかし、ここでは簡単のため、内板の変形量は考慮しないことにした。

Fig.30において、 $P_A$ は水平桁の座屈荷重と考える。本実験においては、周辺単純支持の正方形板に集中荷重が作用したときの座屈荷重をとる。水平桁が座屈した後は、 $P_A$ を一定と仮定し、外板の膜力と水平桁の反力によって荷重が上昇していくと考える。船首が突入していく部分の領域はFig.31のように変形する。変形を外板に対しては屋根型に近似し、水平桁に対してはスプリングで支持された糸に集中荷重が作用した場合のモデルに近似して考える。外板を完全な膜力状態と仮定して、その膜力を $T$ とし、外板の撓みを $w_1$ とすると、

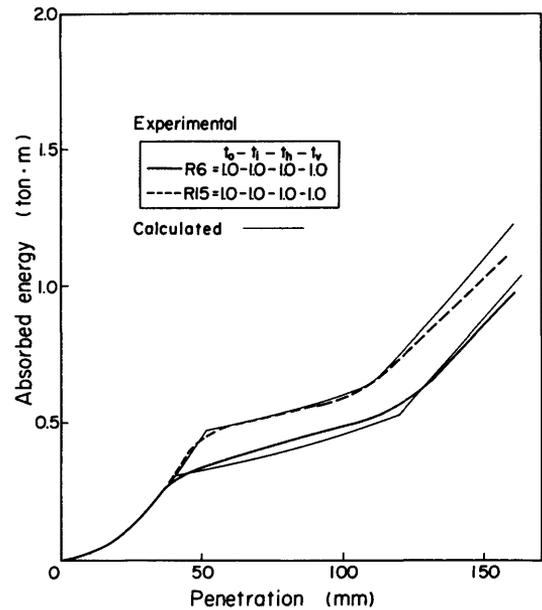


Fig.38 Absorbed energy-penetration curves (Variation of tip radius of bow)

外板の歪エネルギー $U_1$ は

$$U_1 = \frac{T}{2} \iint \left\{ \left( \frac{\partial w_1}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_1}{\partial y} \right)^2 \right\} dx dy \quad (44)$$

であたえられる。すなわち、膜力と表面積の変化量との積で表わされる。これをFig.31の屋根型変形に対して適用する。同図において変形後の面積を $A_1$ 、 $A_2$ 、変形前の面積を $A$ とすれば

$$\begin{cases} A_1 = \frac{B}{2}(e+3B) \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{2w_0}{B} \right)^2 \right\} \\ A_2 = \frac{B}{2}(3B-e) \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{2w_0}{3B-e} \right)^2 \right\} \\ A = 3B^2 \end{cases} \quad (45)$$

で表わせるから、表面積の変化量は

$$\Delta A = \frac{10B^2 - e^2}{B(3B-e)} w_0^2 \quad (46)$$

になり、(46)式において $e = 2B$ とおくと、 $U_1 = T \Delta A$ から

$$U_1 = 6T w_0^2 \quad (47)$$

が得られる。

水平桁をモデル化したFig.31(c)において、糸の張力を $S$  (糸は外板と共に働く水平桁の上部に相当)、スプリング定数を $k$ とする。いま、十分に長い糸を考慮して、水

水平桁の撓み $w_2$ を指数関数 $w_2 = w_0 e^{-\alpha x}$ で近似すると、スプリングにたくわえられるエネルギー $U_2$ は

$$U_2 = 2 \times \left\{ \frac{k}{2} \int_0^\infty w_2^2 dx \right\} \\ = \frac{k w_0^2}{2a} \quad (48)$$

糸の張力による歪エネルギー $U_3$ は

$$U_3 = 2S \times \left\{ \int_0^\infty \frac{1}{2} \left( \frac{dw_2}{dx} \right)^2 dx \right\} \\ = \frac{Saw_0^2}{2} \quad (49)$$

したがって、全歪エネルギー

$$U = U_1 + U_2 + U_3 \quad (50)$$

において $\partial U / \partial a = 0$ とおけば

$$a = \sqrt{\frac{k}{S}} \quad (51)$$

$P_A$ からの荷重の増加に対して仮想仕事の原理を適用すれば

$$(P - P_A) \delta w_0 = \frac{\partial U}{\partial w_0} \delta w_0$$

から、水平桁が2枚であることを考慮すれば

$$P = P_A + 4(3T + \sqrt{kS}) w_0 \quad (52)$$

ただし  $T = \sigma_Y t_0$

$\sigma_Y$ : 材料の降伏応力 (実験に用いた材料に対しては25kg/㎠にとる)

$t_0$ : 外板の板厚

が得られる。ここで、 $k$ ,  $S$ の値としては、 $k = C_1 \sigma_Y (t_h / D)$ ,  $S = C_2 \sigma_Y t_h D$  ( $D$ : 水平桁の深さ  $t_h$ : 水平桁の板厚) とおき、 $C_1 = 1$ ,  $C_2$ については曲げに対する梁のフランジとウェブの断面係数の等価性<sup>61)</sup>の考え方を導入して $C_2 = 1/6$ にとる。すなわち

$$\sqrt{kS} = \sigma_Y t_h / \sqrt{6} \quad (53)$$

で与える。

荷重は(52)式にしたがって外板に亀裂が生じるまで上昇する場合と、その途中で荷重領域の周囲の桁が圧壊して外板の変形が広がり、その後外板に亀裂が生じる場合とがある。桁の圧壊は、外板とたて桁との結合部分で、外板の張力の垂直成分が桁の支える最大圧縮力に達したときに生じると考える。このときの突入量 $w_{cr1}$ は、桁板に生じる平均応力 $\sigma_u$ として

Marguerreの式<sup>62)</sup>

(70)

$$\sigma_u = \sqrt[3]{\sigma_Y^2 \sigma_{cr}} \quad (54)$$

ただし  $\sigma_{cr}$ : 桁板の弾性座屈応力値  
を使うことにして荷重領域周囲の桁の圧壊を考えれば、水平桁の板厚 $t_h$ とたて桁の板厚 $t_0$ とを等しくとっているから

$$12 T w_{cr1} = 8 B t_0 \sigma_u \quad (55)$$

より

$$w_{cr1} = \frac{2}{3} \left( \frac{\sigma_u}{\sigma_Y} \right) \left( \frac{t_0}{t_h} \right) B \quad (56)$$

ただし  $t_0$ : たて桁の板厚  
 $B$ : 桁間隔

になる。

桁が圧壊するときの荷重 $P_{cr1}$ は、(52)式の $w_0$ に $w_{cr1}$ を代入して得られる。すなわち

$$P_{cr1} = P_A + 4(3T + \sqrt{kS}) w_{cr1} \quad (57)$$

$P_{cr1}$ 後の荷重 $P$ は、外板の変形が荷重領域外へも広がるので、Fig.39のように変形を仮定する。このときの歪エネルギーは、荷重領域周囲の桁の変形を $\delta_1$ とし、外板、荷重領域周囲の桁、および水平桁の歪エネルギーをそれぞれ $U_{11}$ ,  $U_{12}$ , および $U_{13}$ とおけば

$$\begin{cases} U_{11} = 6T \left\{ (w_0 - \delta_1)^2 - w_{cr1}^2 \right\} + 6T \delta_1^2 \\ U_{12} = 12T w_{cr1} \delta_1 \\ U_{13} = 2\sqrt{kS} (w_0^2 - w_{cr1}^2) \end{cases} \quad (58)$$

になる。これらを加え合わせた全歪エネルギー

$$U = U_{11} + U_{12} + U_{13} \quad (59)$$

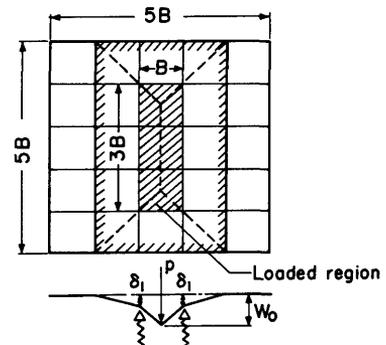


Fig.39 Deformation of outer plate

において  $\partial U / \partial \delta_1 = 0$  とおけば

$$\delta_1 = (w_0 - w_{cr1}) / 2 \quad (60)$$

が得られる。したがって、前と同様にして仮想仕事の原理より

$$P = P_{cr1} + 4(1.5T + \sqrt{kS})(w_0 - w_{cr1}) \quad (61)$$

が得られる。さらに外側の桁が圧壊する場合には、以上の手順を繰り返せばよい。

外板に亀裂が発生して間もなく荷重が急激に下がる。このときの船首突入量  $w_B$  を決めることは、いろいろな複雑な条件が入ってきて困難であるが、亀裂が入る位置は船首の直下あるいは荷重領域周囲の桁と外板との結合部であることに注目して、荷重領域内の外板の歪がある値を超えるとときに亀裂が生じると考える。外板の歪は、一様な伸び  $\epsilon_\theta$  と船首先端によって影響をうけた歪  $\epsilon_r$  によるものとし、<sup>9),14)</sup>  $w_B$  を  $\epsilon_\theta$  および  $\epsilon_r$  の関係式から求めることにした。 $\epsilon_\theta$  としては、たて桁が圧壊する場合 ( $w_{cr1} \leq w_B$ ) には、Fig.39で荷重領域周囲の桁が  $\delta_b$  だけ撓むことを考慮して

$$\epsilon_\theta = \begin{cases} \frac{1}{2} \left( \frac{2w_B}{B} \right)^2 & ; w_{cr1} \geq w_B \\ \frac{1}{2} \left\{ \frac{2(w_B - \delta_b)}{B} \right\}^2 & ; w_{cr1} \leq w_B \end{cases} \quad (62)$$

で与える。ただし、 $\delta_b$  は (60) 式の  $\delta_1$  の  $w_0$  に  $w_B$  を代入して得られ、 $\delta_b = (w_B - w_{cr1}) / 2$  になる。 $\epsilon_r$  としては、船首先端によって曲げられるために生じる付加的な伸び  $t_0 / (2R + t_0)$  を参考にして、外板板厚  $t_0$  と船首先端半径  $R$  との比  $\epsilon_r = t_0 / R$  で表す。 $R$  が大きくなると、外板の亀裂は船首の直下には生じにくくなることから、外板の破断条件は  $R$  によらない範囲があると考えて、Fig.40の実験値から

$$\begin{cases} \frac{8}{\epsilon_\theta} + \frac{5}{\epsilon_r} = 90 & ; \frac{1}{\epsilon_r} \leq 10 \\ \frac{1}{\epsilon_\theta} = 5 & ; \frac{1}{\epsilon_r} \geq 10 \end{cases} \quad (63)$$

で与える。

外板の破断直後の荷重  $P_B$  は、(52)式あるいは、(61)式において  $P_A = T = 0$ 、 $w_0 = w_B$  とおいて

$$P_B = 4\sqrt{kS} w_B \quad (64)$$

になる。この後は、楔形の船首が水平桁に食い込んでいって、第3章の実験シリーズのいわゆる食い込み型破壊になる。このときの荷重は、2枚の水平桁からの一様な反力との釣合いから、船首角  $\theta$  の場合には

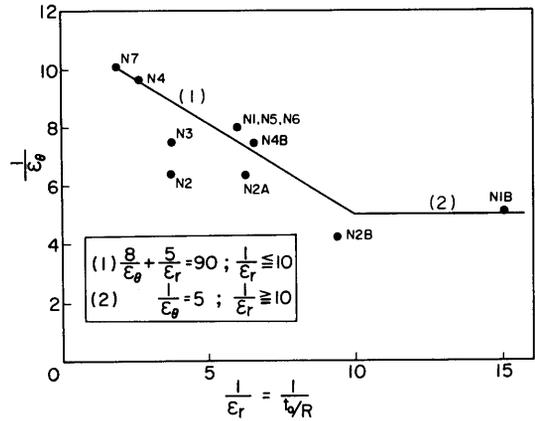


Fig.40 Relation between  $\epsilon_\theta$  and  $\epsilon_r$  at rupture of outer plate

$$P = P_B + (4\sigma_0 t_h \tan \frac{\theta}{2})(w_0 - w_B) \quad (65)$$

ただし  $\sigma_0$  : 船首側板に沿っての水平桁からの分布反力で、ここでは (54) 式の  $\sigma_u$  とする  
で与えられる。

突入が Fig.30 の  $w_c$  まで進むと、船首の側板がたて桁に接触し荷重が上昇する。たて桁に接触するのは、船首の突入幅がたて桁間隔に達したときであるが、実際は、たて桁と外板との結合部分にしわが生じたり、溶接の脚長の影響等も考慮に入れて、 $0.9B$  に達したときと仮定する。Fig.32(b) から船首側板がたて桁に接触するときの船首突入量は

$$w_c = \frac{0.9B}{2} \cot \frac{\theta}{2} - R(\operatorname{cosec} \frac{\theta}{2} - 1) + \Delta w_c \quad (66)$$

ただし

$$\Delta w_c = \begin{cases} \frac{1}{2}(w_B - w_{cr1}) & ; w_{cr1} \leq w_B \\ 0 & ; w_{cr1} \geq w_B \end{cases}$$

になる。

船首がたて桁にぶつかった後は、(65)式で  $w_0 = w_c$  とおき、船首がたて桁を押しつぶすときの荷重  $P_v$  を加えて

$$P_F = P_v + P_B + (4\sigma_0 t_h \tan \frac{\theta}{2})(w_c - w_B) \quad (67)$$

ただし  $P_v$  は Fig.32(c) に示すように、たて桁と水平桁との交点において、たて桁の半幅  $B/2$  のみが有効であると考えて  $4 \times (\sigma_v B t_v / 2)$  であたえる

の荷重で進むと考える。

以上の計算値をFig.30の荷重(P)―突入量(w)曲線のパターンに対応してまとめると

$$P = \begin{cases} P_A + 4\sigma_Y \left( 3t_0 + \frac{t_h}{\sqrt{6}} \right) w & ; P_A \rightarrow P_{max} \\ P_B + \left[ 4\sigma_0 t_h \tan \frac{\theta}{2} \right] (w - w_B) & ; P_B \rightarrow P_C \quad (68) \\ P_V + P_B + \left[ 4\sigma_0 t_h \tan \frac{\theta}{2} \right] (w_C - w_B) & ; P_F \rightarrow \end{cases}$$

ただし  $\sigma_Y$  : 材料の降伏応力,  $\sigma_0 = \sqrt[3]{\sigma_Y^2 \sigma_{cr}}$  ( $\sigma_{cr}$ は桁板の弾性座屈応力値),  $t_0$  : 外板の板厚,  $t_h$  : 水平桁の板厚,  $P_A$  : 水平桁の座屈荷重値,  $P_B = 4\sigma_Y t_h (w_B / \sqrt{6})$ ,  $P_V = 2\sigma_Y t_0 B$  ( $t_0$  : たて桁の板厚,  $B$  : 桁間隔),  $\theta$  : 船首角,  $w_B$ は(62)式および(63)式から,  $w_C$ は(66)式から与えられる。外板が破断する前に荷重領域周囲の桁が座屈する場合は $P_{cr1}$ から折れ曲がり,  $w_{cr1}$ 以後の船首突入量に対しては(61)式を用いる。

のようになる。

Fig.33~Fig.35の荷重―突入量曲線について, (68)式を実験値と比較すると, 外板の破断荷重に差がみられるが, 全般的には, この計算式によって実験値を良く説明できるものと思われる。

### 4.3 二重殻格子桁構造の吸収エネルギー効率

吸収エネルギー効率として, (68)式を船首が内板に達するまでの範囲について積分して求めた吸収エネルギー値 $E_{TOTAL}$ を, 桁で囲まれた1区画の部材体積 $V = B^2(t_0 + t_i) + 2BD(t_0 + t_h)$ で割った $E_{TOTAL}/V$ と定義する。このように定義した吸収エネルギー効率について, 模型の外板および桁の板厚, そして二重殻の深さを交えて計算した。

Fig.41~Fig.43には, 縦軸に吸収エネルギー効率を, 横軸にたて桁の板厚 $t_0$ を桁間隔 $B$ で割った無次元量を取り, 外板の板厚 $t_0$ と桁間隔 $B$ との比 $t_0/B$ をパラメータにとって示した。これらの図は, 二重殻の深さ $D$ と桁間隔 $B$ との比を $D/B=0.5, 1.0, 1.5$ の3ケースの場合について計算したものである。図で破線で示した曲線は, 吸収エネルギーの絶対値を示したものである。この値は, 衝突船の運動エネルギーを $E_T = (1.1\Delta/2g)v^2$  [ $\Delta$  : 衝突船の排水量 (水の付加質量を $\Delta$ の10%にとる),  $g$  : 重力の加速度,  $v$  : 衝突船の速度] として, この運動エネルギーがすべて構造の破壊によって吸収されると考えて実船換算してみる。模型が縮尺率1 : 30に相当するとし, 吸収エネルギーが縮尺率 $\lambda$ の3乗に比例

(72)

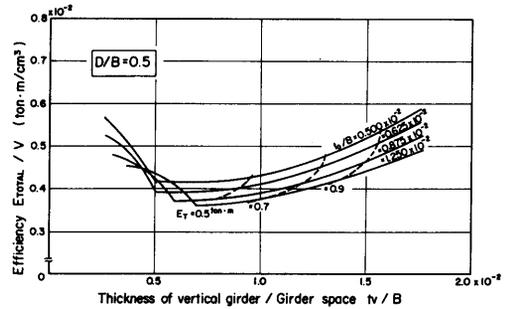


Fig.41 Efficiency of absorbed energy (1)

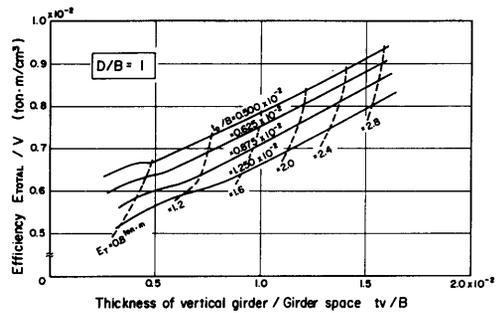


Fig.42 Efficiency of absorbed energy (2)

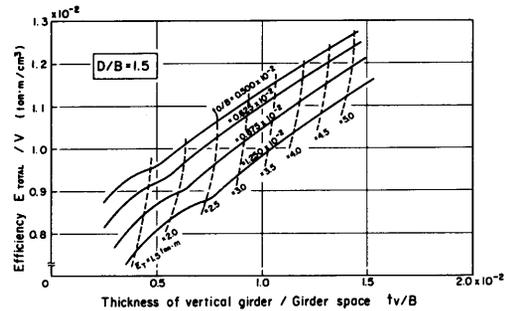


Fig.43 Efficiency of absorbed energy (3)

するとすれば,  $E_T = 1 \text{ ton}\cdot\text{m}$ の大きさは, 実船換算で排水量20万トンの船が3ノットで衝突したときの吸収エネルギーに相当する値になる。Fig.41~Fig.43をみると, 二重殻の深さが桁間隔の半分 ( $D/B=0.5$ )の構造で吸収できる程度の衝突船の運動エネルギーの場合には, ほぼ $E_T = 0.5 \text{ ton}\cdot\text{m}$ を境にして桁板厚の吸収エネルギー効率に及ぼす効果が変わり, これ以上の $E_T$ では桁の板厚を大きくすると吸収エネルギー効率が良くなることがわかる。そして,  $D/B=1, 1.5$ と衝突エネ

ギーの規模が大きくなるにつれて、桁の板厚増加の効果がさらに大きくなる。

Fig.44は、試験模型で採用した $t_b/B=0.625 \times 10^{-2}$ の場合の吸収エネルギー効率について、外板の板厚をパラメータとしてD/Bに対して示したものである。Fig.44の試験模型で想定した構造寸法においては、二重殻の深さを大きくすることにより吸収エネルギー効率が著しく大きくなる範囲がある。すなわち、吸収エネルギー値で0.5ton・m以上の大きさの衝突に対しては、D/Bが0.8付近の値を境にして、これより大きくなると、吸収エネルギー効率が著しく良くなることわかる。

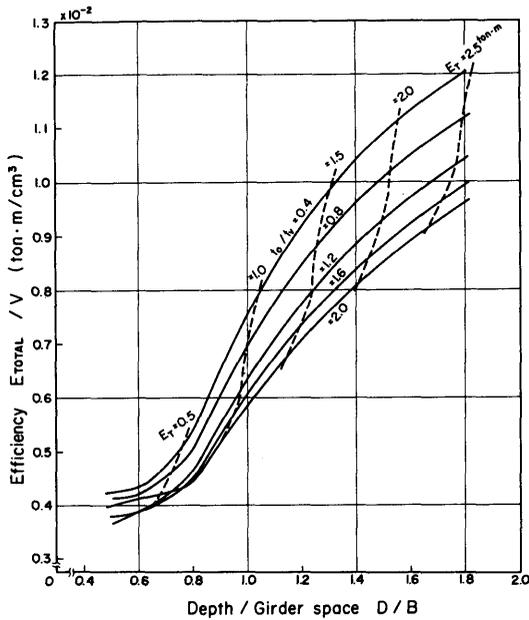


Fig.44 Efficiency of absorbed energy (4)

4.4 円錐形状の剛体の押し込み実験

4.2節では、船首模型として楔形の剛体を設定し、これによる押し込み実験を行ったが、ここでは形状を変えて球状船首など船首部分の突起物を想定し、先端が球面の円錐形状の剛体を二重殻格子桁構造に押し込んだ場合について、二重殻の破壊状況を調べた。

4.4.1 試験模型および実験方法

試験模型は、Fig.45に示すように大型の二重殻模型とし、船側外板および内板の間を桁により縦横に補強した格子桁構造である。二重殻内部は桁により5区画あるいは7区画に等間隔に仕切り、その周囲を鋼製の枠組みに固定した。実験に用いた試験模型は、Table 7に示すように桁間隔および部材の板厚を変えたシリー

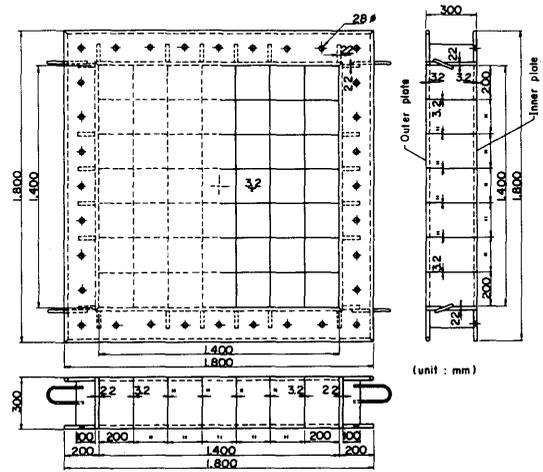


Fig.45 Double hull model (Model S-I)

Table 7 Scantlings of double-hull models (2)

MODEL	Girder space B	Thickness		Depth of double hull H	Ratio of scantling		
		Outer pl. $t_o$	Girder $t_g$		$B/t_o$	$B/t_g$	H/B
S-I	200	3.2	3.2	300	62.5	62.5	1.5
S-II	280	4.5	4.5	300	62.2	62.2	1.07
S-III	200	4.5	4.5	300	44.4	44.4	1.5

(unit : mm)

ズとした。押し込む船首模型は、Fig.46に示すように先端が球面の円錐形状（先端半径80mm，先端角度90°）の剛体とした。

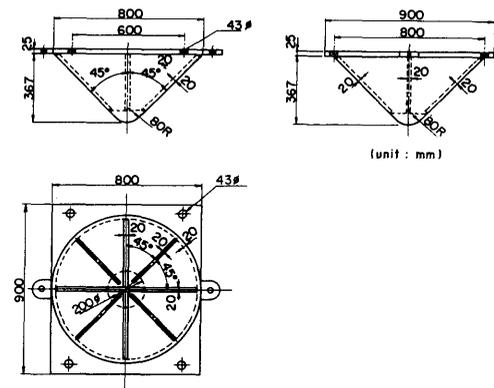


Fig.46 Conical model

実験方法は、楔形状の剛体押し込み実験と同じである。

4.4.2 実験結果および考察

荷重(P)と船首突入量(w)の関係をFig.47に示す。これらの曲線において、船首突入量に対していくつかの荷重上昇の山がみられる。これらの山は、桁間隔の等しい模型においてはほぼ同じ船首突入量で生じており、桁間隔が変わると、その山の生じる場所がずれている。これをFig.48に示すように各船首突入段階に分けて考える。

まず第1の山は、船首荷重がくわわっている船側外板のパネルに亀裂が生じるまでの荷重上昇によるものである。亀裂は船首先端の球面が船側外板に接触している端に生じ、それが周方向および半径方向に進展していく(4.4.3項のPhoto 9参照)。その後、船首模型の側面によって桁の格子点が押しつぶされ、船側外板の変形が外側に広がっていく。Fig.47の第2の山は、船首が桁の最初の格子点付近にかかる時の荷重の上昇によるものと考えることができる。

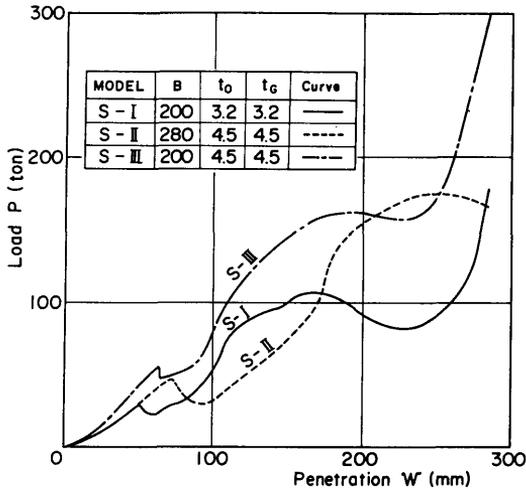


Fig.47 Load-penetration curves

4.4.3 数値計算と実験との比較

本節の円錐形状の剛体押し込み実験について、有限要素法(FEM)による計算および簡易計算を行い、実験結果と比較した。

(1) 有限要素法による計算

前項でみたように、二重殻構造の圧壊では、構造、材料および荷重のそれぞれについて非線形性が著しい。ここでは汎用有限要素法プログラムMARCを用いて、

(74)

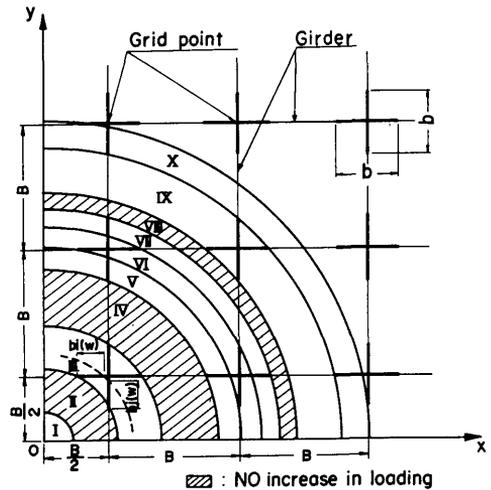


Fig.48 Region of outer plate collapsed during bow penetration (in case of  $b=1/2B$ )

この非線形な挙動の解析を試みた。

計算機容量の制約から、解析対象は荷重点近傍に限られている。すなわち、荷重点から2番目の桁までの範囲とし、その桁の位置で固定とした。また内板は、船首突入量が大きくない範囲では、圧壊挙動にはほとんど影響しないとみなして省略した。用いた板要素は、1節点あたり12自由度、板厚方向に7層の積分点、1層あたり9積分点を有している。

亀裂の進展は節点の解放によって解析を進めるという方法が、材料工学関係で一般的に行われている。立体的な構造物の解析にこの方法を適用しようとする、亀裂進展経路の予測、その経路に沿っての節点数の増加、曲げ変形の取扱い等の難点があり、あまり実用的な方法とはいえない。そこで、ここでは応力と歪の関係に細工を施し、破断歪に達した時に応力はゼロに低下するとした。この応力と歪の関係は、一つの要素内において  $7 \times 9 = 63$  の積分点で評価される。また、歪は非常に大きな値となるので、真応力と対数歪の関係を用いた。Fig.49に実線で示してあるのが、計算に用いた応力と歪の関係である。

船首突入量の増大にしたがって荷重範囲が拡大していくが、これをモデル化するために、ここでは、ギャップ要素と呼ばれる要素を用いた。これは、与えられた2節点間の距離が指定した値以下になった時、はじめて荷重が伝えられるという機能を有している。いいかえれば、球が平板を押し込む場合に、球の中心点と平

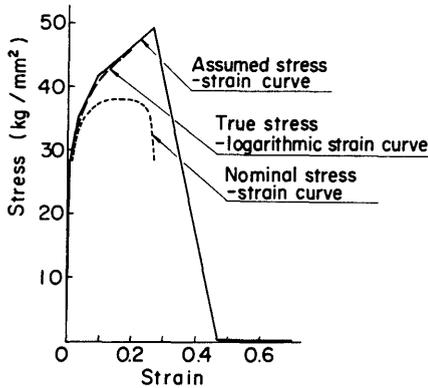


Fig.49 Stress-strain curves

板上の点を与えられた2節点であり、球の半径が指定した距離の値となる。ここで用いた船首模型は円錐形状をしているので、これに内接する多数の球でこれをモデル化した。これらの関係をFig.50に示した。

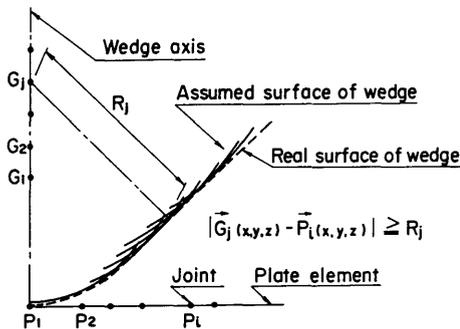


Fig.50 Loading modification

船首模型に強制変位を与えて計算を行ったが、その増分量は、突入量40mmまでは4mm間隔、60mmまでは2mm間隔、60mm以上は1mm間隔とした。Fig.51に変形の状態を示す。また、Fig.51の(i)および(ii)に対応した模型実験の変形の状態を、それぞれPhoto 8およびPhoto 9に示す。船側外板の撓み形状、桁の局部変形等について実験と良く対応した結果が得られている。Fig.52に板厚中央面における相当塑性歪の分布を示す。歪の値0.3以上の範囲が計算上亀裂が生じている個所である。模型実験において船側外板に生じた破口の例をPhoto 10に示す。

Fig.53~55に荷重と突入量の間係を各模型について示す。実験値と計算値との近似度は各模型ともほぼ同

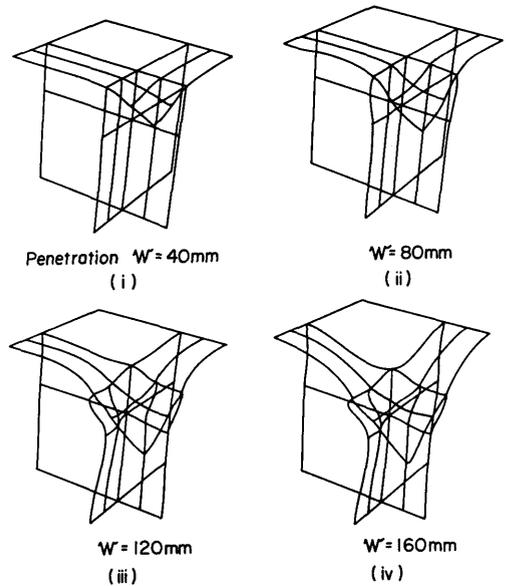


Fig.51 Deformation patterns (Model S-III)

Symbol	1	2	3	4	5	6
Strain	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6

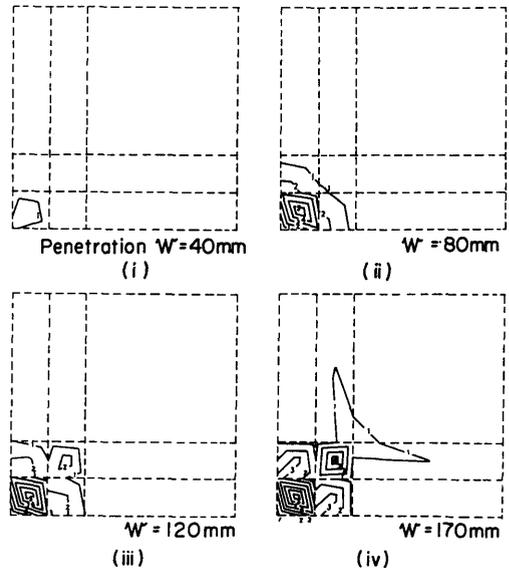


Fig.52 Contours of equivalent plastic strain (Model S-III)

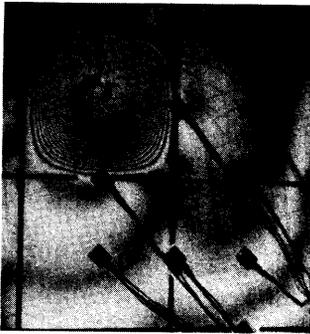


Photo 8 Deformation of outer plate  
(Model S-III, (i))



Photo 9 Deformation of outer plate  
(Model S-III, (ii))

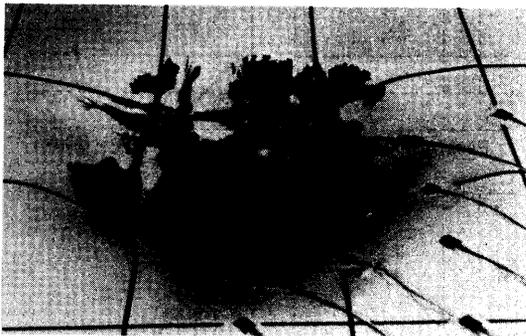


Photo 10 Ruptured outer plate (Model S-II)

様である。すなわち、船首が桁に接するまでは、計算値は実験値と良く対応しているが、接した後は計算値のほうが高い荷重値を示している。これは、計算対象範囲が狭いうえに、桁の端部境界条件が完全固定と

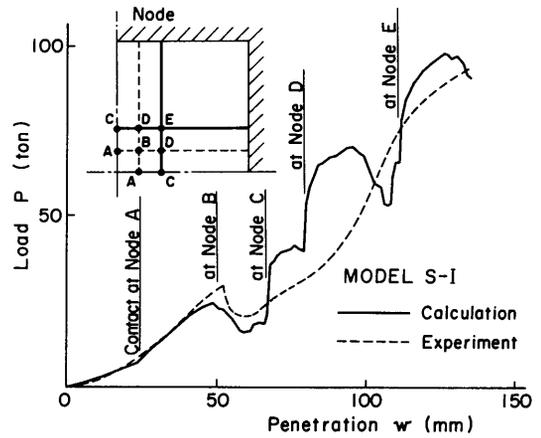


Fig.53 Relation between load and penetration  
(Model S-I, FEM)

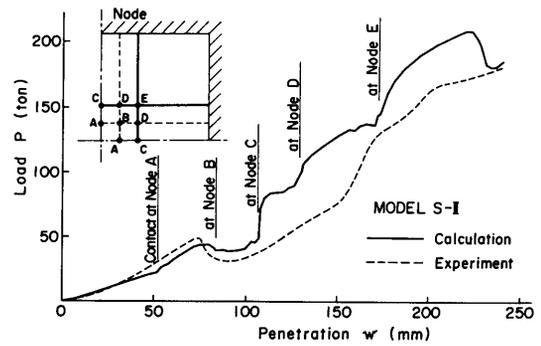


Fig.54 Relation between load and penetration  
(Model S-II, FEM)

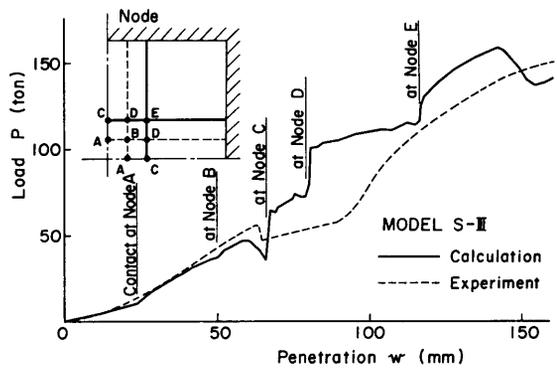


Fig.55 Relation between load and penetration  
(Model S-III, FEM)

なっているためと考えられる。したがって、計算対象の構造範囲をもっと広げれば、突入量の大きい範囲でも実験値に良く対応した結果が得られると思われる。

使用した要素数は、板要素が21、ギャップ要素が9であった。計算機は船舶技術研究所FACOM M-180を使用し、MODEL S-I, II, IIIについてそれぞれ、計算ステップ数は100, 200, 300ステップ、計算CPU時間は5~8時間であり、リージョンサイズはいずれも3MBであった。

## (2) 簡易計算

船首の二重殻構造への食い込みが、Fig.48に示したような段階で生じると考える。まず、船側外板に亀裂が生じるまでの(I)の段階では、Fig.56に示すような変形になり、船首による荷重は主として船側外板の膜力で支えられる。そして船側外板に亀裂が生じた後は、船首が格子点(幅 $b$ の十字板)にかかるまで荷重の変化はなく(Fig.48の斜線で示した領域)、格子点にかかった時に、桁の圧壊による荷重の上昇が次々にある(Fig.48のIII, V, VI, VII, ...)と考える。この過程で、先端が球面(半径 $r$ )の円錐形状の船首が、船側外板パネルの中央から突入してくる時の荷重( $P$ )と船首突入量( $w$ )の関係は、Fig.56で釣合いを考えれば次式で表わすことができる。

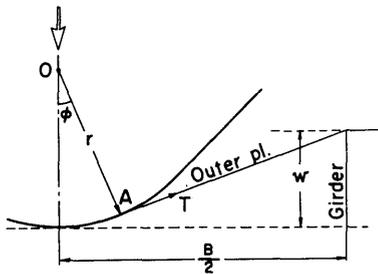


Fig.56 Deformation of outer plate

$$P = [2\pi r \sigma_Y t_0] \sin^2 \phi + \sum_{i=1}^n \sigma_Y t_G b_i(w) \quad (69)$$

ここで  $w = \frac{B}{2} \tan \phi + r(1 - \sec \phi)$

$\sigma_Y$ : 鋼材の降伏応力(実験に用いた模型においては、板厚 $t = 4.5\text{mm}$ に対して $30.0\text{kg/mm}^2$ ,  $t = 3.2\text{mm}$ に対して $29.0\text{kg/mm}^2$ ,  $t = 2.3\text{mm}$ に対して $27.9\text{kg/mm}^2$ ),  $t_0$ : 船側外板の板厚,  $t_G$ : 桁の板厚,  $b_i(w)$ : 船首が桁の格子点にかかる時の有効な桁幅,  $n$ : 船首がかかる桁の格子点の数,  $B$ : 桁間隔

(69)式の第1項は外板による膜力の項で、第2項は

船首側板が桁の格子点にかかる時に入る付加項で桁の圧壊強度を表わしている。第2項の中の $b_i(w)$ は、例えばFig.48に示している(III)の段階では、先端の丸味を考慮して

$$b_i(w) = \sqrt{\{w + (\sqrt{2} - 1)r\}^2 - (B/2)^2} - (B - b)/2 \quad (70)$$

で与えられる。また(I)の段階で、外板は平均伸び歪が20%の時に破断すると考える。

Fig.48に示した船首の二重殻への段階的な食い込み過程は $b = B/2$ の場合の例であるが、この順序は $b$ の大きさによって変わってくる。Fig.48に示した突入範囲(X)までを考えると、 $b < B/2$ では(IX)と(X)の間に船首側板が格子点の十字板にかからない領域(斜線の部分)がある。 $B/2 < b \leq 2B/3$ では、(IX)と(X)が重なる領域が存在し、 $b > 2B/3$ では、さらに(VII)と(IX)が重なる領域が存在するようになる。

格子点の十字板の幅 $b$ のとり方は、船首側板が十字板にかかる時の荷重条件が複雑であるので、一義的に決めることは困難である。ここでは、座屈後の有効幅の考え方を導入して、Faulknerの式<sup>63)</sup>に係数 $C$ を乗じた式を使用することにした。

すなわち

$$\frac{b}{B} = \begin{cases} C \left( \frac{2}{\beta} - \frac{1}{\beta^2} \right) & ; \beta \geq 1 \\ C & ; \beta < 1 \end{cases} \quad (71)$$

ただし  $\beta = \frac{B}{t} \sqrt{\sigma_Y/E}$ ,  $b$ : 格子点の十字板の幅,  $B$ : 桁間隔,  $t$ : 桁の板厚,  $\sigma_Y$ : 降伏応力,  $E$ : ヤング率

(71)式で係数 $C$ を変え、(69)式から荷重と船首突入量の関係を求めると、Fig.57~Fig.59の破線で示したようになる。計算では、実験と比較するために船首が内板に達するまでを示している。この突入段階は、S-I, S-IIIの模型では、Fig.48の(I)~(VI)、桁間隔の広いS-IIの模型では(I)~(IV)の範囲になる。Fig.57~Fig.59をみると、実験で得られた荷重と船首突入量の関係は、 $C = 0.75$ として計算した曲線に近い値になっていることがわかる。図中の一点鎖線は、簡易式をさらに簡略化して、第3章で取り扱った食い込み型破壊形式にならって二重殻構造の強度を桁の平均耐力から求めたものである。

Fig.60において平均耐力 $p_1$ は次式で与えられる。

$$p_1 = \frac{S_n t_0 + S_o t_n}{S_o S_n} \sigma_Y$$

$$p_1 = \left( \frac{t_v}{S_v} + \frac{t_h}{S_h} \right) \sigma_v \quad (72)$$

ここで  $t_v, t_h$ : たて桁, 水平桁の板厚,  $S_v, S_h$ : たて桁, 水平桁の間隔,  $\sigma_v$ : 降伏応力  
この二重殻に, 頂角  $2\theta$  の円錐形状の剛体が深さ  $\delta$  まで食い込んだ時の破壊面積  $A_1$  は

$$A_1 = \pi \delta^2 \tan^2 \theta \quad (73)$$

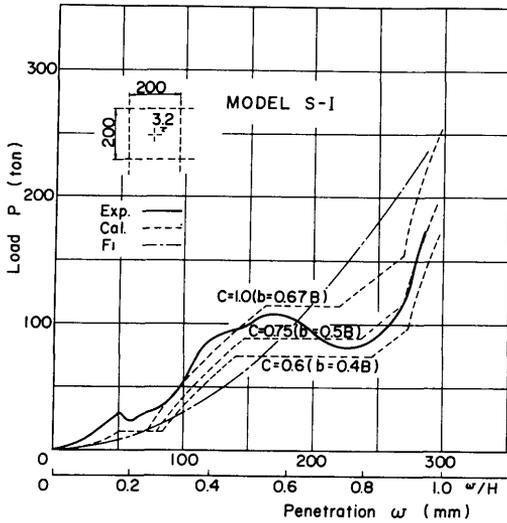


Fig.57 Relation between load and penetration (Model S-I, Simplified method)

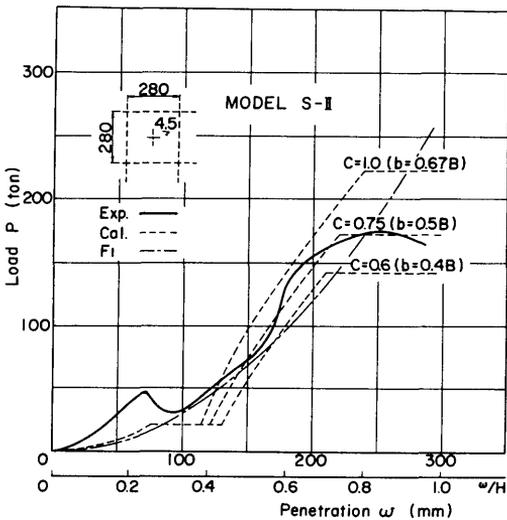


Fig.58 Relation between load and penetration (Model S-II, Simplified method)

(78)

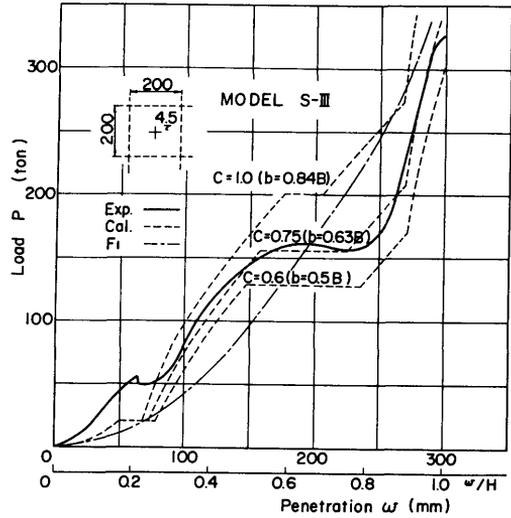


Fig.59 Relation between load and penetration (Model S-III, Simplified method)

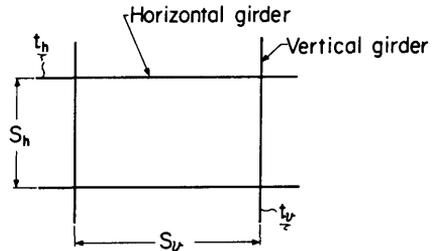


Fig.60 Arrangement of girders

であるから, このときの荷重  $F_1$  は

$$F_1 = p_1 A_1 = \pi \sigma_v \delta^2 \left( \frac{t_v}{S_v} + \frac{t_h}{S_h} \right) \tan^2 \theta \quad (74)$$

になる。(74)式で与えられる  $F_1$  の値を模型実験の場合にあてはめて  $t_v = t_h, S_v = S_h$  において計算したのが Fig.57~Fig.59 の一点鎖線である。これを見ると大体平均的な値になっているが, 荷重-突入量曲線の特性を(74)式から求めることは困難で, 二重殻の衝突時の吸収エネルギー性能ではなく, 強度の値を問題にする場合には, 詳細計算あるいは模型実験による破壊過程を考慮した簡易式が必要になる。

#### 4.5 部分球殻の変形挙動

LNG船などタンク構造をもつ危険物運搬船が他船

の衝突により船側が突き破られた場合を想定して、タンクの圧壊強度および変形挙動を調べておくことは防災上必要なことである。本節では、このような場合を想定し、集中荷重を受けた場合の部分球殻の圧壊による変形挙動を調べた。

各種の荷重を受ける球殻の強度については、これまで多くの研究が行われているが、このうち集中荷重を受けた場合の研究は比較的少なく<sup>64)~69)</sup>、特に衝突の問題に適用できるような大変形の挙動についてはあまり研究が行われていない。そこで、集中荷重による部分球殻の圧壊実験を行って変形挙動を調べ、実験結果と有限要素法による計算結果ならびに塑性解析による簡易式とを比較した。

#### 4.5.1 試験模型および実験方法

試験模型はFig.61, Table 8に示すように鋼製(材質SS41)およびアルミ製(材質5052-H34)の部分球殻で、周辺端部は厚板に溶接した。Table 8の記号は(75)式およびFig.65の部分球殻図の記号に対応した値を示している。試験模型の形状寸法はモス方式125,000m<sup>3</sup> LNG船タンクの1/18程度の縮尺を考えたもので、模型の板厚を数通りに変えた。この部分球殻を架台に固着し、先端が球面の鋼製丸棒を模型の頂部に押し込むことにより集中荷重をくわえた(Photo 11)。このときの荷重直下の球殻凹入量と荷重との関係を探ると同時に、球殻内面の子午線方向および周方向の歪を計測し、球殻の変形の広がりを調べた。

#### 4.5.2 実験結果および考察

Fig.62, 63に荷重 $P$ と球殻凹入量 $\delta$ との関係を実線で示す。これをみると、 $P-\delta$ の関係は板厚の薄いSPC-1を除いて比較的滑らかな曲線になり、凹入量の増加につれて荷重は一様な上昇を示している。実験の曲線には初期座屈を示す特徴はあらわれていない。凹入部表面の変形の形状は最初軸対称の円形で、それが三角形のしわ(3 lobed shape)、さらに四角形、五角形のしわが生じ、変形が非対称な形状になっていく傾向があるが、その過程は試験模型によりばらつきがある。Fig.63のAL-2の試験模型の場合、曲線上のA点では円形でその中に三角形のしわがわずかにみられ、B点では四角形のしわが生じている。C点では、そのしわが四角形のまま拡大している(Photo 12)。しかしこの間、 $P-\delta$ 曲線の変化はみられない。一方、Fig.62のSPC-1の試験模型の場合、曲線のA点では円形のしわから三角形のしわに移る様子が観察され、ここで荷重上昇の鈍化がみられる。そしてB点では凹入部の形状が五角形に変化し、その間しわの数が増えるのに対応

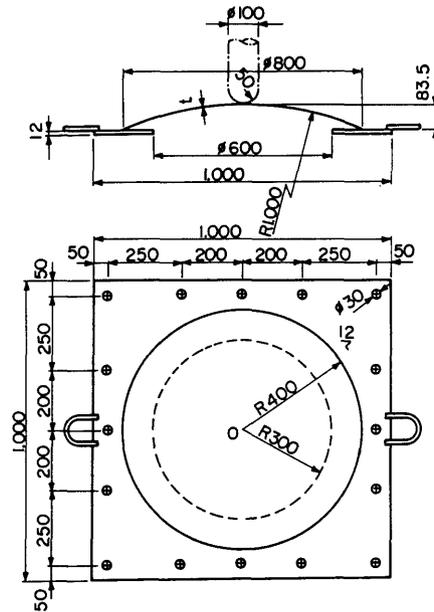


Fig.61 Geometry of spherical shell

Table 8 Scantlings of spherical shells

Test model	Material	$\lambda$	R (mm)	t (mm)	$l$ (mm)	H (mm)	$H/l$
SPC-1	Steel SS41	18.2	1,000	1.6	400	83.5	0.209
SPC-2		15.2	1,000	2.3	400	83.5	0.209
SPC-3		12.8	1,000	3.2	400	83.5	0.209
AL-1	Aluminum 5052-H34	16.2	1,000	2.0	400	83.5	0.209
AL-2		13.3	1,000	3.0	400	83.5	0.209

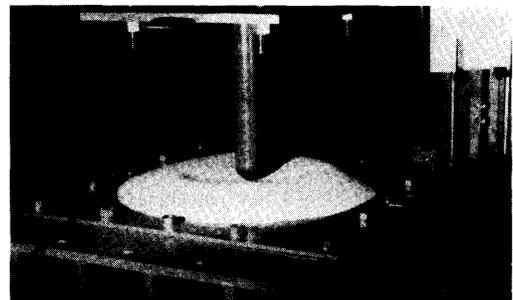


Photo 11 Test setup

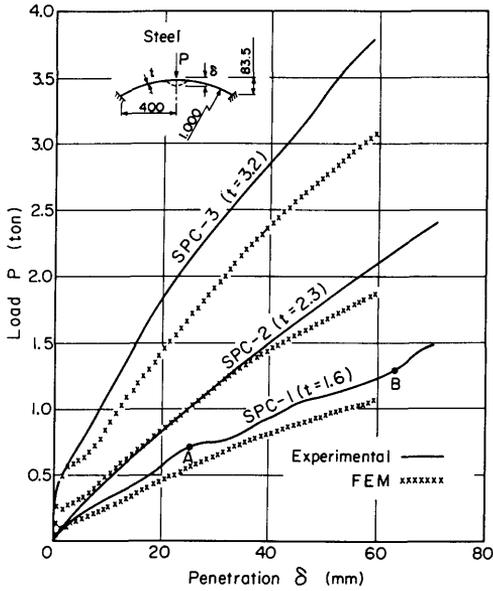


Fig.62 Load-penetration curves (Steel)

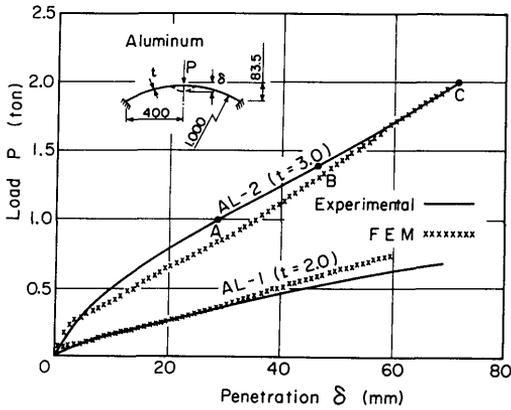


Fig.63 Load-penetration curves (Aluminum)

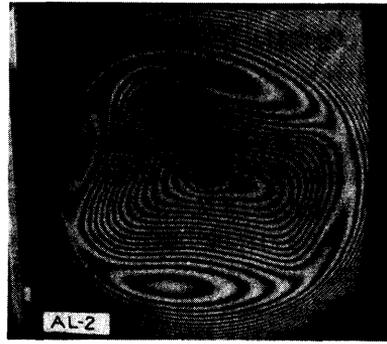
して曲線の起伏がみられている。

試験模型に生じた歪値について、球殻内面の歪（子午線方向の歪 $\epsilon_r$ および周方向の歪 $\epsilon_\theta$ ）と荷重との関係をFig.64に示す。同図において、 $\epsilon_r$ の値は荷重の上昇につれて圧縮側から引張側に反転し、歪の大きさは停留する傾向にある。そして $\epsilon_r$ の反転する時点の荷重が、荷重点から離れるにつれて高くなっている。これは、Fig.65に示すように球殻表面の屈曲点 $F_1$ が $\delta$ の増加につれ $F_1'$ に移って曲率が変わり、凹入部の周辺が $F_1, F_2, \dots$ のように広がっていくことを示している。そして、あ

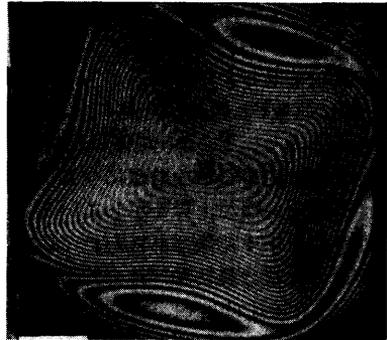
(80)



(a) Transition from symmetry to three-lobed shape



(b) Four-lobed shape



(c) Enlarged four-lobed shape

Photo 12 Deformation patterns of spherical shell segment

る点の歪の大きさが停留し、破断歪に達するような大きさにはならないことから考えると、このような球殻の変形挙動の過程では亀裂が生じにくいことが推察される。

#### 4.5.3 計算と実験との比較

集中荷重が作用した時の部分球殻の弾塑性、大変形

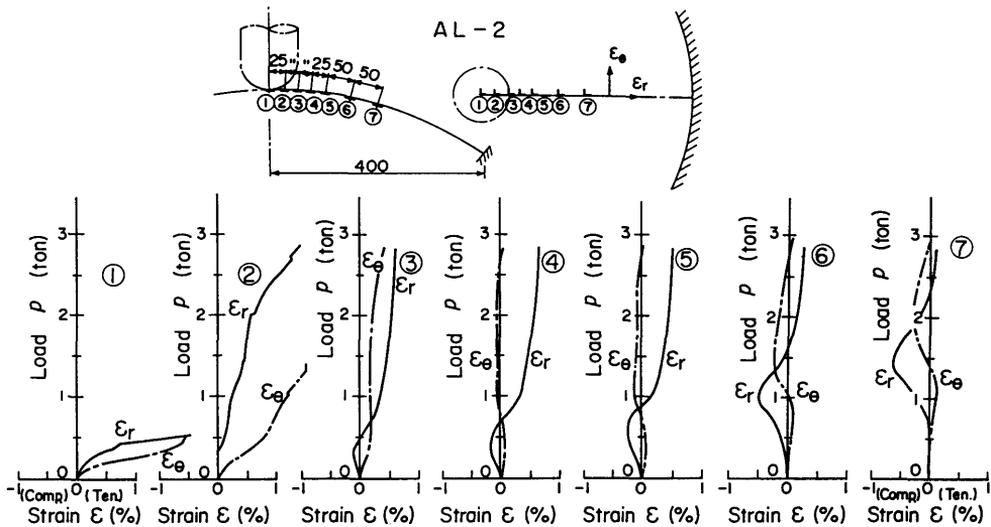


Fig.64 Load-strain curves

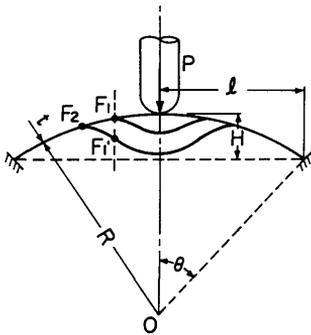


Fig.65 Deformation of spherical shell

挙動について汎用有限要素法プログラムMARCを用いて計算した。使用した要素は軸対称シェル要素（エレメント15）で、対称軸の片側で要素数16、節点数17で端部を固定条件とした。計算は荷重点に強制変位を与えて行ったが、その増分量は0.5mmで、ステップ数180の範囲までの計算を行った。材料の応力-歪曲線としては鋼製のものについてヤング率 $E=21,000\text{kg/mm}^2$ 、降伏応力 $\sigma_Y=25\text{kg/mm}^2$ のところで折線近似し、接線係数 $E_T$ を $E_T=E/500$ とした。アルミ製の場合は、板厚2mmについては耐力 $14\text{kg/mm}^2$ 、板厚3mmについては耐力 $20.8\text{kg/mm}^2$ のところで折線近似し、 $E=7,000\text{kg/mm}^2$ 、 $E_T=E/25$ 、ポアソン比 $\nu=0.3$ とした。

計算結果をFig.62, 63に各変位ステップの値とし

て×印で示した。球殻凹入量 $\delta$ の初期において座屈を示す荷重の平坦部がみられるが、荷重は実験と同様に $\delta$ に対して比較的滑らかに上昇していく。計算と実験とはSPC-3の模型に対しては少し差がでているものの全般的には比較的良く対応しているといえる。これからみると、本節で扱った部分球殻に対する凹入量の範囲（球殻板厚の30倍程度）であれば、軸対称有限要素モデルによって球殻の荷重と凹入量の関係を十分な精度で求めることができると思われる。

Fig.66に周辺固定の場合のいくつかの部分球殻について有限要素法による計算例を示した。部分球殻は試験模型と同じ材質のアルミ製とし、(75)式で与えられる寸法パラメータ $\lambda$ を変えて計算した。

$$\lambda^2 = \sqrt{12(1-\nu^2)} (\ell^2/Rt) \quad (75)$$

Fig.66では $\lambda=8\sim 14$ の範囲で計算を行い、Mescall<sup>65)</sup>により得られている弾性大変形解析結果と比較して示した。

一方、球殻の圧壊強度を簡易式で与えることが、圧壊挙動を早急に予測したい場合などには有用と思われる。ここではOliveira & Wierzbicki<sup>70)</sup>にならって塑性解析を行った。Fig.67の斜線で示すような球殻の塑性関節A、Bに挟まれた断面積が $\dot{\omega}$ の角速度で回転すると考えれば

内部散逸エネルギーは  
AB間の断面要素に対し

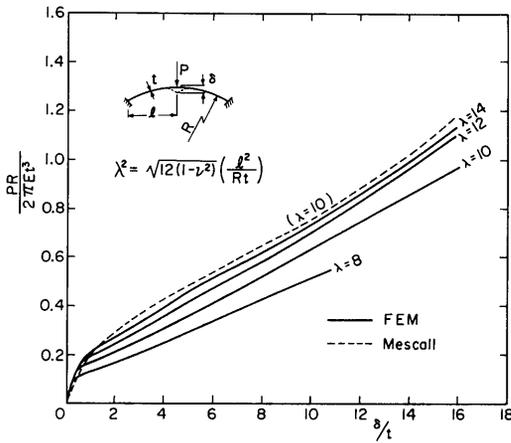


Fig.66 Load-penetration curves of spherical shells

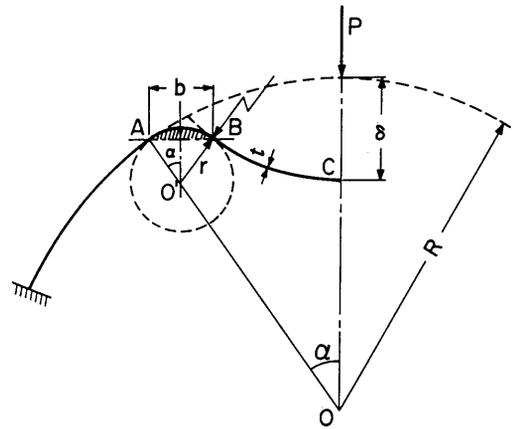


Fig.68 Geometry of spherical shell

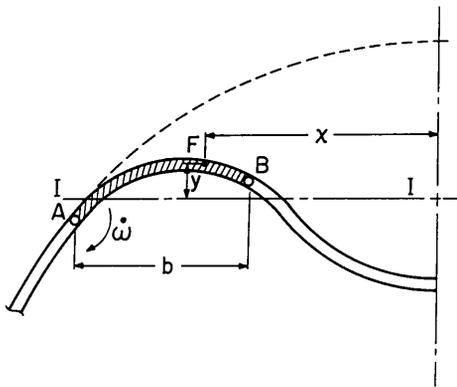


Fig.67 Plastic deformation in spherical shell

$$\dot{E}_1 = 2\pi\sigma_Y t \dot{\omega} \int_{AB} |y| dx \quad (76)$$

A, B一つの塑性関節に対して

$$\dot{E}_2 = 2\pi\sigma_Y a_0 \dot{\omega} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} |y| dy \quad (77)$$

ただし  $a_0$  : 対称軸からの塑性関節までの距離

$t$  : 板厚

で与えられる。

$\dot{E}_1$  と  $\dot{E}_2$  の和を外部仕事率

$$\dot{E}_0 = Pb \dot{\omega} \quad (78)$$

ただし  $b$  : 塑性関節AおよびB間の距離に等しいとおけば崩壊荷重が得られる。

いま、部分球殻の変形として、実験でみられた変形挙動からFig.68のように環状体O'がBで球面BCに接するような形に仮定すれば、幾何学的条件より

(82)

$$\delta = 2(R-r)(1 - \cos\alpha) \quad (79)$$

になる。

(76)式の積分は環状体O'の屈曲部ABの面積 (Fig.68の斜線部分) になるから

$$12 \quad \theta = 2\alpha - \sin 2\alpha \quad (80)$$

とおけば

$$\dot{E}_1 = 2\pi\sigma_Y t \dot{\omega} \left( \frac{r^2 \theta}{2} \right) \quad (81)$$

になる。

またFig.68において、対称軸から環状体の中心O'までの距離を  $a$  とすれば、(77)式より

$$\dot{E}_2 = \begin{cases} 2\pi\sigma_Y \dot{\omega} \left( a + \frac{b}{2} \right) \left( \frac{t^2}{4} \right) ; \text{塑性関節A} \\ 2\pi\sigma_Y \dot{\omega} \left( a - \frac{b}{2} \right) \left( \frac{t^2}{4} \right) ; \text{塑性関節B} \end{cases} \quad (82)$$

$$\text{ただし, } a = (R-r) \sin\alpha \quad (83)$$

が得られる。

(78), (81)および(82)式により

$$Pb \dot{\omega} = 2\pi\sigma_Y \dot{\omega} \left( \frac{r^2 \theta}{2} + 2a \times \frac{t^2}{4} \right) \quad (84)$$

ここで、 $M_0 = \sigma_Y t^2 / 4$ ,  $b = 2r \sin\alpha$ とおけば

$$\frac{P}{2\pi M_0} = \frac{1}{\sin\alpha} \left( \frac{r\theta}{t} + \frac{a}{r} \right) \quad (85)$$

になる。(85)式でPの最小値を求めると

$$r = \sqrt{\frac{at}{\theta}} \quad (86)$$

のとき

$$\frac{P}{2\pi M_0} = \frac{2}{\sin\alpha} \sqrt{\frac{a\theta}{t}} \quad (87)$$

が得られる。(87)式に $a$ ,  $\theta$ ,  $\delta$ および $r$ の値を使えば、結局

$$\frac{P}{2\pi M_0} = \sqrt{\frac{2\eta}{1-\cos\alpha}} \sqrt{\frac{\delta}{t}} \quad (88)$$

ただし  $\eta = (2a - \sin 2\alpha) / \sin\alpha$

$$r/t = \{\sqrt{1 + (4\eta R/t)} - 1\} / (2\eta)$$

$$\delta/t = 2(R-r)(1-\cos\alpha)/t$$

のようにまとめることができる。

(88)式による値は、ここで考えている寸法程度の大きさに対しては $R/t$ の値によってほとんど影響されず、Fig.69の実線に示すように1本の曲線で表わすことができる。同図にはOliveira & Wierzbickiの略算式を破線で示し、(88)式の値と比較した。(88)式を鋼製の部分球殻模型の実験結果と比較するとFig.70に示したようになり、(88)式で圧壊荷重の概略値を与えることができると考えられる。

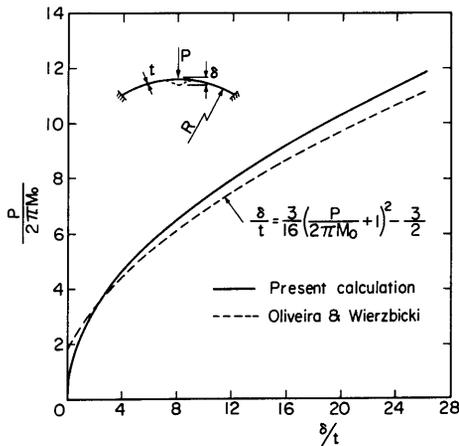


Fig.69 Load-penetration curves (Plastic analysis)

以上のように、集中荷重による部分球殻の圧壊実験により、球殻表面の変形の挙動を調べたが、その圧壊過程は、軸対称有限要素モデルによる計算、鋼製に対しては塑性解析によってもほぼ説明することができた。

4.6 衝突に対する危険物運搬船の設計指針

独立球形タンクをもつ危険物運搬船としてLNG船

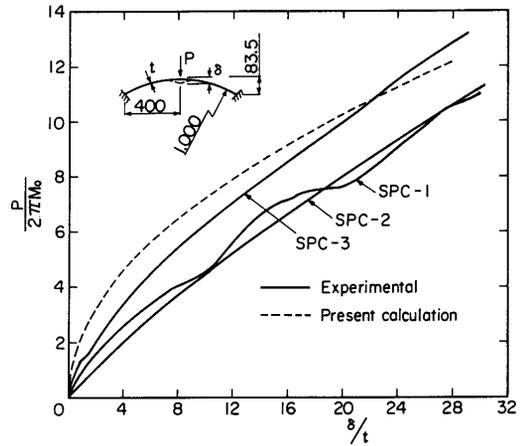


Fig.70 Load-penetration curves (Plastic analysis, Comparison between experiment and calculation)

を考え、他船から衝突された時の船側の破壊量を調べる (Fig.71)。LNG船の衝突強度に関する研究はいくつか行われているが<sup>539),53)</sup>、船首の強度を考慮してLNG船の衝突強度を計算した例としては、鴨井<sup>54)</sup>による125,000m<sup>3</sup>型LNG船と35,000DWTコンテナ船との衝突計算例がある。ここでは、この計算法にしたがって検討した。液化ガス衝突解析部会<sup>55)</sup>で船首強度が求められている船舶を衝突船として追加計算し、LNG船の衝突強度を衝突船の速度と船首の食い込み量との関係としてまとめた。

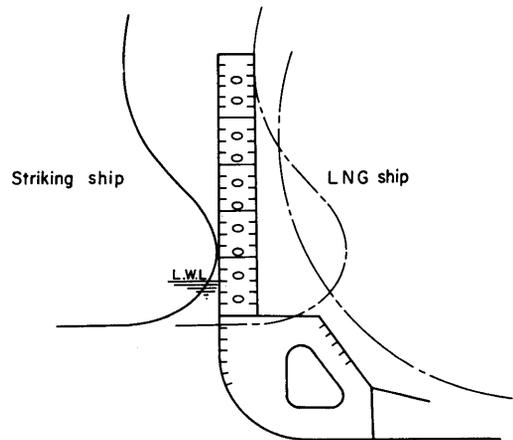


Fig.71 Collision of a ship with LNG ship

ここで検討対象とした被衝突船および衝突船の大きさは次のとおりである。

(イ) 被衝突船

125,000m<sup>3</sup>型モス方式LNG船

排水量  $\Delta = 100,000$  ton

(ロ) 衝突船

(i) 1万DWT貨物船

$\Delta = 15,000$  ton

(ii) 3.5万DWTコンテナ船

$\Delta = 60,000$  ton

(iii) 8万DWTオイルタンカー

$\Delta = 95,000$  ton

1万DWT貨物船、8万DWTオイルタンカーの船首強度についての計算結果<sup>55)</sup>から船首の荷重 $P$ (ton)と変形量 $\delta$ (m)との関係を

$$P = \begin{cases} 600\delta & (1万DWT貨物船) \\ 3,200\delta & (8万DWTオイルタンカー) \end{cases} \quad (89)$$

で近似する。LNG船、3.5万DWTコンテナ船については鴨井による計算結果<sup>54)</sup>から引用してまとめると、被衝突船および衝突船それぞれの衝突荷重 $P$ と変形量 $\delta$ との関係がFig.72のように得られる。また、 $P$ - $\delta$ 曲線を $\delta$ について積分すると、吸収エネルギー $E$ と変形量 $\delta$ との関係がFig.73のように得られる。ただし船首強度については実験結果<sup>26)</sup>をみると、 $P$ - $\delta$ 曲線は鋸歯状になることから、 $P$ - $\delta$ 曲線の積分値の1/2にして示している。Fig.72のLNG船船側強度はEdinberg<sup>39)</sup>の計算例を使用している。これは衝突船の船首を半径10mの円柱形の剛体とし、それをLNG船の船側の深さ方向に一様に押し込んだ時の計算で、船側外板の張力が十分期待できる場合の値である。

Fig.72のように衝突船、被衝突船の強度が得られれば、以下の手順によりLNG船の衝突強度を算定することができる。ここで、球形タンクの強度を4.5節のAL-2の実験結果 (Fig.63)から推定する。第3章の模型実験で食い込み型破壊の場合に実証された相似則を適用し、試験模型を実寸の1/18の縮尺とし、突入量に対しては縮尺比に、荷重に対しては縮尺比の2乗に比例すると考えれば、突入量70mm $\times$ 18=1,260mmで荷重は2 ton $\times$ 18<sup>2</sup>=648tonになり、船側強度に比べかなり低い値になることがわかる。したがって、ここではタンクの強度を無視して考えることにする。いま、Fig.72において同一荷重に対するLNG船、衝突船それぞれの変形量 $\delta_{LNG}$ 、 $\delta_{BOW}$ を横軸、縦軸にプロットしていくとFig.74が得られる。同図には8万DWTタンカーとの衝

(84)

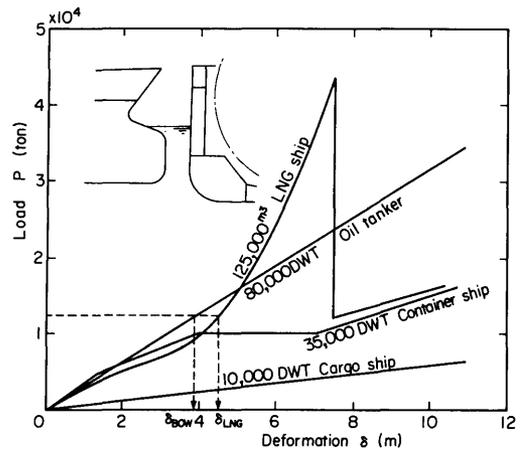


Fig.72 Load-deformation curves of LNG ship and striking ships

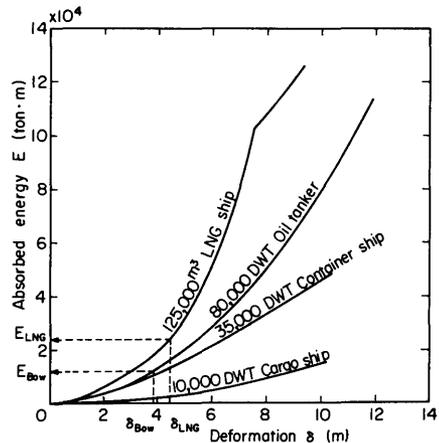


Fig.73 Absorbed energy-deformation curves of LNG ship and striking ships

突の場合のプロット例が破線で示されている。この時の $\delta_{LNG}$ 、 $\delta_{BOW}$ それぞれに対する吸収エネルギー値 $E_{LNG}$ 、 $E_{BOW}$ がFig.73の破線で示すように求まる。 $E_{LNG}$ と $E_{BOW}$ の和をとれば、衝突時のLNG船、衝突船両船によって吸収されるエネルギーが $\delta_{LNG}$ の関数として得られる。この吸収エネルギーを $E(\delta_{LNG})$ で表わすと、この時の衝突船の速度 $v_S$ は第3章の(6)式を用いて求めることができる。(6)式において衝突船、被衝突船の質量をそれぞれ排水量 $\Delta_S$ および $\Delta_{LNG}$ で置き換え、B船が衝突船になるから $v_B = v_S$ とし、被衝突船の付加質量としてミノルスキー<sup>1)</sup>にしたがって排水量の40%にと

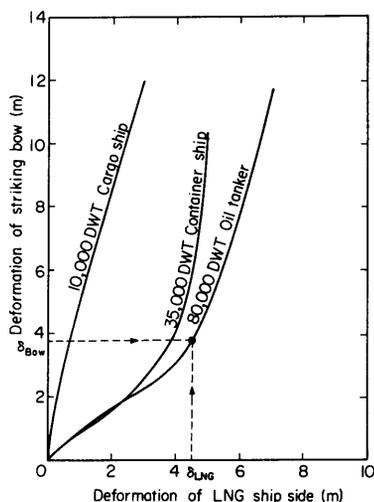


Fig.74 Relation between deformations in striking bow and in LNG ship side

れば、(6)式から、

$$v_s = \sqrt{\frac{1.43\Delta_s + 2\Delta_{LNG}}{\Delta_s \Delta_{LNG}}} \sqrt{E(\delta_{LNG})} \quad (90)$$

が得られる。

(90)式により $v_s$ を求めるとFig.75のようなになる。Fig.75においては、横軸にLNG船の船側への衝突船の食い込み量、縦軸に衝突船の速度を示している。さらに横軸には、LNG船の船側からの内殻までの距離およびタンク張出し線までの距離を示すことにより、衝突強度の特性を表わした。

4.5節でみたように球形タンクの変形は亀裂が生じにくいような挙動を示しており、変形によるタンク内圧の増加が逃がし弁の作動等により危険がない範囲であれば、球形タンクはかなりの変形量まで許容できるように思われる。いまここで仮に、タンクの変形量 $\delta_t$ を板厚の30倍程度(50mm×30=1.5m)を考慮することにすれば、Fig.75で $\delta_t=1.5$ mすなわち船側から5mの船首突入量に対する衝突速度 $v_s$ は3.5万DWTコンテナ船の12ノットに対して8万DWTオイルタンカーでは8.3ノットになる。1万DWT貨物船の衝突時には、衝突速度12ノットの場合でも球形タンクに達することはないことがわかる。このように、Fig.75のような形で衝突強度をまとめておくと、危険物運搬船の安全性の検討には便利であると思われる。

ここでの計算は一つの試算例であり、特にLNG船の船側強度は衝突船の接触条件によって変わってくるも

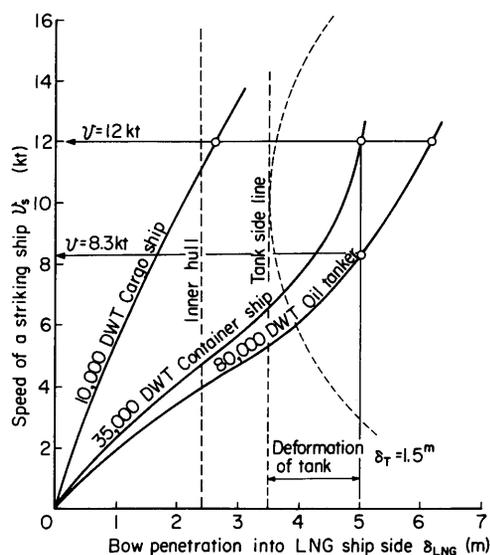


Fig.75 Collision characteristic curves for LNG ship side

のと考えられ、最近萩原<sup>55)</sup>が試みたような、衝突船の喫水変化に対応して衝突位置を変えた場合の計算が今後必要になってくるであろう。

#### 4.7 まとめ

海上貯油タンクなどの船側構造法の一つに二重殻格子桁構造があり、この衝突強度を調べるために模型圧壊実験を行った。船首形状としては、二重殻の基本的な強度特性をみるために、船首を単純化した楔形状および円錐形状の剛体とし、実験値を説明できるような荷重-突入量関係の簡易式を導いた。また、これに関連して、衝突時の安全性評価の方法を示すためにLNG船を例にとり、計算例を示した。これらの結果をまとめると

- (1) 楔形状船首の二重殻格子桁構造への突入実験においては、荷重-突入量曲線において典型的な二つの山がみられ、その一つは主として外板の膜力によるもの、他の一つは桁を押しつぶすことによるもので、この二つの山が吸収エネルギー値に大きな影響を及ぼす。
- (2) 楔形状船首の突入実験によって、二重殻の深さ、部材の板厚が吸収エネルギー効率に与える影響を調べた。その結果、衝突時の吸収エネルギーの大きさによって、外板の板厚、桁の板厚の効果が変わってくる。本実験のモデルについては0.5ton・mのところはその値があり(模型が1:30の縮尺率に相当するような実船

規模の構造に対しては、この0.5ton・mの吸収エネルギー値は排水量10万tonの船が3ノットで衝突する場合に相当する)、これより大きな規模の衝突では、桁の板厚増加により吸収エネルギー効率が良くなる。

(3) 円錐形状の船首突入実験については、簡易計算と並行して有限要素法による計算も行った。有限要素法による計算結果は実験値と比較的良好な対応を示したが、計算規模がかなり大きなものになった。

(4) LNG船の衝突計算の一例を示したが、このような実船の安全性評価には、Fig.75に示したように衝突速度と船首突入量の関係を求めておくことと便利である。また、集中荷重を受ける球殻では、変形範囲が外側に広がっていき、荷重直下の歪は停留し、亀裂は生じにくいような変形挙動を示すことから、例えばLNG漏洩時の衝突速度の設定には、タンクの変形量のある程度許容(内圧増加による影響を無視することが条件であるが)しても良いと考えられる。

## 5. 船舶と橋脚との衝突問題

### 5.1 研究の概要

本四架橋のような長大橋の橋脚に船舶が衝突した際に、船体がうける衝突力および船体の変形挙動を調べるために、船体の部分模型による圧壊実験を行った。さらに、船舶接触防護施設の一つである緩衝工の性能に関する実験を行い、その吸収エネルギー特性を調べた。本実験では、衝突船として、入出港隻数が多く、沿岸での衝突事故件数の多い中小型船を考慮して、総トン数500G.T.から4,000G.T.程度の大きさの船を対象にし、これらの船が、Fig.76に示すように船首から船の進行方向に橋脚と衝突した場合、あるいは漂流等によって船側が橋脚のコーナー部と衝突した場合を想定して検討を行った。

ここで得られた実験値および解析法をもとにして、衝突の際に問題になる衝突力および船体の変形量が、実船の場合にどの程度の大きさになるかを推定し、実際の緩衝工の例を示した。

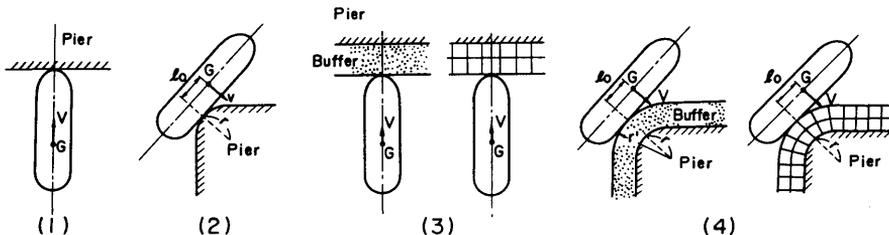


Fig.76 Patterns of collision

### 5.2 船体部分模型の圧壊実験

船体部分模型を橋脚模型に静的に接触させて、船舶と橋脚との衝突に相当する圧壊実験を行った。橋脚の平面形状は一般に矩形断面をしており、コーナー部が円形状になっている。この橋脚に通航船舶が船首から衝突する場合は、橋脚の平行部分に直角に衝突するとし、船側で漂流衝突する場合は、橋脚のコーナー部において接触すると考え、いずれの場合も橋脚側の剛性は船体に比べ十分大きいとし、衝突時に船体のみが破壊すると仮定した。

#### 5.2.1 試験模型および実験方法

試験模型の対象船舶は、沿岸航行の多い総トン数500G.T.~4,000G.T.の大きさを考え、航行船は500G.T.および4,000G.T.、漂流船は4,000G.T.を想定した模型を製作した。試験模型の構造は、船首および船側模型ともに、それぞれFig.77, 78に示すように実船の構造を単純化したものである。

船首模型は、500G.T.および4,000G.T.船の横肋骨方式の構造で、船側外板の間に甲板、船底外板、および水平桁に相当する鋼板(材質SS41)を入れた構造にした。船側模型は4,000G.T.の横肋骨構造および縦肋骨構造の船を考え、船側から船幅の1/4のところまで切り出した部分の構造にしている。横肋骨式船側模型においては、甲板および外板の防撓材をすべて等しいものとし、これらを肋骨と呼ぶことにする。縦肋骨式船側模型においては、縦肋骨を長さ方向に4点で特設肋骨により支持された構造とする。

模型の種類は次のとおりである。

- (1) 船首模型
    - i) 500G.T.船の1/4模型, 船首垂直型
    - ii) 500G.T.船の1/4模型, 船首傾斜型
    - iii) 4,000G.T.船の1/8模型, 船首垂直型
  - (2) 船側模型
    - i) 4,000G.T.船の1/11模型, 横肋骨式
    - ii) 4,000G.T.船の1/11模型, 縦肋骨式
- 船首模型において船首垂直型を使用したのは、実船



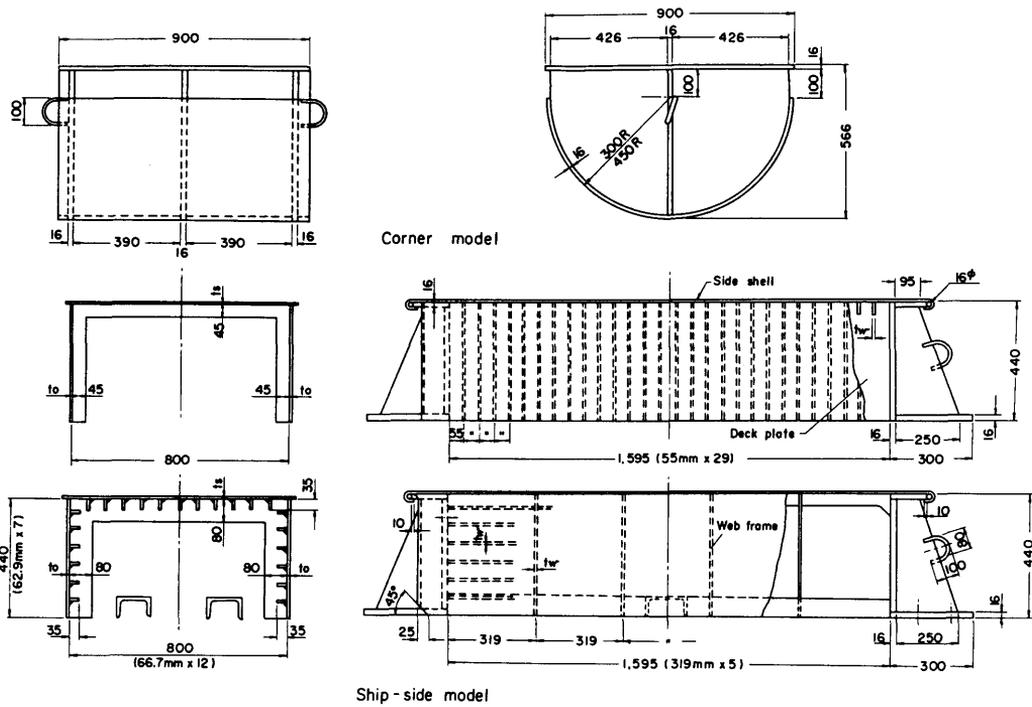


Fig.78 Ship-side and pier models

Table 9 Scantlings of test models

NO.	Test series	Plate thickness of ship-side model.	Radius of corner model
		ts x tp x tw	r
TR-1	Transverse system	1.2 x 1.2 x 1.6	450
TR-2	"	1.6 x 1.6 x 2.3	"
TR-3	"	1.2 x 1.2 x 1.6	300
LG-4	Longitudinal system	1.6 x 1.6 x 1.2	450
LG-5	"	"	300

ts : thickness of side shell  
 tp : thickness of deck  
 tw : thickness of frame  
 unit : mm

Fig.79, 80に示す。また、これらの曲線を積分して得られる船首の変形による吸収エネルギーと船首の変形量との関係をFig.81およびFig.82に示した。船首の破壊状況、および荷重と船首変形量との関係における特徴は次のとおりである。すなわち、船首が垂直である場合は、衝突の初期の段階から接触面積が大きいため船体の圧壊荷重 $P_{max}$ がかなり大きくなるのに対して、船首が傾斜している実船のような形の場合は、衝突の初期には接触面積が小さく、変形が増大するとともに次第に垂直型の船首の場合の接触面積に近づく。そして、船側外板のパネルが次々に座屈して行って、外板が折

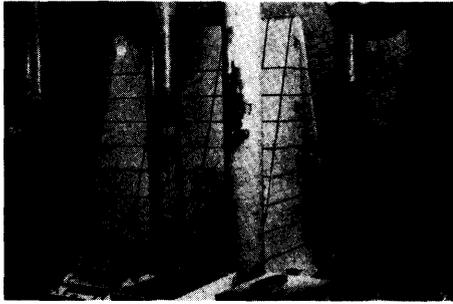
りたため込まれながら変形が進んでいくが (Photo 13), その間ほぼ一定の荷重 $P_{mean}$ が保たれる。この大きさは船首の傾斜形状によってあまり変わらない値である。したがって、荷重がほぼ一定に保たれることにより、船首の破壊による吸収エネルギーは、Fig.81, 82にみられるように船首変形量に対してほぼ直線的な関係になる。以上の結果から、実船が圧壊する荷重としては $P_{mean}$ を考えるのが妥当と思われるので、この $P_{mean}$ の値を計算した。

いま、船側外板の船首からの圧縮による座屈荷重を考える。Fig.83に示すように、船側外板の肋骨および水平桁で囲まれたパネルの寸法を、幅 $a$ 、深さ $b$ 、板厚 $t$ とし、パネルの座屈応力を周辺単純支持の長方形板の弾性座屈応力値 $\sigma_{cr} = k\pi^2 E / \{12(1-\nu^2)\} \times (t/b)^2$ ;  $k$  = 座屈係数、 $E$  = ヤング率、 $\nu$  = ポアソン比]として、この応力に船側外板の断面積を乗じた座屈荷重の垂直方向の成分をとった値を $P_{cr}$ とすると

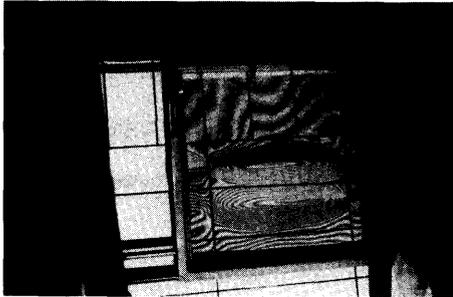
$$P_{cr} = 2Dt \cos \Theta \times \sigma_{cr} \tag{91}$$

になる。

この計算値をFig.79, 80に横軸に平行な点線で示し

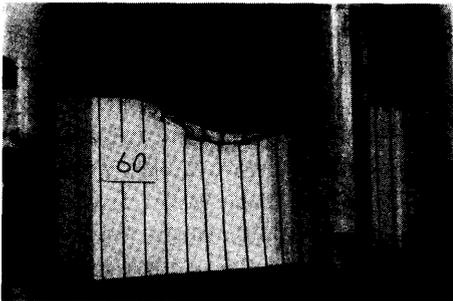


(a) Test setup

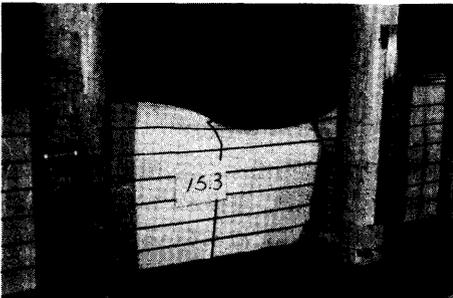


(b) Panel buckling

Photo 13 Test of bow model



(a) Transverse framing



(b) Longitudinal framing

Photo 14 Test of ship-side model

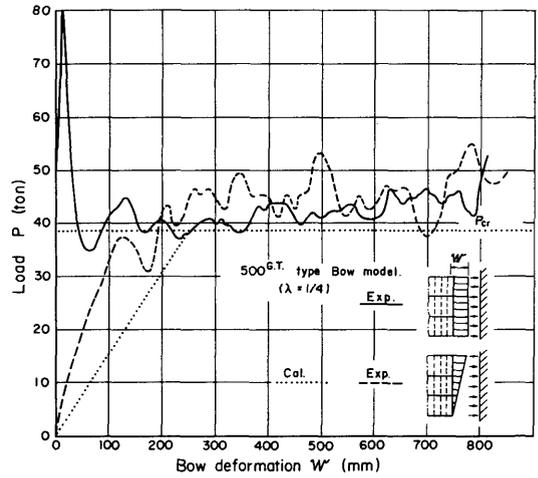


Fig.79 Load-deformation curves of 500G.T. type bow model

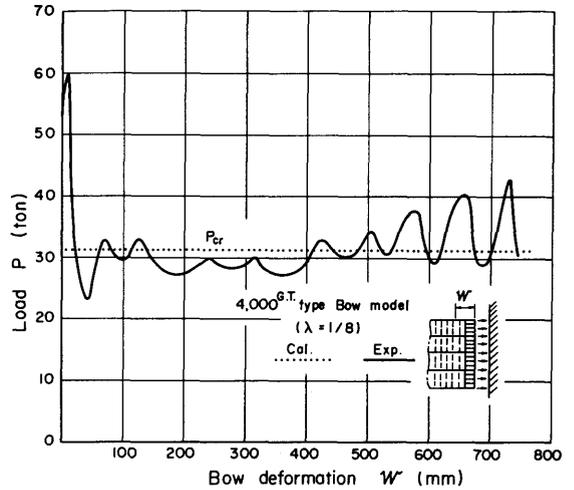


Fig.80 Load-deformation curves of 4,000G.T. type bow model

である。ただし傾斜船首に対しては、船首の傾斜量 $\theta_F$ に等しい変形において $P_{cr}$ に達するとし、その点まで荷重と変形量との関係が直線的になるものと仮定している。同図において、実験による $P_{mean}$ と $P_{cr}$ とがかなり近い値になっているのがわかる。

(2) 船側模型

横肋骨式船側模型は、圧縮とともに、その甲板および船底外板に相当する部分が、円柱の形状とほとんど同じ形で食い込んだように変形していった [Photo 14

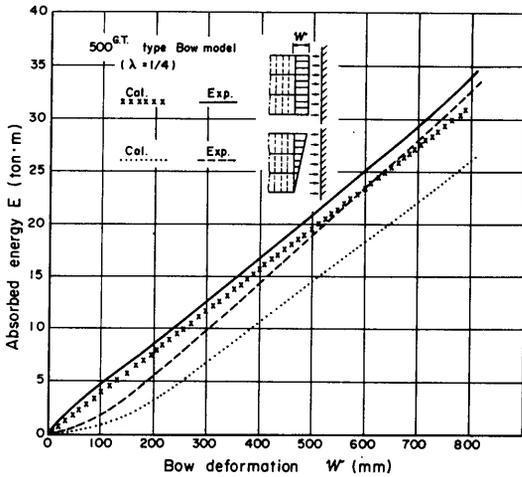


Fig. 81 Absorbed energy-deformation curves of 500G.T. type bow model

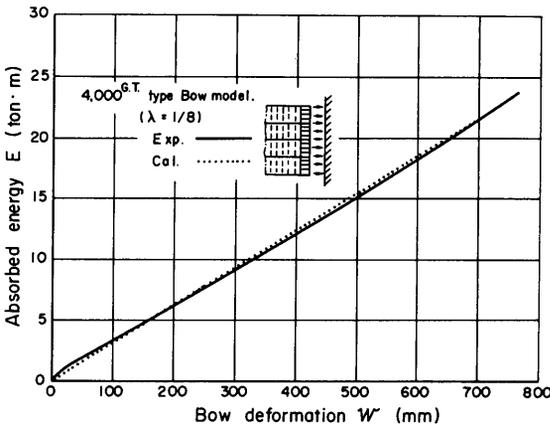


Fig. 82 Absorbed energy-deformation curves of 4,000 G.T. type bow model

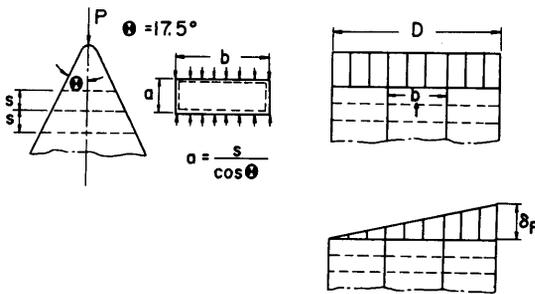


Fig. 83 Panel buckling

(a)].破壊は最初、橋脚に接触した甲板部分および船底外板部分の座屈により起こり、突入が進むにつれて少しづつ圧壊領域が外側へ拡大していく。このことは、Fig.84に示した荷重と甲板の歪との関係からもわかる。歪ゲージは肋骨位置で荷重方向に貼付してあるが、歪が急激に大きくなる時の荷重値が、荷重点から外側へいくにつれて高くなっており、変形の広がる様子がわかる。

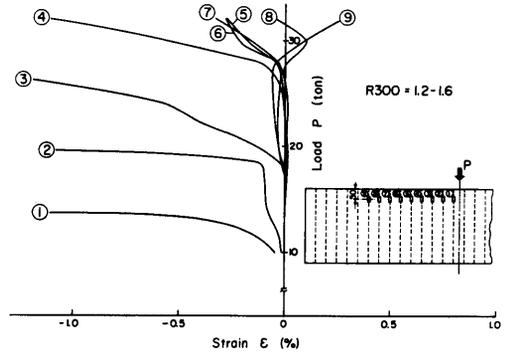


Fig. 84 Load-strain curves for ship-side model with transverse framing (TR-3)

橋脚突入量と荷重との関係を、橋脚コーナー部の半径  $r$  が  $450\text{mm}$  の場合について Fig.85 に示す。以下の実験結果の図においては、試験模型名称の例えば TR-1, LG-4 に相当する曲線を、それぞれ Trans-1, Longi-4 というように表示してある。 $r=450\text{mm}$  の場合の TR-2 の模型は、Table 9 に示したように、部材寸法の影響をみるために実船の相似モデルよりも板厚を大きくした場合であり、TR-1 の模型は拘束条件の影響をみるために長さ方向の変位を拘束しないで実験したものである。Fig.85 の荷重と船側変形量との関係をみると、横肋骨式船側模型の場合は、橋脚の突入にしたがって接触面積が最初は急激に増加するため、荷重が急に増加する傾向を示し、その後、ある程度突入して接触面積の増加が鈍くなるにつれて、荷重はほぼ頭打ちになる。

縦肋骨式船側模型の場合には、橋脚が突入し始めた時の船側外板の変形は、甲板および船底外板に隣接する部分では橋脚の円周に沿っているが、その部分以外の外板は、荷重点近傍の両側のウェブフレーム（特設肋骨）で折れ曲った直線的な変形をしている。そして、荷重点近傍のウェブフレームが圧壊すると、その外側のウェブフレームまで変形が拡大していく [Photo 14

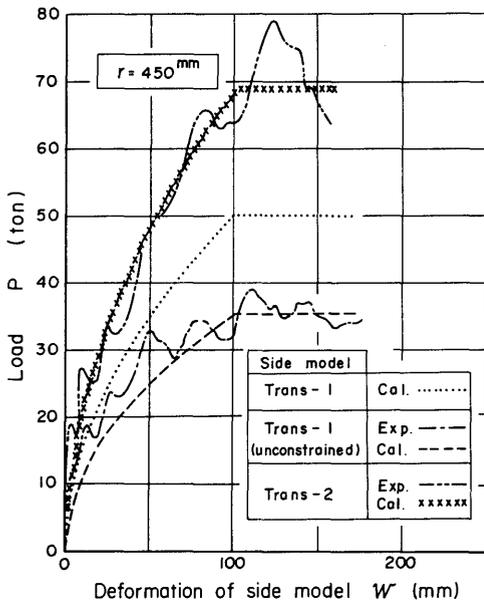


Fig.85 Load-deformation curves for ship-side models with transverse framing

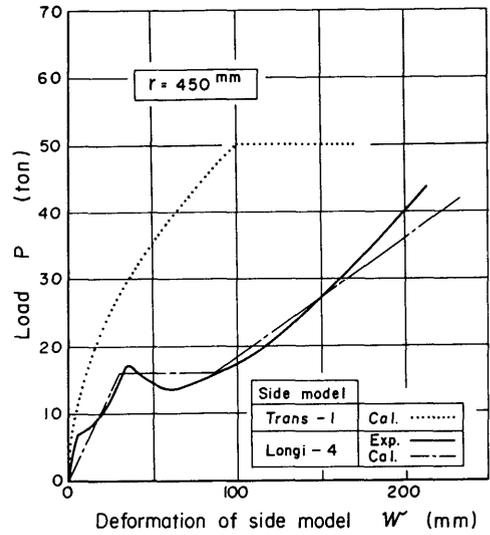


Fig.86 Load-deformation curves for longitudinally and transversely framed ship-side models ( $r=450\text{mm}$ )

(b)]. 縦肋骨式船側模型の荷重—船側変形量の関係を、 $r=450\text{mm}$ および $r=300\text{mm}$ の場合について、それぞれ横肋骨式船側模型と比較してFig.86およびFig.87に示す。同図において、縦肋骨構造では、橋脚の突入量に対する荷重の上昇の割合が相対的に小さく、一方かなり突入量が大きくなっても、荷重の上昇が続く傾向があることがわかる。また、 $r$ の影響は横肋骨構造の場合に顕著であり、 $r$ の大きいほうが突入量に対する荷重の上昇が大きい。縦肋骨構造の場合は $r$ の差による影響はほとんどみられず、 $r=300\text{mm}$ と $r=450\text{mm}$ の場合とでほぼ同じような結果が得られている。このような傾向は、それぞれの変形の状況から理解できることである。すなわち、船側部分の変形が、横肋骨構造の場合には橋脚の周囲に沿っているのに対して、縦肋骨構造の場合には $r$ の影響をうけずに、ほぼ直線的になっていることによる。

横肋骨方式の船側模型について、荷重 $P$ と橋脚突入量 $w$ との関係式を求める。Fig.88に示すように、船側模型は橋脚の周囲(半径= $r$ )に沿って変形しているので、甲板および船底外板からの一様な分布反力を等しく $q$ とおき、船側外板に一様な膜力 $T$ が生じるとすると、荷重と反力との釣合いから

$$P = 2 \int_0^\alpha (2qr + T) \cos \theta \, d\theta \quad (92)$$

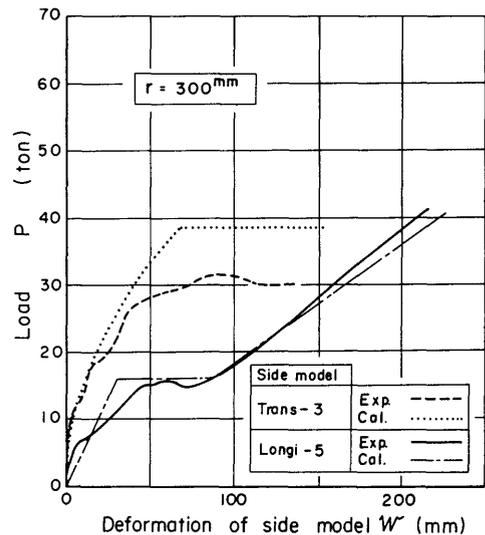


Fig.87 Load-deformation curves for longitudinally and transversely framed ship-side models ( $r=300\text{mm}$ )

$$w = r(1 - \cos \alpha) \text{ より}$$

$$P = (4qr + 2T) \sqrt{2 \left(\frac{w}{r}\right) - \left(\frac{w}{r}\right)^2} \quad (93)$$

$$(91)$$

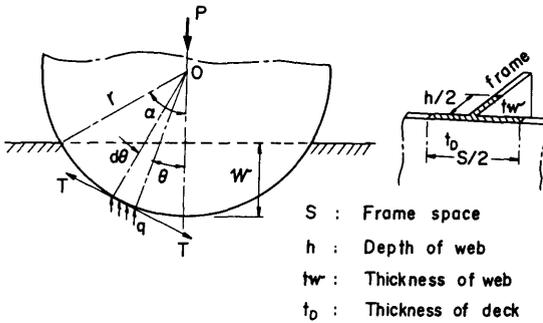


Fig.88 Penetration of corner model into ship-side model with transverse framing

ただし、 $T$ は外板の幅 $b_d$ （甲板と船底外板との距離）の $1/2$ を有効と仮定して $T = \sigma_Y t_s \times (b_d/2)$ とした。ここで $\sigma_Y$ は材料の降伏応力で $25\text{kg/mm}^2$ にとり、 $t_s$ は船側外板の板厚である。

$q = \sigma_Y t_{eq}$ 、ここで $t_{eq}$ は、Fig.88に示すように肋骨心距および肋骨の深さの $1/2$ を有効と考え、肋骨の効果を船底外板および甲板の板厚増加と仮定して考えた等価な板厚で、 $t_{eq} = (t_D + ht_w/s)/2$ とおく。 $t_D$ は甲板あるいは船底外板の板厚、 $t_w$ は肋骨の板厚、 $h$ は肋骨の深さで、 $s$ は肋骨の心距である。

が得られる。

Fig.85の実験結果をみると、 $w/r = 2/9$ の橋脚突入量( $\alpha = 39^\circ$ )において荷重の増加は少なくなり、その後は突入量が増加してもほぼ一定の荷重で変形が進んでいく。このことを考慮して、(93)式から近似的に

$$P = \begin{cases} (4qr + 2T) \left(\frac{2w}{r}\right)^{1/2} \times 0.94 & ; \frac{w}{r} < \frac{2}{9} \\ (4qr + 2T) \times 0.63 & ; \frac{w}{r} \geq \frac{2}{9} \end{cases} \quad (94)$$

が求められた。

横肋骨式船側模型について(94)式で計算した結果を、Fig.85およびFig.87に実験値と比較して示している。これらの結果によれば、 $r = 450\text{mm}$ の場合は実験値と計算値が良く一致し、 $r = 300\text{mm}$ の場合は計算値のほうがいくらか大きくなっている。なお、Fig.85の試験模型TR-1についての実験は船の長さ方向を拘束しないで行ったので、破線で示す計算値は(94)式において $T = 0$ とにおいて求めたものである。

次に縦肋骨方式の船側模型については、前述の船側(92)

部分の変形の状況から、Fig.89のように船側外板が変形すると考える。船側外板には膜力のみが生じ、甲板および船底外板は無視して考え、ウェブフレームが座屈して変形が次のウェブフレームのところまで拡大していく間、荷重は一定に保たれると仮定すれば、橋脚突入量 $w$ と荷重 $P$ との関係を表す式として

$$P = -\frac{4T}{2j-1} \left(\frac{w}{l_b}\right) \quad (95)$$

ただし、 $T = \sigma_Y A$

$A =$  (船側外板の断面積) + (船側外板付き縦肋骨の断面積の総和)

$l_b$  : ウェブフレーム間隔

$j$  : 荷重点近傍のウェブフレームから順次外側のウェブフレームが座屈するにつれて、1, 2, ... という値をとる。

が得られる。

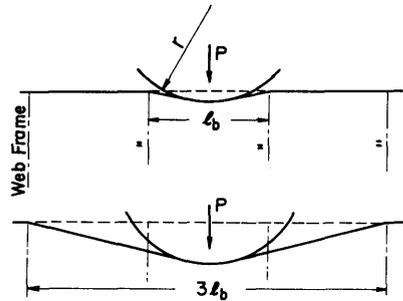


Fig.89 Penetration of corner model into ship-side model with longitudinal framing

$j = 1$  から  $2$  へ移行するときの橋脚突入量 $w_0$ は、橋脚の円周部分がウェブフレームに接する点に相当していたので

$$w_0 = r \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{l_b}{2r}\right)^2} \right\} \quad (96)$$

に $r = 450\text{mm}$ を入れた値をとった。Fig.86, 87に(95)式を実験値と比較して示しているが、(95)式は実験値と良く傾向が一致している。

### 5.3 実船規模の衝突

実船が橋脚に船首から衝突した場合、あるいは船側で衝突した場合における衝突速度と衝突力、および衝突速度と船側変形量（橋脚突入量）との関係について、前節の計算式を用いて若干の考察を行ってみた。

#### 5.3.1 船首衝突

実船の船首構造には船によってかなり差があるが、比較的小型の船舶においては横肋骨構造のものが多く、船による構造の差は少ないようである。したがって、このような横肋骨方式（模型に使用した方式）の船首について、船側外板のパネルの座屈できる $P_{mean}$ を船首の圧壊強度と考えて、実船の船首が橋脚の平面に直角に衝突した場合について検討してみる。

4,000G.T.程度までの船を対象に総トン数 $W$ の船を考える。 $\eta$ を500G.T.を基準にした総トン数の比 $\eta=W/500$ とおき、500G.T.船の主要寸法 $L \times B \times D \times d = 50 \times 9.6 \times 4.5 \times 4$  (m)を基準に、船の長さ $L$ 、船の深さ $D$ 、肋骨心距 $s$ を、 $L=50\eta^{1/3}$  (m)、 $D=4.5\eta^{1/3}$  (m)、 $s=0.55$  (m)と仮定する。そこで船側外板の板厚 $t$ を、鋼船規則による式 $t=1.34s \sqrt{L} + 2.5$  (mm)に上記の値を代入して、近似的に

$$t=6\eta^{1/6}+3 \quad (\text{mm}) \quad (97)$$

とする。また、外板のパネルのアスペクト比を $\beta=a/b=1/3$ と仮定し、(91)式で $\cos\theta \cong 1$ とおき、(97)式を代入すれば

$$P_{cr}=0.8\eta^{1/3}(6\eta^{1/6}+3)^3 \quad (\text{ton}) \quad (98)$$

が得られる。

そして、この $P_{cr}$ で決まる $P_{mean}$ に達するまでは、Fig.90のように荷重 $P$ と船首変形量 $w$ の関係を直線と仮定し

$$P=\frac{P_{cr}}{\delta_F}w \quad (99)$$

ただし、 $\delta_F$ は船首の傾斜量とおく。

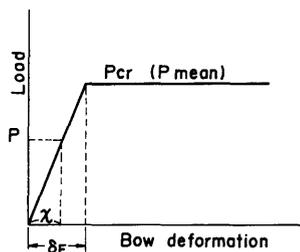


Fig.90 Idealized load-deformation curve

一方、衝突船の運動エネルギー $E$ は、水の付加質量を排水量 $\Delta$ の10%とし、衝突速度を $v$ とすれば

$$E=\frac{1.1\Delta}{2g}v^2 \quad (g \text{は重力の加速度}) \quad (100)$$

で与えられる。この運動エネルギーが全部船体の破壊によって吸収されると考え、船首が $\delta_F$ まで変形するときの衝突速度を $v_F$ とすれば

$$(P_{cr}/2) \times \delta_F = 1.1\Delta v_F^2 / (2g)$$

より

$$v_F = \sqrt{\frac{g \cdot \delta_F}{1.1\Delta} P_{cr}} \quad (101)$$

になる。したがって、衝突速度と船首荷重との関係が次のように得られる。

$$P = \begin{cases} \sqrt{\frac{P_{cr} \times 1.1\Delta}{g \delta_F}} v & ; v < v_F \\ P_{cr} & ; v \geq v_F \end{cases} \quad (102)$$

ここで、 $v_F$ の値は計算を簡単にするため、船首の傾斜角を $15^\circ$ と仮定すると $\delta_F \cong 0.25D$ となり、また、総トン数500G.T.で排水量を1,100トンと仮定して $\Delta = 1,100 \times \eta$ をおけば、(101)式より

$$v_F = 0.085 \sqrt{\eta^{-1/3}(6\eta^{1/6}+3)^3} \quad (\text{m/s}) \quad (103)$$

が得られる。

総トン数 $W$ に対する荷重 $P$ と衝突速度 $v$ との関係を示すとFig.91のようになる。これらの関係から、衝突船の許容変形量を船首のごく小部分例えば傾斜量 $\delta_F$ に限るとすれば、衝突力が $P_{cr}$ より小さいこと、そのためには橋脚側が緩衝構造物等により $P_{cr}$ より小さい値で圧壊し、十分に衝突船の運動エネルギーを吸収するか、あるいはまた、衝突速度を $v_F$ 以下に制限することが必要になってくる。

### 5.3.2 船側衝突

船体が橋脚コーナー部に衝突する場合の姿勢はいろいろ考えられるが、最も苛酷な場合は接触による反力線上に船体の重心が存在する場合であるが、一般的には、このような条件で衝突することはまれであり、船首が船尾の部分に衝突して回転を伴うことが多い[Fig.76(2)]。この場合は、船の運動エネルギー $E$ は見かけの質量係数を1.4とすれば、5.6節に述べるように

$$E = \frac{1.4\Delta}{2g} v^2 \frac{1}{1+(l_0/R)^2} \quad (104)$$

ただし、 $R$ ：船の慣動半径

$l_0$ ：船の重心から衝突位置までの距離

で与えられる。 $l_0/R=1$ と仮定すれば

$$E = 0.35 \frac{\Delta}{g} v^2 \quad (105)$$

になる。

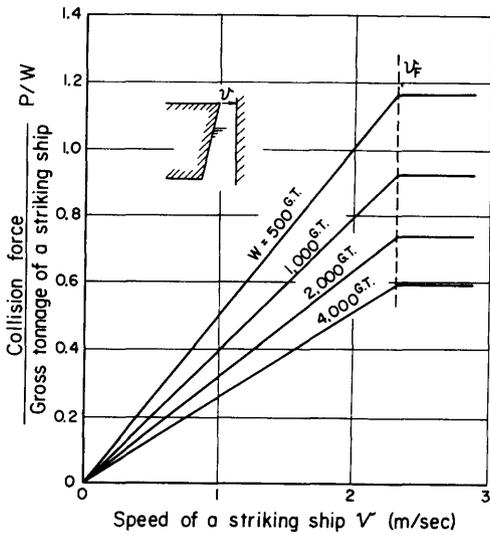


Fig.91 Bow collision force

船首衝突の場合と同じ大きさの船をとり、(105)式の運動エネルギーが(94)式あるいは(95)式を積分して得られるエネルギーに等しいとおけば、船首衝突の場合と同様に $\eta$ によって整理できて、総トン数 $W$ に対する衝突力 $P$ と衝突速度 $v$ との関係がFig.92に示すように得られる。同図から、船の総トン数によって衝突力を容易に推定することができる。これらの大きさの構造方式の違いによる差をみると、全般的にみて、縦肋骨構造は横肋骨構造に比べて衝突力は小さく、橋脚の船側への突入量は大きくなる。ただし、 $r$ の大きさによって横肋骨構造は大きく影響を受け、 $r$ が小さくなると横肋骨構造と縦肋骨構造との差が小さくなることの実験結果から推定できる。

5.4 緩衝工の性能実験

5.2節においては、漂流あるいは操船のミス等で船舶が橋脚に衝突した場合の船体構造部分の破壊挙動を実験により調べた。本節においては、船舶の橋脚への衝突時の破壊規模を緩和して船舶に大きな損傷をあたえないようにし、また橋脚の表面を保護するために橋脚に装着することが望ましいと思われる緩衝構造物(緩衝工と呼ぶ)についての検討を行った。緩衝工としてはいろいろ考えられるが、ここではその代表的なものとして、鋼製構造物を基本とした格子型、複合材型のモデルを考え、これに関する実験を行った。

5.4.1 船首衝突

Fig.76(3)に示したように、橋脚の平行部分に設置された緩衝工に衝突船が船首から衝突した場合に、衝突

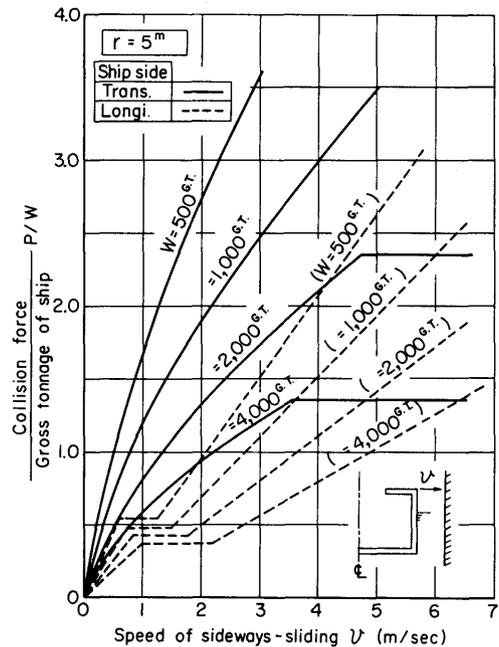


Fig.92 Side collision force

船船首および緩衝工相互の変形状況を調べるための実験を行った。そのために最初、衝突船船首の形状をした剛体(剛船首)を緩衝工模型に突入させて、緩衝工単独の変形状態および衝突船の運動エネルギーを吸収する過程を調べた。次に、船首として5.2節と同じ船首模型を使って、これを緩衝工模型に突入させて相互の破壊状況を調べた。

(1) 試験模型および実験方法

緩衝工模型は、鋼板製の桁板によって格子状に結合された格子型2種(桁間隔の大きいほうを格子(粗)型、小さいほうを格子(密)型と呼ぶ)、格子型模型の中に均一材として硬質ポリウレタンフォーム(以下ポリウレタンと呼ぶ)を充填した格子複合材型、そして鋼板製の外枠の中にポリウレタンを充填した複合材型の計4種類である。これらと船首の組み合わせの概略図をFig.93に示す。Fig.94に試験模型の寸法を、代表例として格子(粗)型および複合材型について示す。格子型模型は、1.6mm厚の薄鋼板により、外板、内板および桁板を2層に重ねて格子構造に連続溶接で組立て、たて桁間隔が5区画のもの、および7区画のもの2種類である。5区画のものが格子(粗)型、7区画のものが格子(密)型である。複合材型は、格子型と同じ1.6mm厚の薄鋼板で組立てた外枠の中に、また格子

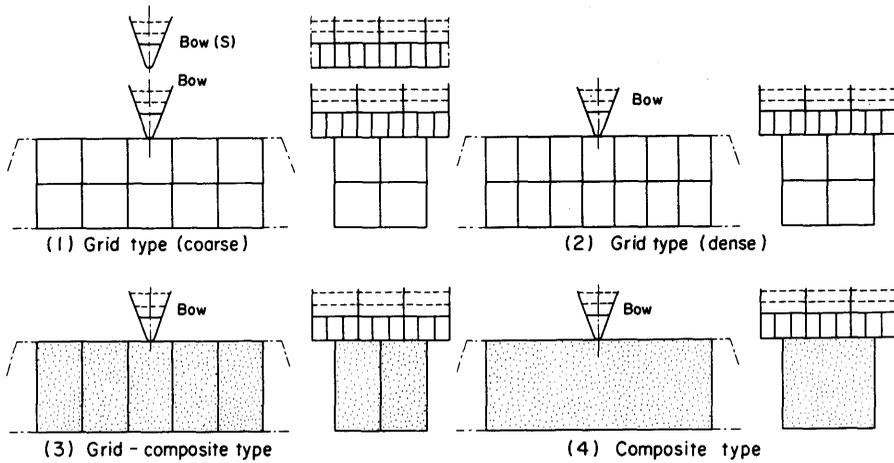


Fig.93 Test of buffer models (bow collision)

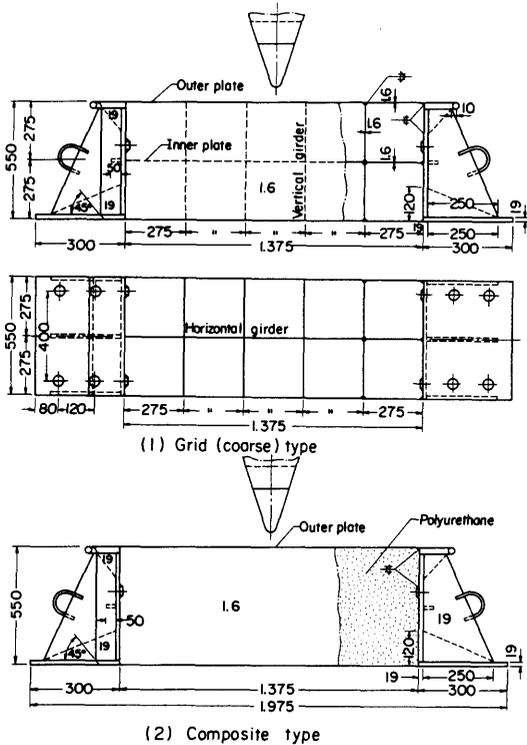


Fig.94 Buffer models

複合材型は格子（粗）型の内板を取り除いた枠の中に、それぞれポリウレタンを入れたものである。このポリウレタンの反力特性は、Fig.95に示すように変形に対してほぼ一定の圧縮強度をもったものである。本実験

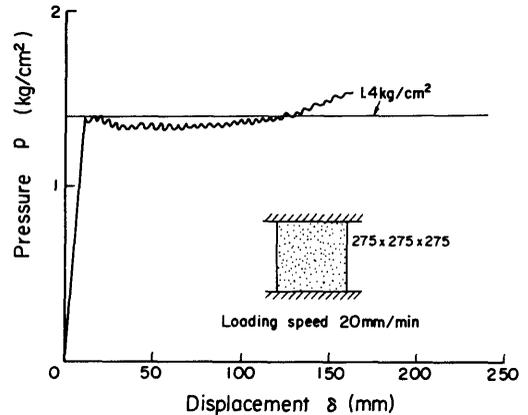


Fig.95 Compressive strength of polyurethane

に使用したものの圧縮強度は $1.4\text{kg/cm}^2$ で、その圧縮変形の状況をPhoto 15に示す。緩衝工の試験模型の端部は固定枠に固着し、外板は固定枠の丸鋼に巻き付けて十分な膜力が生じるようにしている。

船首模型は5.2節の実験に用いたものと同じ横肋骨方式で、4層甲板のものを標準とし、船首先端のかみ合いの影響をみるために、甲板の位置を甲板間隔の $\frac{1}{2}$ だけ船の深さ方向にずらした3層甲板のもの [Bow (s) 型] を追加した。これらはいずれも4,000G.T.船の船首の約 $\frac{1}{8}$ の縮尺を想定したものである。船首先端と反対側は、試験機の圧縮耐圧盤に取り付けられるように厚板に固着した。剛船首模型は船首模型の外形と同じ楔形のもので、厚鋼板（19mm）により組み立て、緩衝工模型に対して剛なものとした。

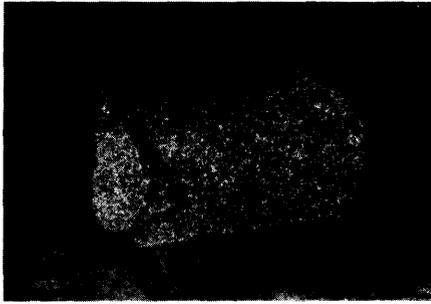


Photo 15 Collapsed polyurethane

実験では、試験機テーブルに緩衝工模型を固定し、その中央に船首模型を突入させて相互の変形状況を調べた。荷重は、試験機テーブルの移動量すなわち船首と緩衝工の相対接近量に対して自動記録し、各部材の変形量、歪量は荷重の適当な段階で計測して変形の広がりなどを調べた。

実験手順は、まず船首模型を緩衝工と同じ外形をした剛体に突入させて船首の圧壊強度を求めた後、船首と緩衝工との組み合わせ実験を行った。Fig.93に示したように、船首と緩衝工との相対接触位置は、緩衝工の水平桁の位置が船首の甲板間隔の中央にくるようにしたが、1 ケース [格子 (粗) 型] について、Bow (s) 型を用いて船首の甲板位置を緩衝工の水平桁の位置にくるような形で実験を行い、船首先端のかみ合いの影響を調べた。

(2) 実験結果および考察

(a) 緩衝工単独実験

Fig.96は、格子型の荷重—突入量曲線について、格子 (粗) 型と格子 (密) 型とを比較して示したものである。同図には後述する計算式による計算結果を併せて示している。実験値において荷重—突入量曲線に二つの山がみられるが、第1の山は主として外板の膜力によるものであり、第2の山は内板の膜力による反力の上昇を示していると考えられる。格子 (粗) 型と格子 (密) 型とを比較すると、第1の山において外板の破断が格子 (密) 型の場合に早く生じ、山が小さくなっている。第2の山においては、格子 (密) 型の場合、たて桁が船首の側外板にあたることによる反力が生じ、山の大きさが格子 (粗) 型よりやや大きくなっている。

Fig.97は、Fig.96に対応する吸収エネルギー曲線を示したものであるが、この曲線の特徴は、荷重—突入量曲線の山に対応して吸収エネルギーの増加率が変わる点にみられる。格子 (粗) 型と格子 (密) 型とを比

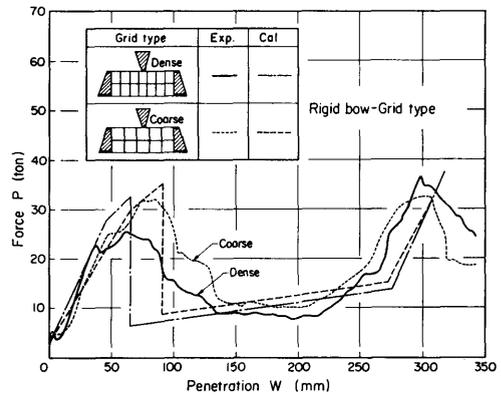


Fig.96 Force-penetration curves of grid-type of buffer models

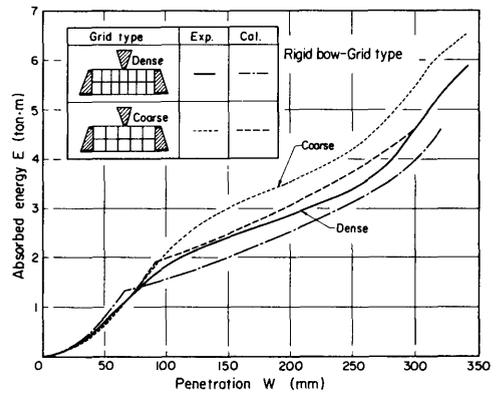


Fig.97 Absorbed energy-penetration curves of grid-type of buffer models

べると、第1の山に対応した吸収エネルギーの差だけ格子 (粗) 型の吸収エネルギー値が高めになっている。この格子型のように外板の膜力の効果が大きい場合には、桁の間隔を密にすると、吸収エネルギーはむしろ小さくなる場合があることに注意しなければならない。

複合材型の反力曲線をFig.98に格子複合材型の場合と比較して示すが、荷重—突入量曲線の形が格子複合材型とはかなり異なっている。複合材型においては、反力は船首の突入が進むにつれて一様に上昇しており、この上昇は、外板の変形が端部にまで広がって、端部に亀裂が生じるまで続いている。一方、格子複合材型の場合には、亀裂は荷重の作用している領域のたて桁付近に生じており、その後船首がたて桁の間で食い込んで進んでいき、格子型に似た挙動を示す。このため、Fig.99の吸収エネルギー曲線においては、船首が突入

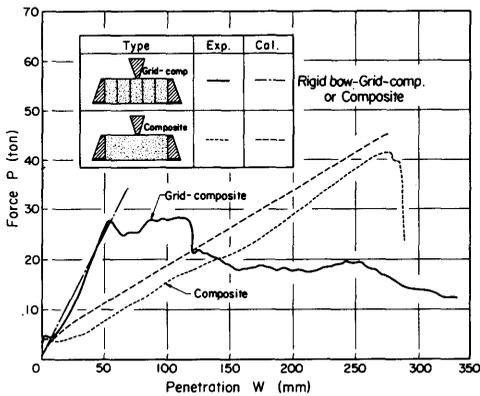


Fig.98 Force-penetration curves of composite type of buffer models

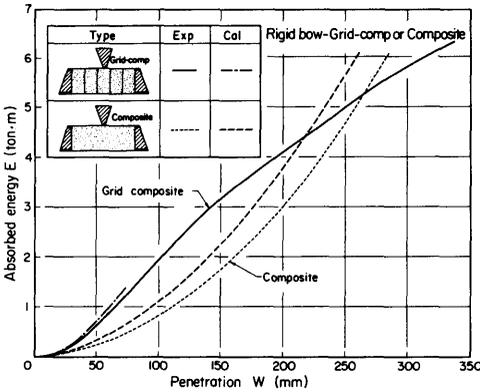
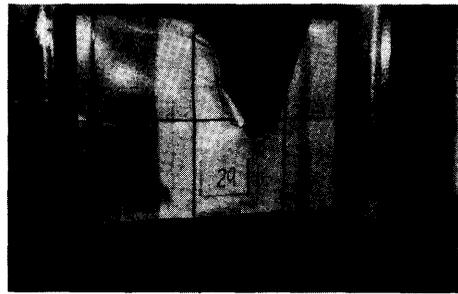


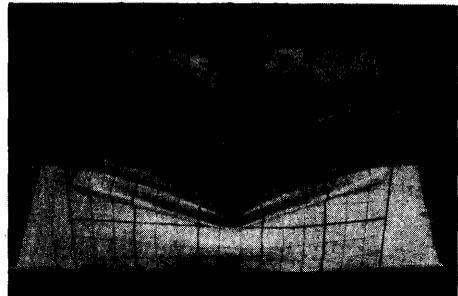
Fig.99 Absorbed energy-penetration curves of composite type of buffer models



(a) Grid (coarse) type



(b) Composite type



(c) Front : Composite type  
Back : Grid (coarse) type

Photo 16 Fracture modes of buffer models

してははじめのうちは格子複合材型のほうが大きいですが、船首が深く突入するにつれて複合材型のほうが大きくなる。Photo 16は、複合材型の実験の途中段階および最終的な変形の状況を格子型と比較して示したものであるが、複合材型の変形は長さ方向に広がっており、格子型が食い込み型の破壊形式でエネルギーを吸収しているのとは対照的である。

緩衝工の反力曲線を計算で求める。格子型緩衝工の反力曲線は、第4章の(68)式を適用し、Fig.100において水平桁が3枚に対して計算すると、船首の内板接触までの荷重Pと突入量wとの関係は(106)式になる。

$$P = \begin{cases} P_A + \left[ \frac{8bT}{\ell} + \sqrt{6} \sigma_Y t_h \right] w & ; P_A \rightarrow P_M \\ P_B + \left[ 6\sigma_0 t_h \tan \frac{\theta}{2} \right] (w - w_B) & ; P_B \rightarrow P_C \end{cases} \quad (106)$$

ただし  $T = \sigma_Y t_0$ ,  $\sigma_Y$ : 材料の降伏応力,  $t_0$ : 外板の板厚,  $b$ : 水平桁間隔,  $\ell$ : たて桁間隔,  $\sigma_0 = \sqrt[3]{\sigma_Y^2 \sigma_{cr}}$  ( $\sigma_{cr}$ は水平桁の弾性座屈応力値),  $t_h$ : 水平桁の板厚,  $P_A$ : 水平桁の座屈荷重値,  $P_B = \sqrt{6} \sigma_Y t_h w_B$ ,  $\theta$ : 船首角,  $w_B = 0.5\ell \sqrt{2\epsilon_B + \epsilon_B^2}$  ( $\epsilon_B$ : 外板の破断歪で0.2とする)

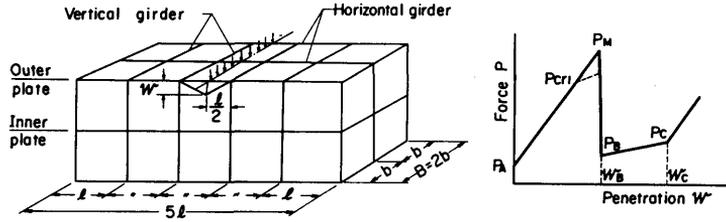


Fig.100 Grid-type of buffer model

なお、外板が破断する前に船首荷重が作用している領域のたて桁が座屈する場合 ( $w_{cr1} < w_B$ ) には、 $P_{cr1}$  から破線のように折れ曲がり、(107) 式ようになる。

$$P = P_{cr1} + \left[ \frac{8bt}{3\ell} + \sqrt{6} \sigma_Y t_h \right] (w - w_{cr1}) \quad (107)$$

$$w_{cr1} = \frac{\ell t_v}{2T} \sqrt[3]{\sigma_Y^2 \sigma_{crv}}$$

ここで  $P_{cr1}$  : (106) 式の  $P_A \rightarrow P_M$  の式で  $w = w_{cr1}$  を代入した  $P$  の値、 $t_b$  : たて桁の板厚、 $\sigma_{crv}$  : たて桁の弾性座屈応力値

そして  $w_C$  以後は、内板による反力上昇を加えていけばよい。

複合材型に対応する  $P-w$  曲線については、水平桁の座屈荷重値  $P_A$ 、水平桁からの反力  $\frac{4}{\sqrt{6}} \sigma_Y t_h w$  (複合材型の場合は水平桁 2 枚)、そして均一材 (反力  $q$ ) で支持された外板からの反力  $P_q$  の和で表わされるとする。そして  $P_q$  については、Fig.101 に示すように集中荷重が作用したとき、一様な  $q$  に支持された外板に膜力  $F$  が生じているとして導いた。すなわち、突入量が  $w_0$  のときの変形の広がりを  $c$ 、撓み形を放物線に仮定して、 $y = (w_0/c^2) (x-c)^2$  とすると

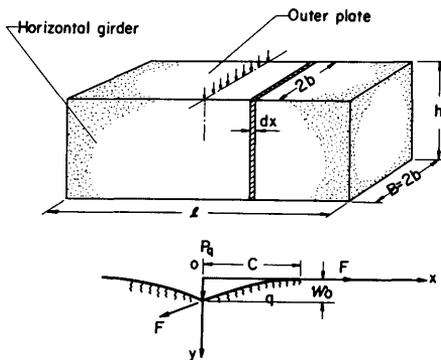


Fig.101 Composite-type of buffer model

ウレタンフォームの圧縮歪エネルギー  $E_1$

$$E_1 = 2 \int_0^c 2qby dx = \frac{4qbw_0}{3} c \quad (108)$$

および外板の膜歪エネルギー  $E_2$

$$E_2 = 2F \left[ \int_0^c \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 \right\} dx - c \right]$$

$$= \frac{4Fw_0^2}{3c} \quad (109)$$

の和  $U = E_1 + E_2$  において  $\partial U / \partial c = 0$  から

$$c = \sqrt{\frac{Fw_0}{qb}} \quad (110)$$

仮想仕事の原理を適用すれば

$$P_q \delta w_0 = \frac{\partial U}{\partial w_0} \delta w_0 \quad (111)$$

から

$$P_q = \frac{4qbc}{3} + \frac{8Fw_0}{3c} \quad (112)$$

ただし  $F = 2 \sigma_Y b t_0$  になる。(110) 式より

$$\sqrt{\frac{Fw_0}{qb}} < \frac{\ell}{2} \text{ については } c = \sqrt{\frac{Fw_0}{qb}} \quad (113)$$

$$\sqrt{\frac{Fw_0}{qb}} \geq \frac{\ell}{2} \text{ については } c = \frac{\ell}{2}$$

を (112) 式に代入すれば

$$P_q = \begin{cases} 4\sqrt{qb}F\sqrt{w_0} & ; w_0 < \frac{qb\ell^2}{4F} \\ \frac{2qb\ell}{3} + \frac{16Fw_0}{3\ell} & ; w_0 \geq \frac{qb\ell^2}{4F} \end{cases} \quad (114)$$

が得られる。そこで、(114) 式で  $w_0 = w$  とおき、それに前述の  $P_A$  および水平桁の反力を加え合わせれば、 $P$  と  $w$  との関係として

$$P = P_A + P_q + \frac{4}{\sqrt{6}} \sigma_Y t_h w \quad (115)$$

が得られる。(106) 式および (115) 式を  $w$  について積分すれば、格子型緩衝工および複合材型緩衝工の吸収エネルギーが求まる。

Fig.96, 97に示した格子型緩衝工についての計算値を実験値と比べると、反力曲線で第2の山の上昇する付近まで比較的良く合っており、第1の山で格子(密)型のほうが破断が早く生じ、山が小さくなっている傾向も計算にあらわれている。実験値と計算値の差異の主な点は、第1の山で、外板の亀裂の進展につれて荷重が下降する過程が、実験値では比較的緩やかになっている点であり、そのために吸収エネルギー曲線で計算値がやや低くなっている。しかしこの点を除けば、格子型については本計算手順を繰り返していけば、荷重—突入量関係を求めることができると思われる。

Fig.98, 99に示した複合材型緩衝工についてみると、計算値がやや高めているが、傾向として良い一致を示している。Fig.98からわかるように、複合材型の場合には格子型のような反力曲線の山はなく、反力の一様な上昇が曲線の特徴になっている。同図には、格子複合型の第1の山の立ち上がりについて(115)式によって計算した結果を示しているが、スパン $l$ の短い場合にも反力の上昇がほぼ良く合っており、外板が破断するまでは、(115)式はほぼ妥当であると考えられる。

Fig.102, 103に、反力曲線および吸収エネルギー曲線における各緩衝工モデルの性能の違いを比較して示した。これを見ると、反力曲線の特徴は複合材型と他の緩衝工とに大きく分かれており、吸収エネルギー曲線にも差が生じている。船首の強度は船によって異なることを考えれば、船首が圧壊するまでの性能として、反力が漸増する複合材型が一般的には望ましいと考えられる。緩衝工の吸収エネルギー特性については、後の5.5節で触れる。

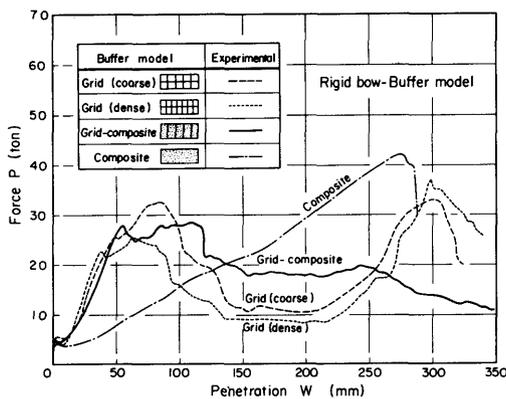


Fig.102 Force-penetration curves of buffer models

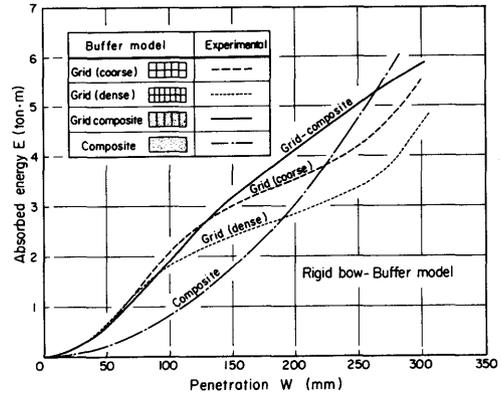


Fig.103 Absorbed energy-penetration curves of buffer models

(b) 船首—緩衝工実験

船首模型と緩衝工模型とを組み合わせた実験の荷重と変形量との関係を、Fig.104およびFig.105にそれぞれ格子(粗)型および複合材型について破線で示した。ここで変形量は船首と緩衝工の相互接近量、すなわち船首の変形量と緩衝工の変形量の和を示したものである。一点鎖線は、船首、緩衝工それぞれの単独実験(相手が剛な場合)の結果である。船首の単独実験においては、緩衝工と同じ外形をした剛体により船首を圧壊させたときの荷重と突入量との関係である。このときの変形の様子をみると、船首の先端がある程度変形した後は、船首先端部に続く船側外板が先端部のほうから次々に座屈し、折りたたまれながら変形が進んでいくが、その間ほぼ一定の荷重が保たれている。実線は、船首、緩衝工それぞれの単独実験値を重ね合わせたものである。すなわちFig.104において、ある荷重 $P_0$ に対して船首の変形量 $w_s$ と緩衝工の変形量 $w_{bu}$ を加え合わせたもの( $w_s + w_{bu}$ )を変形量として示した。船首の圧壊後は、船首が一方的に破壊するとして、圧壊後の船首の単独曲線を継ぎ足した。実線と破線を比べると、格子型においては、変形の初期の段階で船首先端部に局部的に生じた変形によって実線と破線に差がでていたが、その差はそれほど大きくはない。また船首の圧壊後は、船首単独曲線の荷重値とほぼ同じ荷重値が保たれるが、これは船首が先端部後方の船側外板の座屈によって圧壊されるため、先端部のかみ合いの影響が小さかったことによると考えられる。このことは、本実験で使用した他の緩衝工モデルに対しても同様であった。Fig.104の格子型で、船首先端と緩衝工とのかみ合いの影響をみるために、船首の甲板と緩衝工

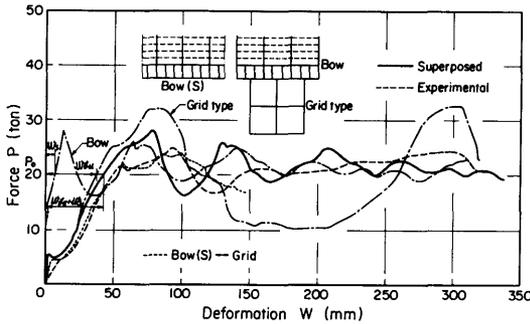


Fig.104 Force-deformation curves for grid-type of buffer models penetrated by bow models

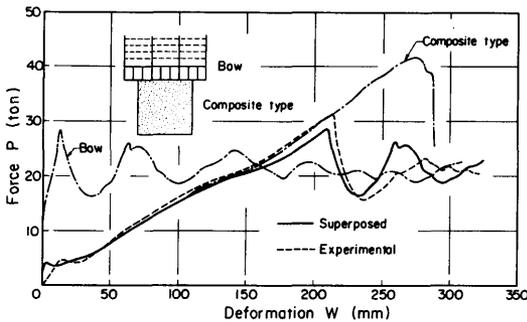


Fig.105 Force-deformation curves for composite-type of buffer models penetrated by bow models

の水平桁とを一致させた実験結果を点線で示しているが、これと破線とはほぼ一致しており、船首先端のずれによる差はほとんどなく、かみ合いの影響は少ないと考えられる。またFig.105の複合材型においても、実線と破線はほぼ一致している。これらのことから、この種の緩衝工に対しては、船首と緩衝工それぞれの圧壊強度を重ね合わせることによって、吸収エネルギーを求めることができるものと思われる。

#### 5.4.2 コーナー衝突

前項においては、船首が緩衝工と直角に船首衝突する場合を考えたが、実際の衝突では、Fig.76(4)に示したように橋脚コーナー部の緩衝工に船側が衝突する可能性も大きいと考えられるので、この場合に相当する圧壊実験を行った。緩衝工の種類としては、船首衝突の実験の場合と同様に、反力-変形曲線の形が典型的に異なる2種類の緩衝工、すなわち格子型および複合材型を考えた。これらの模型を船側模型と組み合わせて

(100)

相互の変形実験を行い、緩衝工の性能を調べた。

#### (1) 試験模型および実験方法

緩衝工の模型の形状は、橋脚コーナー部に装着できるように半円筒型とした。緩衝工の構造形式としては、船首衝突の場合と同様に、内部を桁板によって仕切った格子型と内部に均一材としてポリウレタン（この場合の圧縮強度 $1.6\text{kg/cm}^2$ 、比重 $0.045$ ）を充填した複合材型との2種類で、格子型模型の形状および寸法をFig.106に示す。同図に示すように、格子型は、たて桁を $22.5^\circ$ おきに放射状に入れて、 $1.2\text{mm}$ 厚の鋼板により組み立てた2層格子桁構造である。一方、複合材型は、格子型の桁板を取り除いて、その代わりに、外形に合わせて整形したポリウレタンを充填したものである。緩衝工の幅は $800\text{mm}$ 、深さは $450\text{mm}$ で、半径 $300\text{mm}$ の橋脚コーナー部に相当する半円柱の形状の剛体に取り付けた。船側模型は5.2節で使用した船側模型(Fig.78)と同じ寸法で、 $4,000\text{G.T.}$ 船の $1/11$ 程度の縮尺を想定し、実船を単純化した横肋骨式構造のものである。

実験方法としては前項の船首衝突の場合と同様に、平面剛体により緩衝工模型を圧壊させて、緩衝工単独の性能を調べた。次に、緩衝工模型と船側模型とを組み合わせ、緩衝工と船側相互の変形実験を行った。

#### (2) 実験結果および考察

緩衝工を平面剛体により圧壊させた時（緩衝工単独実験と呼ぶ）の荷重 $P$ と変形量 $w$ との関係をFig.107に示す。同図において、実線は複合材型の、1点鎖線は格子型の実験結果である。これをみると、複合材型においては、変形につれて荷重が比較的滑らかに上昇しているが、格子型では曲線に大きな山がいくつか生じている。これらの山が生じる時の変形量をみると、平面剛体がたて桁の位置まで突入した時に対応していることから、これらの山は、たて桁が圧壊した時にほぼ対応して生じたものと考えられる。また同図において、破線は複合材型の緩衝工、点線は格子型の緩衝工を、それぞれ船側模型と組み合わせて相互の変形実験を行った時の実験結果である。この時の変形量は緩衝工と船側との相対接近量を表わしている。この船側と組み合わせた実験（相互変形実験と呼ぶ）結果と緩衝工単独実験結果とを比較してみると、格子型においては、相互変形実験の曲線は山がとれた形になっている。各荷重段階での変形の計測結果、そして船首と緩衝工との相互変形実験において、その実験結果と緩衝工単独実験との間に差が生じたところで船体と緩衝工とのかみ合いが大きく生じていたことから考えて、ほぼこの山に対応して船側が部分的に変形を大きくうけていた

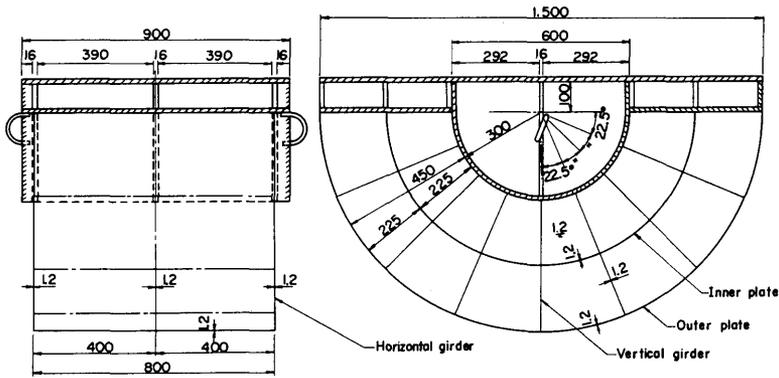


Fig.106 Grid-type of buffer model for corner part of pier

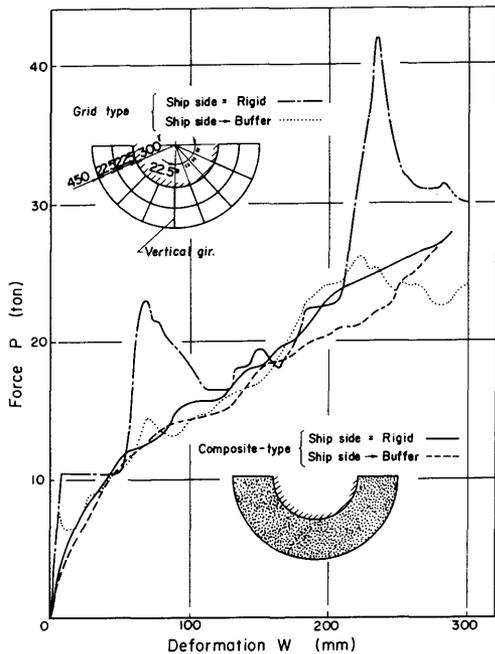


Fig.107 Force-deformation curves of buffer models

と考えられる。複合材型においては、緩衝工単独実験と相互変形実験とはほぼ同じような曲線になっている。

Fig.108は、Fig.107を $w$ について積分して求めた吸収エネルギー曲線を示したものである。格子型の吸収エネルギー曲線は、Fig.107の荷重曲線の山に対応したところで単独実験と相互変形実験との差が大きくなっている。一方、複合材型においては、この差はゆるやかに広がっており、しかもその値が小さいこと、ならび

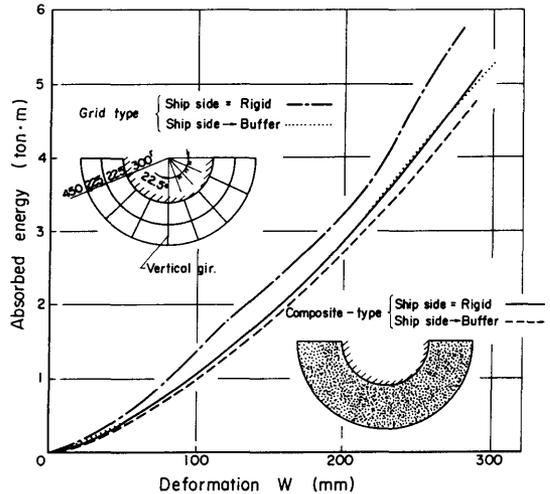


Fig.108 Absorbed energy-deformation curves of buffer models

に船側圧壊曲線と緩衝工単独実験とを重ね合わせた曲線から、緩衝工と船側とのかみ合いによって船側が部分的に変形をうけた量は小さいと考えられる。

#### 5.4.3 実船への応用

本実験に使用した種類の緩衝工が実際に設計された場合の吸収エネルギー量を、5.4.1項の船首衝突を例に概算してみる。Fig.109に、4,000G.T.(排水量 $\Delta=8,800$  ton)の船が衝突したときの船首変形量と緩衝工の変形量の和 $\delta$  (m)と、吸収エネルギーから概算した衝突速度 $v$  (kt)との関係を示す。模型の縮尺率(1: $\gamma$ )を1:8とし、吸収エネルギーとしては船首、緩衝工単独実験を重ね合わせた曲線を用いて、吸収エネルギー

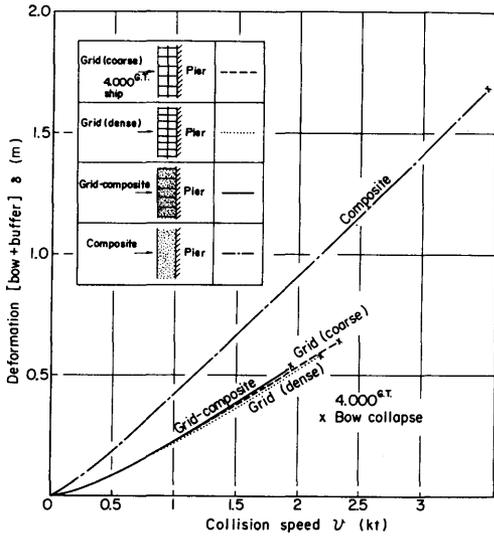


Fig.109 Relation between buffer-bow deformation and collision speed

$E$ は $\gamma^3$ に比例し、変形量 $\delta$ は $\gamma$ に比例するとして見積った。衝突船の運動エネルギーを船首圧壊までの変形量 $\delta$ によって吸収するとすれば、その時の吸収エネルギー量 $E(\delta)$ によって

$$\frac{1.1\Delta}{2g}v^2 = \gamma^3 E(\delta) \quad (116)$$

から、衝突速度として

$$v = \sqrt{\frac{2g\gamma^3 E(\delta)}{1.1\Delta}} \quad (117)$$

が得られる。(117)式の関係を示したのがFig.109の曲線である。これを見ると、格子型3種の吸収エネルギー値に差はほとんどなく、複合材型に比べてかなり小さくなっている。これから全般的にみると、複合材型のように外板の変形が広がることによりエネルギーを吸収する方式が優れていると考えられる。

### 5.5 緩衝工の吸収エネルギー特性

これまで代表的な緩衝工について性能を調べてきたが、ここでは一般的な緩衝工の特性について述べる。

大型の船舶の衝突、あるいは小型船でも高速で衝突する場合のような、いわゆる規模の大きい衝突に対して緩衝工が十分な機能を発揮するためには、ゴム防舷材のような、緩衝工の主として弾性的な変形のみによって、衝突による船体の運動エネルギーを吸収することは不可能である。このような規模の大きい衝突の場合は、どうしても緩衝工の塑性変形あるいは破壊によって衝突エネルギーを吸収しなければ、衝突した船

体に非常に大きな破壊を生じることになる。緩衝工は破壊することによって、衝突船の大きな運動エネルギーを吸収することが必要であるとともに、船体の破壊を防止するために、その破壊圧力が船体より小さいことが要求される。

このような低い圧力で破壊し、しかも大きな運動エネルギーを吸収する緩衝工の性能を満足するものとして考えられるものが、5.4節で検討を行った格子型緩衝工および複合材型緩衝工である。格子型緩衝工も複合材型緩衝工も、比較的薄鋼板の座屈および破断によってエネルギーを吸収するものであるが、格子型の構造では、座屈破壊する水平桁およびたて桁が格子状に配置されており、船体の衝突によって圧縮荷重をうけた場合に、格子状に配置された部材の位置では、コーナー部の緩衝工の実験でみられたように局部的に高い反力を示し、緩衝工の機能を満足しない可能性がある。衝突船体との接触面の平均圧壊荷重としては、緩衝工の要求性能を満足していても、船体が限られた面積で接触する場合は問題が残ることになる。その対策としては、緩衝工の構造の一様性を高めるために、なるべく多くの水平、垂直の座屈破壊材を配置することであるが、しかし、板が薄くなることからその限界がある。

このような欠点を補うものとして、複合材型の緩衝工が適しているが、これは船体が局部的に緩衝工と衝突した場合でも、その荷重を緩衝工の比較的広い部分で受け持つ機構とするもので、したがって、緩衝工のどの位置に接触しても反力が比較的一様になるような特性をもっている。これは鋼板の外枠の内部に充填したぜい性破壊材（5.4節の実験では硬質ポリウレタンフォームを使用した）が、緩衝工の船体との接触面の変形に伴い、広い範囲に破壊するためであり、充填するぜい性破壊材の強度と格子型構造の強度との調和をはかれば、最も合理的な緩衝工が設計できることになる。このような要求からすれば、格子型の内部に充填するぜい性破壊材等の緩衝材料の特性としては、5.4節で実験を行ったもののほか、さらに性状、特性の異なったものが出現することが望ましい。

つぎに、衝突対象船舶の条件が設定され、それに対応して緩衝工を設計した場合に、その反力特性曲線が、対象とした衝突船舶よりも小型の船舶の衝突に対しても十分緩衝工の機能を満足することが必要である。このような考え方にもとづく、緩衝工の反力-変形曲線の合理的な設計法の一例を以下に示す。

いま、衝突対象船(A船)の排水量 $\Delta_A$ 、衝突速度 $v_A$ （以下限界衝突速度と呼ぶ）が与えられ、緩衝工の圧壊

荷重 $P_{cr}$ が規定されたときに、Fig.110のように緩衝工の反力 $P$ と変形量 $\delta$ との関係が

$$P = k\delta^n \quad (118)$$

$k, n$  : 定数

で表わせる緩衝工を選んだとする。A船の運動エネルギー $U_A$ は

$$U_A = \alpha \Delta_A v_A^2 \quad (119)$$

$\alpha$  : 定数

で表わせるから、これを緩衝工が $\delta_{cr}$ の許容変形量で吸収するとすれば

$$\alpha \Delta_A v_A^2 = \int_0^{\delta_{cr}} P d\delta \quad (120)$$

より

$$v_A = \sqrt{\frac{k \delta_{cr}^{n+1}}{\alpha \Delta_A (n+1)}} \quad (121)$$

ただし  $P_{cr} = k\delta_{cr}^n$

が得られる。

この緩衝工にA船より小さな任意の船舶, S船が衝突したとする。S船の排水量を $\Delta_s$ , S船の船体の圧壊荷重を $P_s$ ,  $P_s$ に対応する緩衝工の変形量を $\delta_s$ とすれば、(121)式と同様にして

$$v_s = \sqrt{\frac{k \delta_s^{n+1}}{\alpha \Delta_s (n+1)}} \quad (122)$$

ただし  $P_s = k\delta_s^n$

になる。(121)式と(122)式により

$$\frac{v_s}{v_A} = \left(\frac{\Delta_A}{\Delta_s}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_s}{P_{cr}}\right)^{\frac{n+1}{2n}} \quad (123)$$

が得られる。

ここで例えばS船のA船に対する代表寸法比を $\lambda$ とし、排水量比は $\lambda^3$ で、圧壊荷重比は $\lambda^2$ で表わせるとすれば、(123)式は

$$\frac{v_s}{v_A} = \lambda^{\frac{2-n}{2n}} \quad (124)$$

になる。

S船についても、A船と同じ限界衝突速度まで許容できるような緩衝工を設計するとすれば、 $v_s/v_A = 1$ より、 $n = 2$ になる。(118)式と(121)式に $n = 2$ を代入すれば、緩衝工の反力曲線として

$$P = \left(\frac{3U_A}{\delta_{cr}^2}\right) \delta^2 \quad (125)$$

ただし  $U_A$  : 衝突船の運動エネルギー

$\delta_{cr}$  : 緩衝工の許容変形量

が得られる。このような反力曲線をもつ緩衝工を選べ

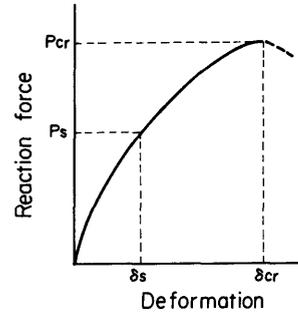


Fig.110 Relation between reaction force and deformation in buffer

ば、小型船についてもA船と同じ限界衝突速度が与えられることになる。

### 5.6 船舶の衝突損傷防護施設の設計指針

前節までで、代表的な形式の緩衝工について、その性能を調べ、どのような緩衝工が望ましいかということについて述べた。本節では、通航船舶に対する橋脚の接触防護施設の設計の具体例として、本州四国連絡橋の南・北備讃瀬戸大橋の橋脚に試験用に設置(昭和56年9月~58年5月)された船舶接触防護施設のうち鋼製緩衝工を例に緩衝工の大きさを決める過程を検討する。すなわち、衝突船の大きさおよび衝突形態に対応してどの程度の規模の緩衝工が必要になるかを算定することにする。

まず、設計条件を設定する必要がある。この付近を航行する船舶においては、長さ50m以上の船舶に対しては航路内を航行することが義務づけられているので、対象船舶の大きさとしては、航路外航行船および航路内航行義務船に分けて考え、前者については総トン数500トン(500G.T.)の船舶を、後者については総トン数3,000トン(3,000G.T.)の船舶を対象船舶として考えることにする。これは、備讃瀬戸航路における船舶の大きさ別通航量の分布<sup>82)</sup>をみると、この水域での航行船舶の約80%が500G.T.未満の小型船舶で、3,000G.T.未満の船舶でみると、全船舶の約90%を占めていることからこのように設定した。そして、それぞれの船舶について衝突形態を直進衝突および避航時の衝突に大きく分けて検討する。

#### 5.6.1 対象船舶の大きさと衝突形態

(a) 対象船舶の大きさ

総トン数500トンの船舶(長さ50m未満)

……………航路外航行船

総トン数3,000トンの船舶 ……………航路内航行義務船

(b) 衝突形態

衝突形態を直進衝突，および避航時の衝突について整理するとTable 10のようになる。そこで対象船舶の大きさに応じて，これらの衝突形態についてそれぞれ調べることにする。

5.6.2 接触防護施設としての緩衝工

緩衝工の強度として衝突面の単位面積あたりの平均反力 $\sigma_0$  (t/m<sup>2</sup>) をとり，その値を基準に緩衝工の規模を，衝突船の運動エネルギーを吸収するのに要する緩衝工の張出し量 $L_f$ によって表わすことにする (Fig. 111)。なお，緩衝工の深さ $D_f$ については，衝突対象船舶の型深さ以上あるものとする。緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ を基準にして緩衝工の規模を計算したのは， $\sigma_0$ が決まれば，この条件を満たすような緩衝工の構造寸法は，前節までの計算式を使えば比較的容易に決めることができると思われるからである。

以下に述べる緩衝工の規模の計算では，簡単にするために船舶が緩衝工に食い込む形で突入すると仮定し，緩衝工は圧縮反力によって衝突エネルギーを吸収するものとして，緩衝工外側の鋼板の張力の影響は無視する。また，緩衝工の有効変位量は100%，すなわち緩衝工の張出し量いっぱいにとることにする。

(a) 航路外航行船の衝突

航路外航行船(長さ50m未満)のうち最も大きいクラスと考えられる総トン数500トンの船舶が緩衝工に衝突した場合を考える。衝突形態としてはTable 10のすべての衝突形態を考慮する。

イ) 直進衝突 (A-1)

総トン数500トンの船舶の船首の標準寸法を「本四公団設計要領<sup>83)</sup>」により算定して，Table 11のように設定した。

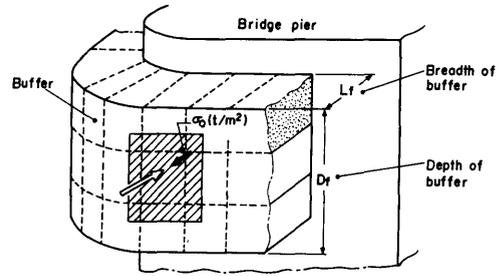


Fig.111 Buffer attached to bridge pier

船首強度 $F_s$ としては，Fig.112のように船首部分を模式化し

$$F_s = \begin{cases} \frac{P_{cr(s)}}{\delta_s F} \delta_s & ; 0 \leq \delta_s \leq \delta_{sF} \\ P_{cr(s)} & ; \delta_s F \leq \delta_s \leq \delta_{sa} \end{cases} \quad (126)$$

ただし  $\delta_{sF}$  : 船首先端からの傾斜部の長さに対応する船首変形量 (=  $L_{sF}$ )

$\delta_s$  : 船首部の変形量

$\delta_{sa}$  : 船首部の許容変形量 (2/3  $L_{coll}$  とする)

$L_{coll}$  : 船首端から船首隔壁までの距離

$P_{cr(s)}$  : (91) 式

とする。ここで衝突船船首の許容圧壊量は，船首端から船首隔壁までの距離の2/3にとることにした。

Table 11の数値を用いて，(126)式より船首の圧壊荷重および船首の圧壊により吸収されるエネルギーを計算し，それらの値を船首変形量に対して示すとTable 12のようになる。Table 12において， $P_{cr(s)}$ は船首の圧壊荷重で， $E_{sa}$ は船首が $\delta_{sa}$ まで変形した時の吸収エネルギー量を示す。

Table 10 Collision pattern

	(A) Bow collision	(B) Collision in steering clear of bridge pier		(C) Side collision in drifting
Collision pattern	(A-1) 	(B-1)  $\theta = 0 \sim 30^\circ$	(B-2)  $\omega = 0.035 \text{ rad/s}$	(C-1)  $\theta \neq 30^\circ$

Table 11 Scantlings of standard model ship

		Unit	500GT. Ship	3,000GT. Ship
Length	$L = 50 \times \sqrt[3]{\xi}$	m	50.0	90.9
Breadth	$B = L/10 + 3.81$	m	8.8	12.9
Depth	$D = 0.08L$	m	4.0	7.27
Thickness of side shell	$t = 0.82\sqrt{L} + 2.5$	mm	8.3	10.3
Frame space	$S = 610$	mm	610	610
Collision BHD	$L_{coll} = 0.1L$	m	5.0	9.09
Distance between stringers	$b = 3S$	mm	1,830	1,830
Raked distance	$L_{sf} = 0.25D$	m	1.0	1.82
Stem angle	$2\theta = 35^\circ \sim 70^\circ$	deg	3.5	50

$\xi = \frac{W}{500}$ ; W = Gross tonnage

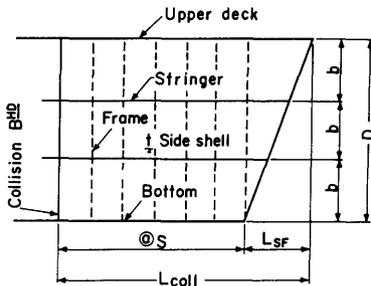


Fig.112 Standard model ship

Table 12 Characteristic curves of standard model ships

	Load (Fs)~Deformation (δs) Curve	Absorbed energy (Es)~Deformation (δs) curve
500GT. ship		
3000 G.T. ship		

いま、船首が緩衝工に突入するとき、緩衝工の反力  $F_f$  (緩衝工の受圧面積  $\times \sigma_0$ ) が船首の圧壊荷重  $P_{cr(s)}$  を超えるまで船首の突入が進み、 $F_f$  が  $P_{cr(s)}$  を超えると船首の圧壊が進む。この時に緩衝工によって吸収されるエネルギー、および船首が許容変形量まで変形するとき吸収されるエネルギーの和が、衝突船の運動エネルギーより大きくならなければならない。総トン数500トンの船舶の満載排水量  $\Delta_f$  を1,100トンとし、航行中

の排水量  $\Delta$  と満載排水量  $\Delta_f$  の比を  $\xi$  で表わすと、直進運動に対するエネルギー  $E$  (t·m) は (127) 式により計算される。

$$E = \frac{1.1 \times 1100 \xi}{2g} (0.514 \times v)^2 \quad (127)$$

ここで  $v$ : 衝突速度 (ノット)

$g$ : 重力の加速度

一方、衝突船船首が緩衝工 (張出し量  $L_f$ , 単位面積あたりの平均反力  $\sigma_0$ ) に突入してきた時の船首突入量 ( $\delta$ ) と緩衝工の反力 ( $F_f$ ) との関係、および  $\delta$  と吸収エネルギー ( $E_f$ ) との関係は Table 11 の記号を用いれば、第3章の食い込み型破壊形式に対する式より、それぞれ (128) 式、(129) 式のように求まる。

$$F_f = \begin{cases} \sigma_0 \left(\frac{D}{L_{sF}}\right) \delta^2 \tan\theta & ; 0 \leq \delta \leq L_{sF} \\ \sigma_0 D (2\delta - L_{sF}) \tan\theta & ; L_{sF} \leq \delta \leq L_f \\ \sigma_0 D (2L_f - L_{sF}) \tan\theta & ; L_f \leq \delta \leq L_f + \delta_{sa} \end{cases} \quad (128)$$

$$E_f = \begin{cases} \frac{1}{3} \sigma_0 \left(\frac{D}{L_{sF}}\right) \delta^3 \tan\theta & ; 0 \leq \delta \leq L_{sF} \\ \frac{1}{3} \sigma_0 D [L_{sF}^2 + 3\delta(\delta - L_{sF})] \tan\theta & ; L_{sF} \leq \delta \leq L_f \\ \frac{1}{3} \sigma_0 D [L_{sF}^2 + 3(2L_f - L_{sF})\delta - 3L_f^2] \tan\theta & ; L_f \leq \delta \leq L_f + \delta_{sa} \end{cases} \quad (129)$$

したがって、緩衝工の吸収エネルギー  $E_f$  は、(129) 式の最後の式に  $\delta = L_f + \delta_{sa}$  を代入して

$$E_f = \frac{1}{3} \sigma_0 D [L_{sF}^2 + 3(2L_f - L_{sF})\delta_{sa} + 3L_f(L_f - L_{sF})] \tan\theta \quad (130)$$

が得られる。ここで緩衝工の張出し量の限界値 ( $L_f$ )  $cr$  として、緩衝工の反力が船首の圧壊荷重に等しくなったときの値、すなわち

$$F_f = P_{cr(s)} \quad (131)$$

のときの値をとることとする。(128) 式と (131) 式とより

$$(L_f)_{cr} = \frac{1}{2} \left( \frac{P_{cr(s)}}{\sigma_0 D \tan\theta} + L_{sF} \right) \quad (132)$$

になる。

(127) 式の直進運動に対するエネルギーを、緩衝工の吸収エネルギー  $E_f$  と船首の吸収エネルギー  $E_{sa}$  との和に等しいとおくと、衝突速度  $v$  は

$$v = C \sqrt{\frac{E_f + E_{sa}}{\xi}} \quad (\text{ノット}) \quad (133)$$

ただし  $C = 0.25$  (総トン数500トンの船舶に対して)

になる。

以上の結果より、総トン数500トンの船舶の直進衝突に対して、許容速度 $v$ と緩衝工張出し量 $L_f$ との関係を示したのがFig.113である。ここで、緩衝工の深さは衝突船の型深さ以上あるものとし、航行中の排水量 $\Delta$ と満載排水量 $\Delta_f$ との比を変えた曲線を示している。緩衝工の平均反力 $\sigma_0$  (t/m<sup>2</sup>)は、後述するような総トン数500トンの船舶の船側強度を基準に、それ以上の値を選び、3ケースにつき計算を行った。同図をみると、例えば緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ として10 (t/m<sup>2</sup>)を採用した場合、総トン数500トンの船舶が満載で13ノットで衝突した時に必要な緩衝工の張出し量は10mになる。

ロ) 避航時の船首衝突 (B-1)

これはTable 10の衝突形態において、船舶が避航しきれずに船首衝突する場合であるが、減速等の効果を考えると、(A-1)の直進衝突ほど条件が厳しくないため、(A-1)の場合について検討しておけばよい。

ハ) 避航時の船側衝突 (B-2)

これはTable 10の衝突形態において、船舶が避航しきれずに船側が橋脚コーナー部に衝突する場合であるが、後述するように一般には(C-1)の衝突パターンのほうが厳しいので(C-1)に含めて考え、この衝突形態は考えないことにする。

ニ) 漂流衝突 (C-1)

これは船舶が操縦性を失い、風潮によりコーナー部へ漂流衝突する場合である。船舶と橋脚との衝突はFig.114に示すように、一般に船体は重心より離れた点で接触衝突し回転すると考えられる。衝突後船体が各

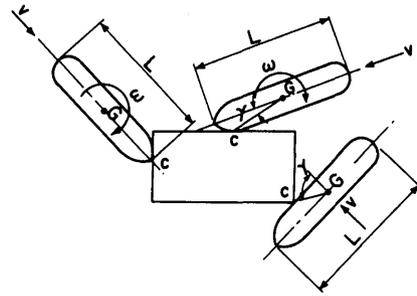


Fig.114 Ship collision with bridge pier

種の回転をするため、船体が保有していた運動エネルギーの一部がこの回転運動に変わり、残りのエネルギーが緩衝工に伝達されて衝突エネルギーとして評価される。なお、船体の回転運動のうち、水平面内の回転による運動エネルギーが最も支配的であるため、他の運動を無視して考える。

いま、 $v_0$ を船の衝突速度、 $m$ を衝突船の質量、 $mR^2$ を船の慣性モーメント、 $\omega_0$ を回頭角速度とし、Fig.115に示すように時間 $t_0$ にて衝突したとする。そして、緩衝工が最大変位に達した時間 $t_1$ にて緩衝工に衝突した船の部分が静止し、その衝突点を中心にして回転すると仮定する。この時間 $t_1$ における船体の回転角速度を $\omega_1$ として、船体の重心と接触点を結ぶ線と速度ベクトルとのなす角を $\gamma$ とすれば次式が成立する。

$$mR^2\omega_0 - mv_0 l \sin\gamma = m(R^2 + l^2)\omega_1 \quad (134)$$

また、接触してから最大変位に達するまでに緩衝工

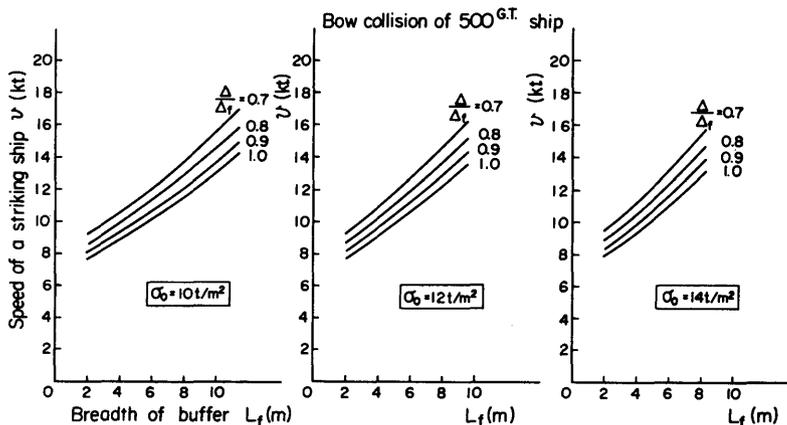


Fig.113 Relation between speed of a striking ship and breadth of buffer (Bow collision of 500G.T. ship,  $D_f \geq 4m$ )

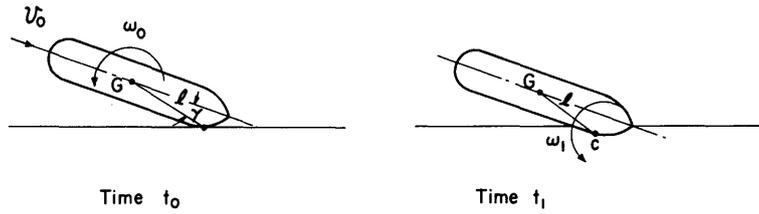


Fig.115 Ship motion in collision

になされた仕事量（緩衝工に伝達されたエネルギー）は、時間 $t_0$ と $t_1$ における運動エネルギーの差と同じである。すなわち

$$E = \frac{1}{2}mv_0^2 + \frac{1}{2}mR^2\omega_0^2 - \frac{1}{2}m(R^2 + l^2)\omega_1^2 \quad (135)$$

(134) 式, (135) 式より,  $\omega_1$  を消去すると

$$E = \frac{1}{2}mv_0^2 \frac{1 + (\ell/R)^2 \cos^2 \gamma}{1 + (\ell/R)^2} + \frac{1}{2}mR^2\omega_0^2 \frac{1}{1 + (R/\ell)^2} + mv_0\omega_0 \ell \frac{\sin \gamma}{1 + (\ell/R)^2} \quad (136)$$

となる。

直進衝突の場合  $\gamma \doteq 0$  と考えられ, 横漂流による衝突の場合  $\omega_0 \doteq 0$  と考えられるため, 衝突エネルギーの算出には (137) 式, (138) 式を用いることができる。

(1) 直進衝突の場合

$$E = \frac{1}{2g} \alpha \cdot \Delta \cdot v^2 + \frac{1}{2g} \beta \cdot \Delta \cdot (R\omega)^2 \cdot \frac{1}{1 + (R/\ell)^2} \quad (137)$$

(2) 漂流衝突の場合

$$E = \frac{1}{2g} \beta \cdot \Delta \cdot v^2 \frac{1 + (\ell/R)^2 \cos^2 \gamma}{1 + (\ell/R)^2} \quad (138)$$

ただし E: 衝突エネルギー (t・m)

g: 重力の加速度 (=9.8m/s<sup>2</sup>)

$\alpha, \beta$ : 付加質量係数 ( $\alpha=1.1, \beta=1.4$ )

$\Delta$ : 船舶の排水量 (ton)

v: 船舶の衝突速度 (m/s)

$\omega$ : 衝突前の船舶の回頭角速度 (rad/s)

l: 接触点から船舶の重心までの距離 (m)

R: 水平面における船舶の重心まわりの慣動半径 (m)

$\gamma$ : 船舶の重心と接触点を結ぶ線と衝突速

度ベクトルとのなす角度 (deg)

船舶の慣動半径Rは近似的に $R=L/4$ としてよい。衝突時の対象船舶の回頭角速度 $\omega$ は実船の値の平均値 $\omega = 2^\circ/s (=0.035rad/s)$ を用いることにする<sup>83)</sup>。

(137) 式と (138) 式とを比較すれば, (138) 式の値が(137)式の値よりも一般的に大きくなり, (B-2)の避航時の船側衝突はここでの漂流衝突に含めて考えてよいことになる。

船側衝突においては, 船首衝突と異なって船側は船首隔壁に相当するものもなく破壊は許容されず, 塑性崩壊が生じる状態までの範囲にとどめる必要がある。船側衝突における船側の許容強度 $p_{sa}$ については, Fig. 116に示すように配置された船側外板または肋骨のどちらかに全塑性曲げモーメント $M_p$ が生じる時の荷重と考える。

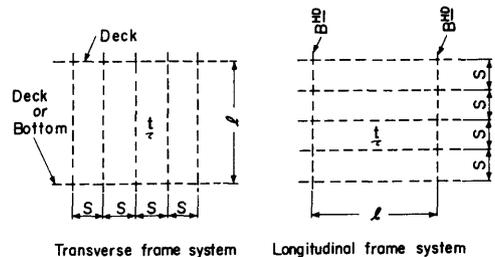


Fig.116 Side shell

船側外板の許容強度 $p_{sa1}$ は, 肋骨を支点とし, 肋骨間を支間sとする連続梁と考え, 支点上断面に全塑性曲げモーメント $M_{p1}$ が生じる時の荷重とする。この場合の $M_{p1}$ は (139) 式で与えられる。

$$M_{p1} = \frac{1}{12} p_{sa1} \cdot s^2 = \sigma_Y Z_{p1} \quad (139)$$

ここで,  $Z_{p1}$ は外板の単位幅あたりの塑性断面係数で $Z_{p1}=t^2/4$ であるから, (139) 式より $p_{sa1}$ を求めると

$$(107)$$

$$p_{sa1} = 3\sigma_Y \left(\frac{t}{S}\right)^2 \tag{140}$$

になる。

一方、船側肋骨の許容強度 $p_{sa2}$ は、船側外板と同様に、甲板間または隔壁間を支間 $l$ とする連続梁と考え、支点上の梁断面に全塑性曲げモーメント $M_{p2}$ が生じる時の荷重とする。この場合の $M_{p2}$ は(141)式で与えられる。

$$\begin{aligned} M_{p2} &= \frac{1}{12} p_{sa2} \cdot s l^2 \\ &= \sigma_Y Z_{p2} \end{aligned} \tag{141}$$

ただし  $Z_{p2}$  : 梁の塑性断面係数  
したがって

$$p_{sa2} = \frac{12\sigma_Y Z_{p2}}{s l^2} \tag{142}$$

になる。

船側部の許容強度 $p_{sa}$ は(140)式および(142)式のいずれか小さいほうの値をとる。実船計算例から船側強度を計算すると、総トン数500トンの船舶に対しては $p_{sa} = 16t/m^2$ 程度になる。緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ は

$$\sigma_0 \leq p_{sa} \tag{143}$$

に設定する必要がある。

船舶の船側が橋脚コーナー部に漂流衝突するときの緩衝工の吸収エネルギー $E_f$ は、緩衝工の変形量 $\delta$ に対して

$$E_f = \sigma_0 D \int_0^\delta B(\delta) d\delta \tag{144}$$

ただし  $B(\delta)$  は緩衝工と船舶との接触幅によって与えられる(Fig.117)。 $E_f$ と(138)式の $E(\Delta = \xi \Delta_f)$ とを等しくおくことにより、漂流速度の許容値 $v$ は

$$v = C' \sqrt{\frac{\sigma_0 A_f}{\xi}} \quad (\text{ノット}) \tag{145}$$

$$\text{ただし } A_f = \int_0^\delta B(\delta) d\delta$$

$$C' = 0.439 \quad (\text{総トン数500トンの船舶に対して})$$

になる。

直進衝突の場合と同様にして、総トン数500トンの船舶の漂流衝突に対して、許容速度と緩衝工張出し量との関係を示したのがFig.118である。同図から、例えば $\sigma_0 = 10t/m^2$ の緩衝工を設置する場合は、船舶が満載状態で南北備讃瀬戸航路付近を6ノット(潮流速+2ノット)で漂流し、橋脚に衝突する場合に対処できる

(108)

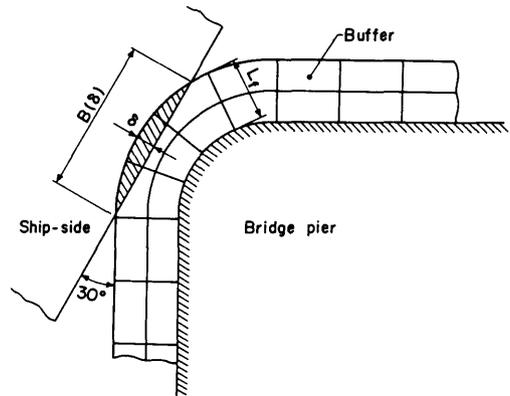


Fig.117 Ship-side collision with buffer in drifting

ような緩衝工の張出し量は2.4mになることがわかる。

(b) 航路内航行義務船の衝突

航路内航行義務船の対象船舶として総トン数3,000トンの船舶(満載排水量 $\Delta_f = 6,400$ トン)を考える。衝突形態としてTable 10で示したものを考えるわけであるが、(A-1)の直進衝突においては航路外逸脱時の避航措置による減速効果を考える。(B-1)の避航時船首衝突および(B-2)の避航時船側衝突については、総トン数500トンの船舶の場合と同様にして、それぞれ(A-1)直進衝突、および(C-1)漂流衝突に含めるものとする。

イ) 直進衝突 (A-1)

総トン数3,000トンの船舶の船首の標準寸法を算定するとTable 11に示したようになる。この数値を用いて、船首の圧壊荷重および船首の圧壊により吸収されるエネルギーを計算し、それらの値を船首変形量に対して示すとTable 12のようになる。Table 11, 12の数値を使えば、衝突速度 $v$ は(133)式で与えられる。ここで、総トン数3,000トンの船舶に対して $C = 0.103$ になる。ただし、 $v$ は減速効果により船行速度より減じられた値になる。計算結果をFig.119に示す。同図からみると、 $\sigma_0 = 10(t/m^2)$ の場合、総トン数3,000トンの船舶が満載で減速後9ノット(≒13ノット× $\frac{2}{3}$ )で衝突した場合は、その運動エネルギーを吸収するのに必要な緩衝工の張出し量は6mになる。

ロ) 漂流衝突 (C-1)

総トン数500トンの船舶の場合と同様にして、総トン数3,000トンの船舶の船側強度 $p_{sa}$ を算定すると $p_{sa} = 26t/m^2$ 程度になり、500トンの船舶より大きい値になるから、緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ として総トン数500トンの船舶に対する値を使用しておけばよい。総トン数3,000

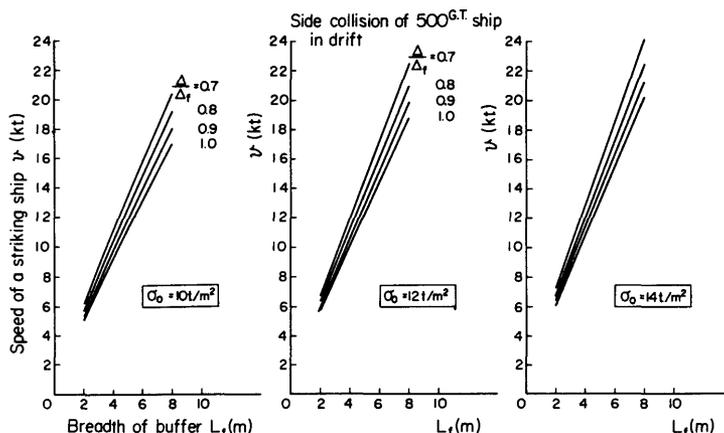


Fig.118 Relation between speed of a striking ship and breadth of buffer (Side collision of 500G.T. ship,  $D_f \geq 4\text{m}$ )

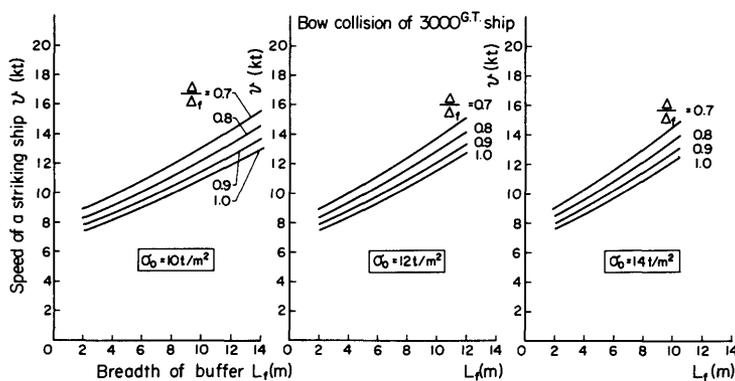


Fig.119 Relation between speed of a striking ship and breadth of buffer (Bow collision of 3,000G.T. ship,  $D_f \geq 7.27\text{m}$ )

トンの船舶に対する漂流衝突の場合を500トンの船舶と同様に計算するとFig.120のようになる。同図をみると、 $\sigma_0 = 10\text{t/m}^2$ の緩衝工を取り付ける場合、満載状態で500トンの船舶と同じ6ノット（潮流速+2ノット）で漂流し、橋脚に衝突する場合に必要な緩衝工の張出し量は4.8mになる。

### 5.6.3 緩衝工の規模

これまでの検討結果を総合すると、緩衝工の平均反力 $\sigma_0$ は衝突船の船側強度によって規制されるが、ここで対象にした総トン数500トン～3,000トンの船舶に適用できる $\sigma_0$ の範囲においては、緩衝工の張出し量と衝突速度との関係は $\sigma_0$ によってそれほど大きくは変わらない。そこで、標準的な値として $\sigma_0 = 10\text{t/m}^2$ にとり、

設計の便利なように、緩衝工の張出し量と衝突速度との関係を衝突船の総トン数をパラメータにしてFig.121に示した。同図では、直進衝突については実線、漂流衝突については破線で表わし、それぞれについて、これまでの計算結果に総トン数1,000トンの船舶、2,000トンの船舶の場合を追加して示してある。同図において、これまで取り上げた計算例の値を総トン数3,000トンの船舶については●印で、総トン数500トンの船舶については○印で示した。また参考として、試験用に設置された緩衝工 (Fig.122) の値を△印で示した。

Fig.121をみると、試験用緩衝工は総トン数500トンの船舶を対象とし、本章の検討結果から橋脚コーナー

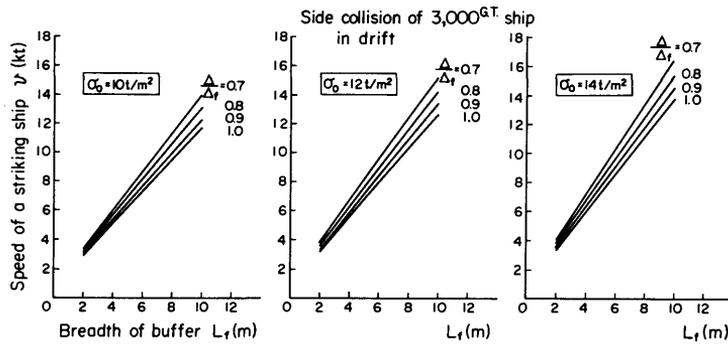


Fig.120 Relation between speed of a striking ship and breadth of buffer (Side collision of 3,000G.T. ship,  $D_f \geq 7.27m$ )

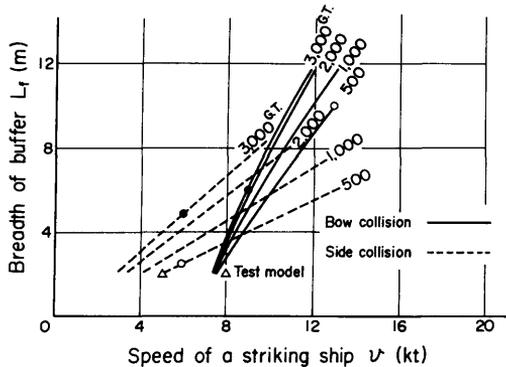


Fig.121 Relation between breadth of buffer and speed of a striking ship ( $\sigma_0 = 10t/m^2$ )

部には複合材型を、橋脚平行部には格子型を採用したものであるが、その緩衝性能はFig.121を満足していることがわかる。

5.7 まとめ

架橋部を通航する船舶が操船ミスあるいは漂流等で橋脚に衝突した時に、船舶および橋脚双方の安全確保の面から、橋脚に装着することが望ましいと考えられる緩衝工の設計上の資料を得るために、船体および緩衝工の部分模型による圧壊実験を行った。

船舶の橋脚への衝突パターンおよび条件はいろいろ考えられるが、ここでは最も厳しいあるいは可能性の大きい2ケースを選んだ。船首衝突については、船舶が進行方向で橋脚の平行部分と直角に衝突する場合を、船側衝突については、橋脚のコーナー部に衝突する場合を考えた。それぞれの場合について船体の部分模型による圧壊実験を行い、衝突時にうける荷重、吸収エネルギーについて考察を行った。実験結果を解析して

(110)

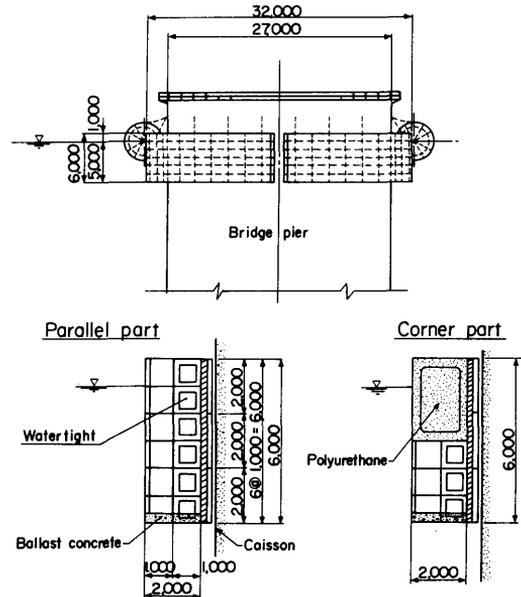


Fig.122 Test model of buffer

得た計算式によって、中小型船を対象に、衝突力および橋脚突入量と船速との関係を求め、衝突条件を求めるための資料とした。この資料は、簡略化した構造についての計算結果を船の総トン数によって整理したものであるが、船体構造および構造部材寸法は多種多様であるので一律に総トン数で整理することに問題はあるものの、一応の目安として緩衝工の設計資料が得られたと思われる。

また、本州四国連絡橋用に試験的に設置された緩衝工に関連して、実験の緩衝工の吸収エネルギー特性を求める時の手順を示した。

本章の研究結果を要約すると

(1) 橋脚と船舶との衝突における船体の破壊挙動も、前章までの実験において解析した手法と同様な考え方によって推定することができ、中小型船を対象に衝突条件を設定するための資料を得た。

(2) 船舶と緩衝工との衝突においては、船体と緩衝工それぞれの圧壊曲線を重ね合わせれば、船体が緩衝工に突入した時の変形状態を求めることができる。

(3) 緩衝工の種類としては複合材型のような反力曲線をもつものが全般的に優れていると考えられる。

(4) 緩衝工についての実際の計算例をFig.121にまとめて示した。これによって、橋脚設置海域で対象となる衝突船が設定されれば、緩衝工の大きさを求めることができる。

## 6. 船舶と海洋構造物との衝突問題

### 6.1 研究の概要

海洋構造物を構成しているパイプ部材の衝突時の挙動については<sup>93)~104)107)108)</sup>、これまでDnVを中心に研究が行われている<sup>113)</sup>。これらは、主にジャッキアップタイプのプラットフォームのブレース材を対象に、梁としての塑性崩壊挙動について研究しているものが多い。しかし、海洋構造物に対する補給船 (supply vessel) などの船舶の接触事故には比較的小規模の衝突が多いと考えられ、セミサブのコラムなど海洋構造物の主構成部材では、局部変形により衝突エネルギーのかなりの部分を吸収できると思われる。船舶の衝突による損傷をできるだけ局所的におさえることは、海洋構造物の余剰強度を保つ面から望ましい。したがって、パイプ部材の局部変形挙動から、梁としての全体挙動に移る付近の変形挙動を検討する必要があると考えられる。6.2節においては、外径の大きなパイプ部材の模型実験を行い、上記の変形挙動を調べた。

一方、将来の沖合中継基地構想などに組み込まれると考えられる大型浮遊式海洋構造物においては、浮体要素としてフーティング型の円筒殻が有効な構造形式の一つにあげられる。このフーティング型浮体要素は、船舶の接触等の横荷重に対しては片持ち構造 (カンチレバー) になるので、横荷重により円筒殻に曲げおよび剪断が作用した時の崩壊強度を検討しておかなければならない。そこで6.3節においては、船舶の接触等により異常な横荷重が浮体要素の先端に作用した時を想定して、この時の円筒殻の強度を衝突強度の問題として調べた。

## 6.2 船舶衝突時のパイプ部材の強度実験

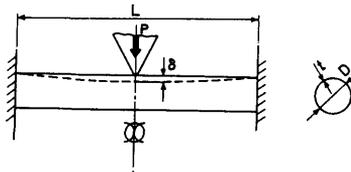
### 6.2.1 試験模型および実験方法

試験模型は、JIS規格の一般構造用炭素鋼管を一定の長さ3mに切り、その両端を厚鋼板 (板厚25mm) に溶接で固着した。試験模型の寸法は、Table 13に示すように外径Dと厚さtとの比を $D/t=38\sim 95.3$ 、スパンLと外径Dとの比を $L/D=4.92\sim 8.44$ とし、外径の寸法が大きなパイプ部材の模型とした。この試験模型の両端の厚板を治具にボルトで固定し、その中央に第5章で用いた船首模型と同じ楔形状の剛体による荷重をくわえ、パイプ模型の変形挙動を調べた (Photo 17)。

パイプの横荷重による変形挙動については、Thomas等は<sup>115)</sup>、単純支持のパイプ模型の実験を行い、Fig.123に示すような変形モードがあることを見出した。すなわち、最初は荷重点の局所的な変形に限られているcrumpling phaseと呼ばれるモード、その後曲げ変形によりパイプ下部の変形が生じる第2のモードに移行し、そして最終的に崩壊に至る過程を示した。本実験においては、6.1節で述べた理由から(i)~(ii)の変形モードを対象にしている。

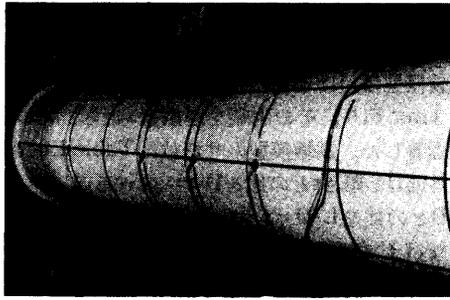
Table 13 Scantlings of test models

Specimen	Diameter D	Thickness t	D/t	L/D	Yield stress $\sigma_y$
I-1	609.6 <sup>mm</sup>	16 <sup>mm</sup>	38	4.92	37 <sup>kg/mm<sup>2</sup></sup>
I-2	"	12.7	48	"	33
I-3	"	6.4	95.3	"	30
II-1	457.2	9.5	48	6.56	41
II-2	"	6.4	71.4	"	39
III	355.6	6.4	55.6	8.44	42

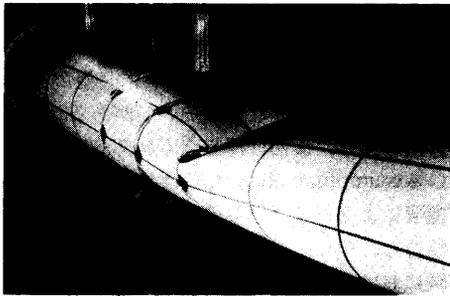


### 6.2.2 実験結果および考察

Fig.124~Fig.126に、代表的な例として試験模型II-1, II-2およびI-3について、長さ方向の各点の変位と荷重との関係を示す。試験模型II-1の場合は、荷重が $P=25\text{ton}$ 付近までは模型底部の撓みはほとんど生じてなく、梁としての全体的な変形は起こっていない。荷重が $25\text{ton}$ を超えると、模型底部が徐々に撓み始め、Fig.123の(i)から(ii)の変形モードに移行し



(a) Test setup



(b) Deformation pattern (Model III)

Photo 17 Test model

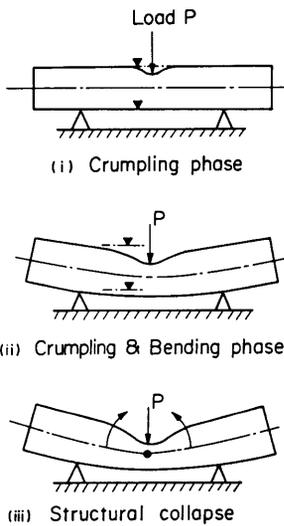


Fig. 123 Deformation modes of pipe [Ref (115)]

ていく。II-2の模型では、荷重とともにパイプ下部は荷重方向と逆方向に変形し、中央部の断面が扁平になる。その後、II-1の模型と同様に(ii)の変形モード(112)

ドに移行している。I-3の模型では、実験の最終変形の時点までパイプ下部は持ち上り変形方向の反転はみられなかった。試験模型の全体の変形状況の一例をPhoto 17(b)に、荷重直下の局部変形をPhoto 18に示す。

Fig.127は、試験模型II-1の変形状態を汎用有限要素法プログラムMARCを用いて求めたものである。計算では試験模型の1/4の部分を取り出し、一点集中荷重をくわえた。用いた要素は8節点アイソパラメトリックシェル要素で要素数42、節点数153である。同図は中央集中荷重P=5 tonのときの変形モードを示している。Fig.128に、同じ試験模型II-1の長さ方向、中心線上の変形について計算値と実験値との比較を示した。荷重が9.2tonの時にパイプ上面の変形に計算値と実験値とで差が生じているが、変形モードとしては、実験とほぼ同じ傾向になっている。

本実験に用いた各試験模型について、荷重と変形量との関係をFig.129にまとめて示した。ここで荷重Pは両端固定梁としての塑性崩壊荷重

$$P_0 = \frac{8\sigma_y D^2 t}{L} \tag{146}$$

との比で表わし、荷重点の変形量 $\delta$ はパイプ外径Dとの比とし、無次元化して示している。同図には、パイプ部材を断面の形状変化がない梁と考えて導いた塑性崩壊後の荷重Pと変形量 $\delta$ との関係式<sup>112)</sup>

$$\frac{P}{P_0} = \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{D}\right)^2} + \frac{\delta}{D} \sin^{-1} \left(\frac{\delta}{D}\right) \tag{147}$$

をあわせ示している。これを見ると、試験模型の変形挙動は梁としての変形状態とはかけ離れており、(147)式から崩壊曲線を求めることができない。

本実験で対象としたような局所的な変形挙動については、いくつか計算式が提案されているが、かなり結果にばらつきがあるように思われる<sup>95)</sup>。一方、局所的な変形挙動を有限要素法で解くことが考えられるが、吸収エネルギー性能を調べられる程度の変形段階まで追跡することは計算規模の関係で実用上問題があるように思われる。ここでは以下に示すような実験式を提案することにする。

Thomas等<sup>115)</sup>の実験によれば、横荷重によるパイプ部材の局所的な凹損部の変形の形状は長さ方向に指数関数で表わされる。この変形はスプリングで支持された糸のモデルと同一のもの<sup>116)</sup>になるから、いまパイプの変形挙動を第5章の(114)式に置き換えて考える。複合材型緩衝工の充填材で支持された外板からの反力を示す(114)式によれば、長いパイプ部材に対して荷

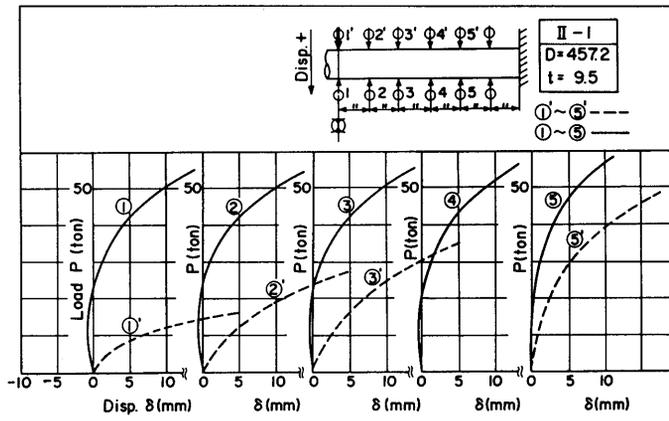


Fig. 124 Load-displacement curves (Model II-1)

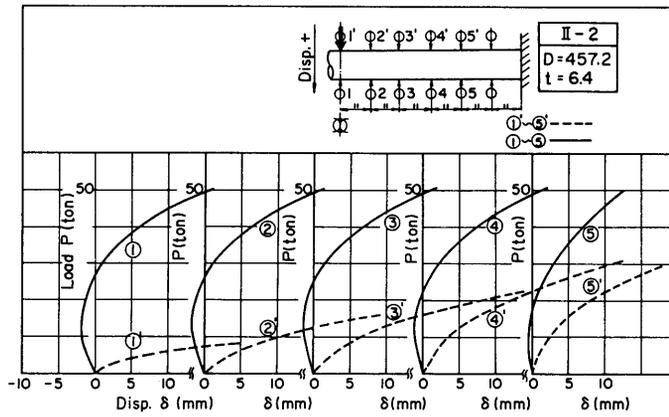


Fig. 125 Load-displacement curves (Model II-2)

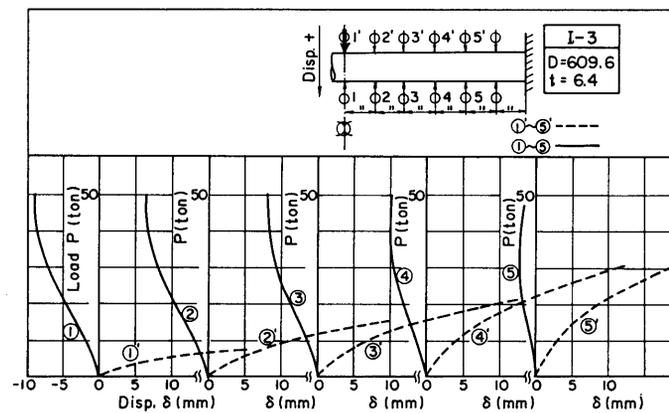
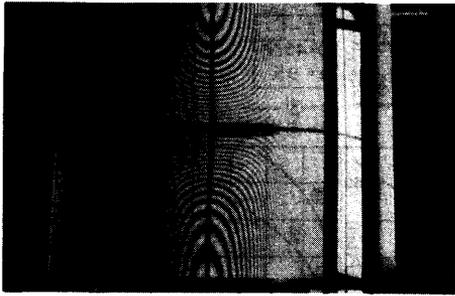


Fig. 126 Load-displacement curves (Model I-3)



(Model I - 1 P=60ton)

Photo 18 Local deformation (in the area of line load)

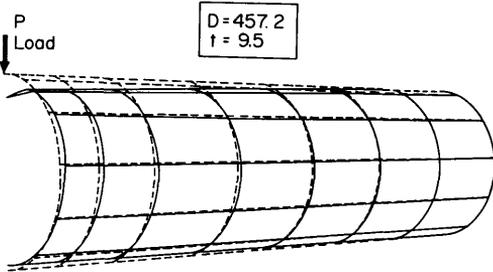


Fig.127 Deformation mode

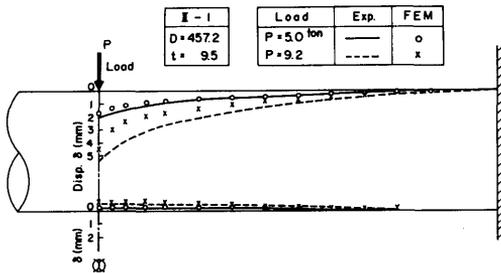


Fig.128 Deformation of pipe on center line

重Pと変形量 $\delta$ との関係は

$$P = 4 \sqrt{q b F} \sqrt{\delta} \tag{148}$$

ここで F : 外板の張力  
 b : 外板の半幅  
 q : 充填材の反力

で表わせる。(148) 式のFとbについてパイプ部材に対比させ、Fはパイプ部材の張力、bはパイプ部材の半径に相当していることを考慮して

$$F = C_1 \sigma_Y D t \tag{149}$$

(114)

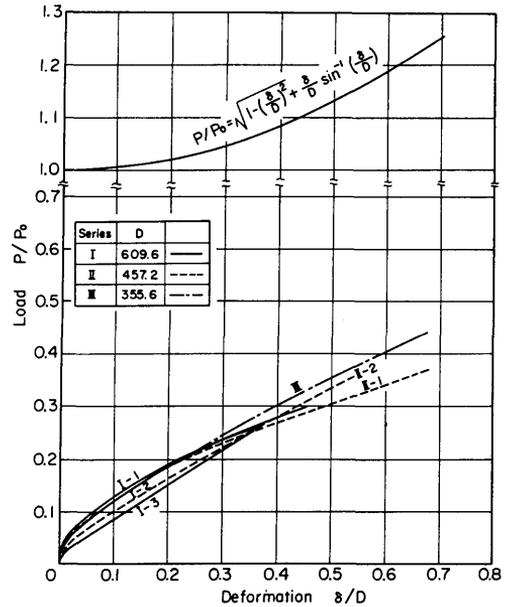


Fig.129 Load-deformation curves

$$b = C_2 D \tag{150}$$

$C_1, C_2$ は定数

で表わせるとし、そしてqはリングの圧縮特性の式<sup>117)</sup>を応用して

$$q = C_3 \frac{\sigma_Y t^2}{LD} \tag{151}$$

$C_3$ は定数

を用いることにすれば、(148)式により荷重Pと変形量 $\delta$ との関係は

$$P = K \cdot M_0 \sqrt{\frac{D}{L}} \sqrt{\frac{\delta}{t}} \tag{152}$$

ここで K : 実験定数

$$M_0 = \sigma_Y t^2 / 4$$

で与えることができる。(152) 式で実験との比較から  $K=40$  として  $P-\delta$  の関係を求めると Fig.130 の破線で示したようになる。これを見ると、実験値と傾向的に多少差異が生じる部分もあるが、(152) 式を使えば、 $P-\delta$  の関係を算定することができると思われる。

Fig.131は実験による  $P-\delta$  曲線を積分して試験模型の吸収エネルギーEと変形量 $\delta$ との関係を求めたものである。DnVの規則<sup>91)</sup>によれば、船首衝突に対する吸収エネルギーは11MJ (Mega Joule) を下回らないように規定されている。このエネルギーは排水量5,000

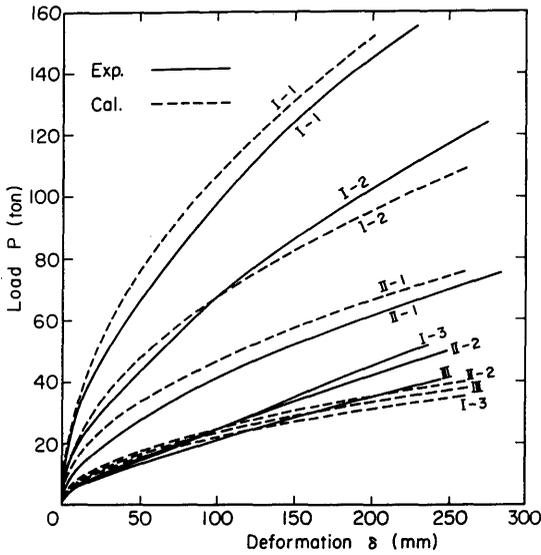


Fig.130 Load-deformation curves (Comparison between experiment and calculation)

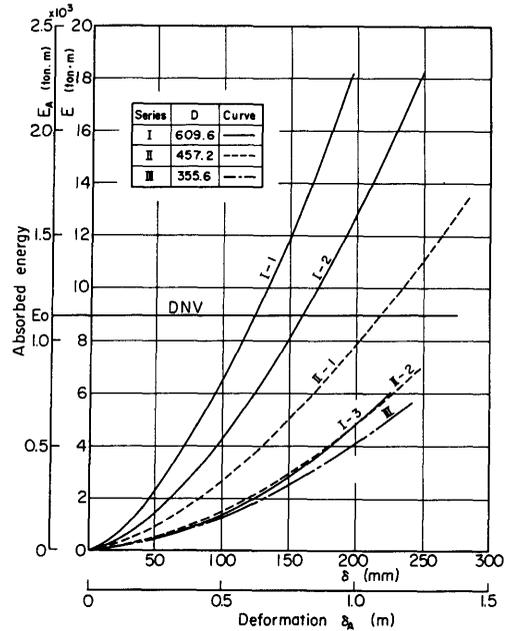


Fig.131 Absorbed energy-deformation curves

tonの船が2 m/sで衝突したときの衝突エネルギーに相当する。これを実機の部材の吸収エネルギーと比較するため、実験に使用した模型寸法の5倍のパイプ部材を想定し、変形および吸収エネルギーをそれぞれ5倍、 $5^3$ 倍にしたスケール ( $E_A \sim \delta_A$ の関係)をFig.131に併記して示した。このスケールに対するDnVの吸収エネルギー値を $E_0$ として示している。これを例えば模型II-1相当の実物パイプ材と比較してみると、Fig.131から $E_A = E_0$ になる変形量として $\delta_A = 1.1m$ が得られる。このパイプ部材は実物換算でパイプ径 $D = 457.2mm \times 5 = 2.3m$ 、厚さ $9.5mm \times 5 = 47.5mm$ になるから、DnV値はパイプ径の約半分の局部変形量で吸収できる値であることがわかる。

6.3 円筒浮体要素の強度実験

6.3.1 試験模型および実験方法

試験模型の形状は大型浮遊式海洋構造物のフーティング型浮体要素を対象にした。この大型浮遊式海洋構造物は将来の多目的沖合中継基地になることを想定したもので、その一つのユニットである海上貯蔵コンテナユニットの試設計<sup>114)</sup>の部分図をFig.132に示す。この試設計されたコンテナユニットの大きさは、長さ×幅×深さは $261.84m \times 65.46m \times 10.00m$ のものである。

試験模型の個数はFig.133に示すように2個で、MODEL-Iはコンテナユニットの浮体要素の約1/10の縮尺模型である。MODEL-IIは部材板厚を

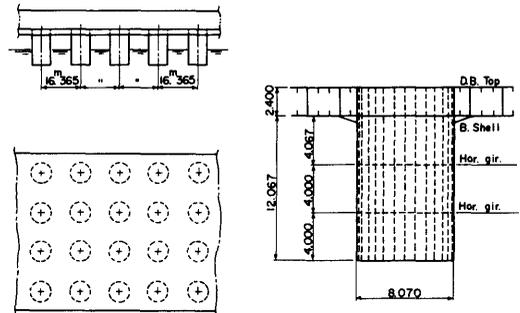


Fig.132 Offshore container unit

MODEL-Iの約2倍にし、MODEL-Iと崩壊強度を比較するために製作したものである。試験模型の構造は円筒外板をリングフレームおよびロンジスチフナにより補強した防撓円筒殻構造で、軟鋼(降伏応力 $\sigma_y$ は鋼板板厚 $t = 1.54mm$ に対して $26.6kg/mm^2$ ,  $t = 3.06mm$ に対して $29.0kg/mm^2$ )により製作した。

円筒の両端は板厚25mmの厚鋼板に溶接し、その一端の厚鋼板を固定治具に固着した。試験模型の他端には、Photo 19に示すように耐圧治具を介して横荷重を作用させた。荷重は段階的にくわえていき、各荷重段階で模型の各点の変形および固定端部(端部から50mm離れた位置)の歪を計測し、荷重と変形との関係および断面の歪分布を求めた。

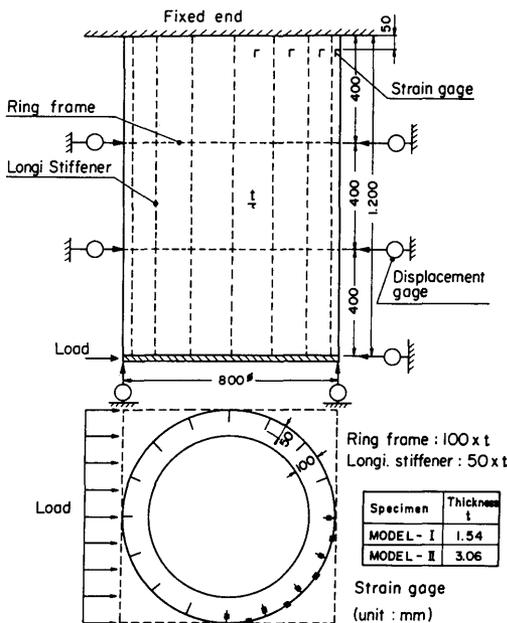


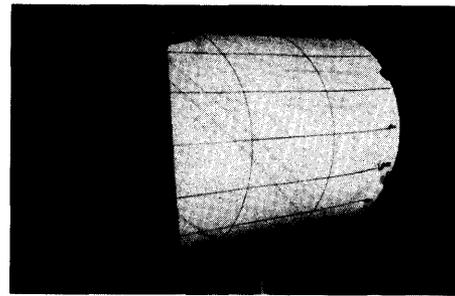
Fig.133 Model of buoyancy element

6.3.2 実験結果および考察

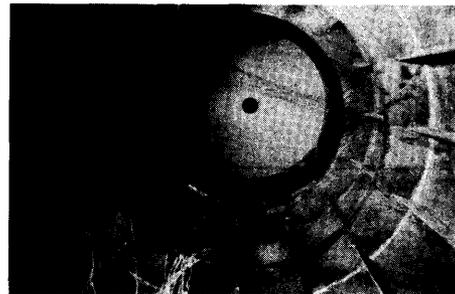
Fig.134に荷重Pと模型先端の変形量 $\delta$ との関係を示す。図で実線および破線で示した曲線が、それぞれMODEL-IおよびMODEL-IIに対する実験値である。Pは $\delta$ に対して、両者の模型ともほぼ直線的に上昇していき、ロンジスチフナが固定端で局部座屈すると、固定端の外板に面外変形が広がり最高荷重に達する。その後、荷重は変形に対して緩やかに減少していく。このように、最高荷重は圧縮側円筒殻の防撓材の座屈で決まることがわかる。Photo 19(c)に固定端部の円筒外板に生じた座屈波形の様子を示す。座屈波形は、軸圧縮を受ける円筒殻の非対称弾性座屈にみられるように円筒中心軸に向けて内側に変形している。

Fig.135に、MODEL-Iの場合の固定端部の歪と荷重との関係を、外板の軸方向の歪について示す。歪ゲージは板の表裏に貼付しており、これにより板の面外変形を調べた。同図において、軸歪のゲージ番号CH. NO=26, 66の値をみると、荷重7 ton付近で板表裏の歪差が大きくなり、パネルに面外変形が生じたのがわかる。

荷重と変形量との関係について汎用有限要素法プログラムMARCにより数値計算を行った。端部はすべての変位を固定として計算した結果を、Fig.134に実験値(Exp.の曲線)と比較して示した。計算は初期不整のな



(a) Test setup



(b) Inside view



(c) Buckle pattern

Photo 19 Test on model for buoyancy element

い場合および初期不整のある場合について行った。初期不整量としてはリングフレームの位置で円筒の内側に与えて計算したが、Fig.134にみられるように実験の最高荷重値はほぼスパンLの1.5/1,000の初期不整量のある計算値に近い値を示していた。Fig.136にMARCにより求めた試験模型の変形の様子を示す。

本節で扱ったような浮体要素に船舶が接触衝突をおこした時の問題を考える場合に、その危険度を概略見積る必要から、崩壊に直接結びつく座屈強度の簡易式を与えておくことが有用である。カンチレバーの円筒殻の先端に荷重が作用した時の座屈強度に関する研究はあまり行われていない<sup>118)119)</sup>。海洋構造物の分野で、この場合の円筒殻の座屈強度に応用し得る式としては、

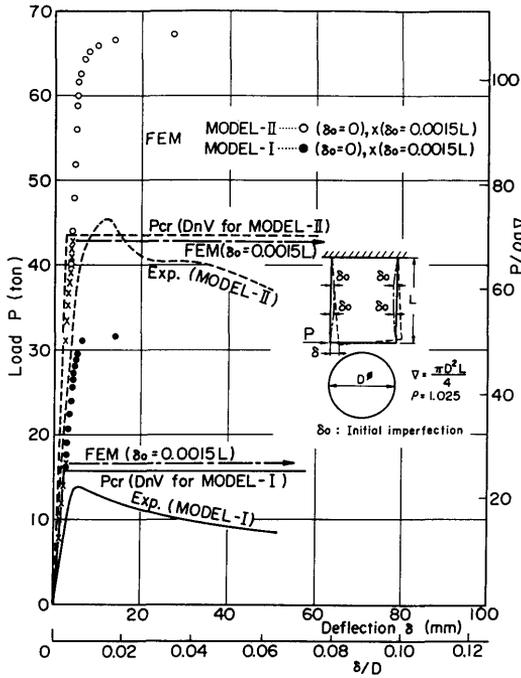


Fig.134 Load-deflection curves

DnVによる座屈計算式<sup>92)</sup>がある。これは、円筒殻の座屈強度においては理論値と実験値とがかけ離れる場合が多いという観点から経験的に決められたものである

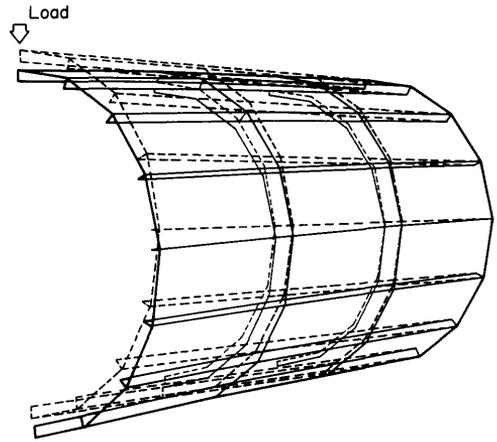


Fig.136 Deformation mode

が、この式を本実験の場合に適用することにした。Fig.137に示すようなDnVが規定している防撓円筒殻において、本実験で対象にした構造寸法に対しては

$$\frac{s}{t} > 3\sqrt{\frac{r}{t}} \quad (153)$$

ただし  $s$  : ロンジスチフナ間隔  
 $r$  : 円筒殻の半径  
 $t$  : 円筒外板板厚

を満たし、MODEL-I、MODEL-IIともに、DnVが

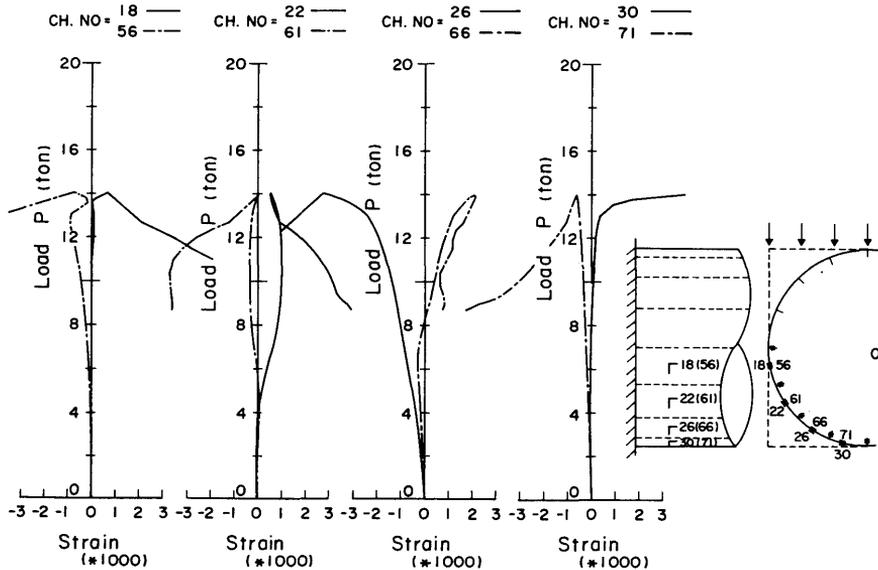


Fig.135 Longitudinal strain in shell

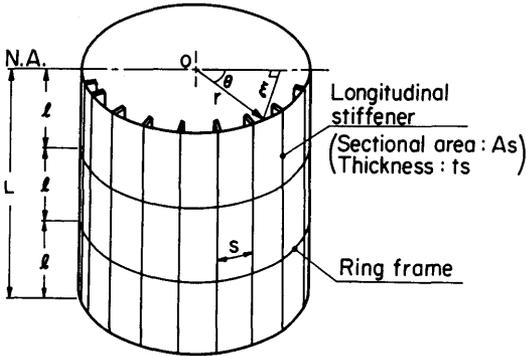


Fig.137 Stiffened cylindrical shell (DnV)

規定している無防撓円筒殻の分類 (CATEGORY A) に入る。このCATEGORY Aの計算式を、曲げおよび剪断力が同時に作用する円筒殻に適用すると、この場合のDnVが規定している座屈応力 (Characteristic buckling stress) は

$$\sigma_{ecr} = \frac{\sigma_Y}{\sqrt{1 + \lambda^4}} \quad (154)$$

ただし  $\lambda^2 = \frac{\sigma_Y}{\sigma_e} \left( \frac{\sigma_b}{\sigma_{Eb}} + \frac{\tau}{\tau_E} \right)$

- $\sigma_Y$  : 降伏応力
- $\sigma_b$  : 曲げ応力
- $\tau$  : 剪断応力
- $\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}$
- $\sigma_{Eb}$  : 曲げによる弾性座屈応力
- $\tau_E$  : 剪断による弾性座屈応力

で与えられる。ここで  $\sigma_{Eb}$ ,  $\tau_E$  については

$$\left. \begin{matrix} \sigma_{Eb} \\ \tau_E \end{matrix} \right\} = C \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left( \frac{t_{eq}}{l} \right)^2 \quad (155)$$

- ただし E : ヤング率
- $\nu$  : ポアソン比
- l : リングフレーム間隔
- $t_{eq}$  : 等価板厚 =  $t + A_s/s$
- $A_s$  : ロングスチフナの断面積

とおくと、座屈係数Cは

$\sigma_{Eb}$  に対しては

$$\left\{ \begin{matrix} C = \sqrt{1 + (kZ)^2} \\ k = \frac{0.36}{\sqrt{1 + \frac{r/t_{eq}}{300}}} \end{matrix} \right. \quad (156)$$

$\tau_E$  に対しては

$$C = 5.34 \sqrt{1 + 0.009Z^{3/2}} \quad (157)$$

ただし  $Z = l^2 \sqrt{1 - \nu^2} / (r t_{eq})$  (158)

で与えられる。

以上の(154)~(158)式に示されているDnVの座屈計算式をここでの問題に適用する。Fig.133およびFig.137に示すようなカンチレバーの円筒殻の先端に荷重Pが作用した時の固定端部の断面において、中立軸(N.A.)から $\xi$ の点における曲げ応力 $\sigma_b$ および剪断応力 $\tau$ は、梁理論が適用できるとすれば

$$\left\{ \begin{matrix} \sigma_b = \frac{PL}{I} \xi \\ \tau = \frac{2P}{A} \left( 1 - \frac{\xi}{r} \right) \end{matrix} \right. \quad (159)$$

ただし I : 断面2次モーメント =  $\pi r^3 t_{eq}$

A : 断面積 =  $2 \pi r t_{eq}$

L : 円筒殻の長さ

になる。したがって、座屈応力 $\sigma_{ecr}$ に達するときの荷重を $P_e$ とすれば、(154)式から

$$P_e = \frac{\sigma_{ecr} A}{\sqrt{\left( \frac{AL}{I} \xi \right)^2 + 12 \left( 1 - \frac{\xi}{r} \right)^2}} \quad (160)$$

ここで  $\sigma_{ecr} = \sigma_Y / \sqrt{1 + \left[ \frac{\sigma_Y}{\sigma_{Eb}} \frac{\tau}{\tau_E} \right]^2 \frac{(\tau_E \eta + \sigma_{Eb})^2}{\eta^2 + 3}}$

$$\eta = L \xi / \{ r(r - \xi) \}$$

が得られる。これより、 $0 \leq \xi \leq r$  (圧縮側) の範囲で $\xi$ に関して $P_e$ の最小値 $P_{cr}$ を求めると

$$P_{cr} = \left\{ \begin{matrix} \frac{\sigma_Y A}{2(L/r)} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + (\sigma_Y/\sigma_{Eb})^2}} \\ \quad ; \sqrt{\frac{L}{3r}} \geq \sqrt{\frac{1 + (\tau_Y/\tau_E)^2}{1 + (\sigma_Y/\sigma_{Eb})^2}} \quad (161.a) \\ \frac{\tau_Y A}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + (\tau_Y/\tau_E)^2}} \\ \quad ; \sqrt{\frac{L}{3r}} \leq \sqrt{\frac{1 + (\tau_Y/\tau_E)^2}{1 + (\sigma_Y/\sigma_{Eb})^2}} \quad (161.b) \end{matrix} \right.$$

ただし  $\tau_Y = \sigma_Y / \sqrt{3}$

のようにまとめられる。すなわち、カンチレバーの円筒殻の座屈強度は、(161.a)式の場合には $\xi = r$ すなわち曲げ座屈で決まり、(161.b)式の場合には $\xi = 0$ すなわち剪断座屈で決まることを示している。

荷重Pと荷重点の変形量 $\delta$ との関係については、 $P_{cr}$ 値までは梁理論にしたがうとし、 $\delta$ を曲げによる変形

量 $\delta_b$ および剪断による変形量 $\delta_r$ の和で表わせば

$$\delta = \delta_b + \delta_r = -\frac{PL^3}{3EI} + \frac{2PL}{AG} \quad (162)$$

ただし 剪断剛性  $G = E / \{ 2(1 + \nu) \}$

(162) 式より

$$P = \delta / \left( -\frac{L^3}{3EI} + \frac{2L}{AG} \right) \quad (163)$$

が得られる。(161) 式および (163) 式を用いれば、 $P$ — $\delta$ の関係として、Fig.134に示す折線が得られる。本実験の場合は、いずれも曲げ座屈によって決まり、同図をみると、この座屈計算値 $P_{cr}$ と実験による最高荷重値とはかなり近い値になっているのがわかる。

(161) 式と比較できるような横荷重を受けるカンチレバーの防撓円筒殻の座屈実験は、ほかにはこれまでほとんど行われていないようである。ロンジスチフナーのないリングフレームだけによって補強された円筒殻についてはNACAの実験<sup>118)</sup>がある。この実験は本実験と同じくDnVのCATEGORY Aに入るので、計算式と比較することができる。そこでDnVの座屈応力値 $\sigma_{ecr}$ をNACAの実験を含めてFig.138に示す。これを見ると実験値がDnV値を上回る傾向にあり、これは軸圧縮座屈の場合<sup>120)</sup>と同様な傾向になっている。この図から、(161) 式が横荷重を受ける浮体要素の座屈強度を安全側に決める簡易式として成り立つものと思われる。

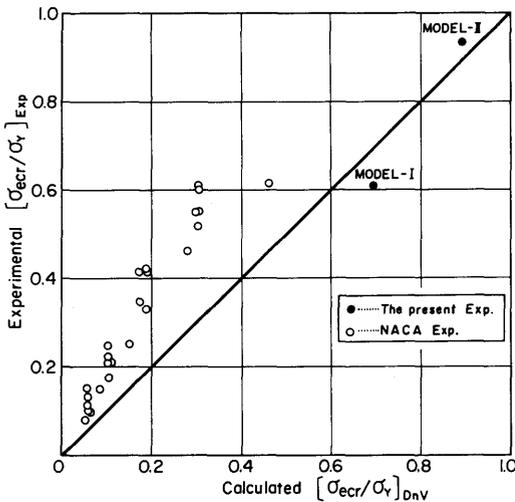


Fig.138 Comparison between DnV recommendation and test results

ここで取り扱った浮体要素が、実船の接触衝突により横荷重を受けて崩壊する場合について概略あたってみる。MODEL-Iの10倍の実機を考えて、その崩壊荷重値が $10^2$ 倍になるとしてFig.134の値から換算すると、 $14 \times 10^2 = 1,400$  (ton) になる。この値を第5章のFig.92にあてはめてみると、500G.T.船の2 m/sの船側衝突の場合に相当している。

#### 6.4 衝突に対する海洋構造物の設計指針

前節までで、ジャッキアップリグ、セミサブなどの基本構造物であるパイプ部材、および大型浮遊式海洋構造物に採用が考えられるフーティング型浮体要素について、衝突強度を求めるための模型実験を行い、その結果について述べた。パイプ部材については、船舶衝突時の安全確保のために、その損傷を局部的な凹損におさえ、海洋構造物が衝突損傷後も余剰強度を保つようにすることが望ましい。またフーティング型浮体要素については、船舶接触衝突時に折損することのないような強度をもたせることが必要である。

本章で得られた結果から、パイプ部材ならびにフーティング型浮体要素の衝突強度に対する設計手順および設計で考慮すべき点をあげると次のようになる。

パイプ部材については

(i) 海洋構造物の作業海域での衝突規模を想定し、衝突船の大きさ、衝突速度を設定する。この時、DnVの規定値(排水量5,000tonの船が2 m/sで衝突)が一つの基準になる。

(ii) 衝突を想定したパイプ部材について(146)式および(152)式を用いて $P/P_0$ の値を求める。その値が(147)式の値を相当下回り、(i)の衝突船のエネルギーを吸収するのに要するパイプ部材の凹損量がFig.129の範囲(凹損量がパイプ径の半分程度まで)であれば、その局部凹損をうけた部材の座屈強度などを検討し、衝突後の余剰強度があることを確認する。

(iii) (152)式から得られる $P/P_0$ の値が(147)式に近い値であれば、その部材は全体的な塑性崩壊を生じる可能性があるため、その部材に接合している他部材の余剰強度についても検討が必要になる。

フーティング型浮体要素については

(i) (161)式により横方向に対する浮体要素の強度を求める。その値が対象衝突船の船側圧壊強度を上回るように浮体要素の部材寸法を決める。

(ii) 浮体要素の強度は、Fig.134に示したように製作中に生じる初期不整の影響が大きいため、初期不整に対して特に注意する。

## 6.5 まとめ

本章では、船舶と海洋構造物との衝突強度の問題として、基本構造材であるパイプ部材の局部変形挙動および大型浮遊式海洋構造物におけるフーティング型浮体要素の座屈強度を取り扱った。それぞれについて模型による静的圧壊実験を行って、衝突強度を求める実験式を提案した。しかし、この結果から実機相当の大きさを想定して、実際の衝突の場合を推定するのにとどまった。

パイプ部材については、衝突による局部凹損が全体強度にどのような影響を及ぼすかが重要であり、これについて新しい研究が行われている<sup>109)~111)</sup>。大型浮遊式海洋構造物のフーティング型浮体要素に関しては、その構造寸法は通常、水圧に対する外板の強度を考慮して決められていく場合が多いと思われるが、船舶の衝突などによる異常外力を想定した場合には、ここで行ったような計算も行う必要があると考えられる。なお、Fig.134からわかるように、実機モデルの縮尺模型MODEL-Iの $P/(\rho g \nabla)$ の値は横方向の波強制力の値<sup>121, 122)</sup>よりも十分大きいので、本試験模型のフーティング型浮体要素は、横方向の波強制力に対しては十分な強度を有しているといえる。

## 7. 結 言

本研究において、船舶相互の衝突、あるいは船舶の海洋構造物、海上施設などへの衝突に関して、それらの衝突強度の問題を静的圧壊実験を中心として調べた。衝突現象を準静的に取り扱い、衝突船の運動エネルギーと構造物の破壊によって費やされるエネルギーとの関係から、原子力船の耐衝突構造の考え方、危険物運搬船への衝突船の限界速度の設定、あるいは橋脚の衝突損傷防護施設の規模の決め方などについて検討した。

第3章の原子力船の耐衝突構造においては、船側構造要素模型の静的圧壊実験をシリーズで行い、その破壊挙動の定性的な把握に重点を置いた。原子炉格納容器を衝突船の突入に対して十分に保護することを設計の前提条件とした耐衝突構造においては、通常の船体構造にとらわれない新しい発想を入れる余地がかなりあると思われ、その意味で構造部材の働きについての定性的な把握が役立つと考えたからである。

第4章の二重殻の船側構造の衝突強度においては、海洋汚染に関連して、海上貯油タンク、危険物運搬船等の衝突災害防止を目的とした。衝突による荷油の漏洩を起こさないような衝突限界速度の設定が主な課題

であるが、これは交通量の多い湾内などでの災害防止対策とも関連した問題となる。

第5章の通航船舶の橋脚衝突時の圧壊強度においては、船体、緩衝工の部分模型による圧壊実験を行い、橋脚の衝突損傷防護施設を設計する時の指針を与えた。衝突損傷防護施設の種類、規模は橋脚が設置されている海域の交通事情によって影響をうけるもので、衝突損傷防護施設の選択には、吸収エネルギー特性だけでなく、施工の問題、環境に与える諸影響等を含めた総合的な判断が必要とされる。

第6章の船舶と海洋構造物との衝突問題においては、DnVで与えられている吸収エネルギー値がどの程度のパイプ部材で達成できるのか、また大型浮遊式海洋構造物のフーティング型浮体要素に使用される防撓円筒殻については、どの程度の船舶の接触衝突事故に耐え得るかを見積ることを主な課題にした。

各章を通して、構造部分模型による静的圧壊実験を行って、衝突時の構造挙動を大づかみに捉え、吸収エネルギーの概略値を求めることに重点を置いた。したがって、個々の破壊現象についてはまだ検討の余地も多いと思われる。

今後の課題としては二つ残されているように思う。その一つは吸収エネルギー計算の精密化である。その計算は、実際の衝突船および被衝突船の衝突条件を設定し、両船の接触位置での強度比較を繰り返しながら変形を追跡し、それぞれの吸収エネルギーを求めていく方法である。これには有限要素法、理想化構造要素法などの適用が考えられる。他の一つは、衝突問題は基本的には動的現象であるので、構造全体としての動的解析をすることである。これについては最近研究が発表され始めているが<sup>123)</sup>、今後の発展が期待される。

## 謝 辞

本研究をまとめるにあたり、大阪大学八木順吉教授には終始懇切な御指導、御鞭撻をいただき、松浦義一教授、上田幸雄教授には懇切な御助言をいただいたことを記し、ここに諸先生方に厚くお礼を申し上げる。

本研究の実施にあたって終始御指導をいただいた船舶技術研究所 長沢準元所長、研究遂行の面で御協力いただいた同研究所水海技術部 在田正義室長、数値計算の面で御援助いただいた構造強度部 青木元也室長、そして実験に協力された谷政明主任研究官および岡修二技官に対し、厚く感謝の意を表する。

## 参考文献

## 3. 原子力船の耐衝突構造

- 1) V.U. Minorsky : An Analysis of Ship Collisions with Reference to Protection of Nuclear Power Plants, Journal of Ship Research, vol.3 (1959)
- 2) 横浜造船所設計部：原子力船の耐衝突構造の研究 (第1報), 三菱日本重工技報, 2巻 (1961)
- 3) 日本原子力船研究協会船体分科会：原子力船における原子炉周辺の船体構造に関する基礎研究, 原船協18号, 日本原子力船研究協会 (1960)
- 4) 日本原子力船研究協会船体分科会：原子力船における原子炉周辺の船体構造に関する研究, 原船協24号, 日本原子力船研究協会 (1961)
- 5) 日本原子力船研究協会船体分科会：原子力船の衝突又は座礁時における外力の影響およびその対策に関する試験研究, 原船協30号, 日本原子力船研究協会 (1962)
- 6) 日本原子力船研究協会船体分科会：原子力船の船体構造の設計に関する試験研究, 原船協40号, 日本原子力船研究協会 (1963)
- 7) 原子力船安全部会第1分科会：耐衝突構造模型実験, 日本原子力船安全基準中間報告書, 安 I - 4 (1966)
- 8) 酒井, 潮田：衝突時の船側構造の強度について, 関西造船協会誌, No.115 (1964)
- 9) 酒井, 西牧, 潮田：船体の耐衝突構造の強度試験, 関西造船協会誌, No.124 (1967)
- 10) 酒井利夫：衝突時の船体構造の強度に関する研究, 大阪大学博士論文
- 11) 秋田, 高田, 潮田, 松沢, 片岡：原子力船の衝突防護構造について, 造船協会論文集, vol.118 (1965)
- 12) 原子力船第3研究部会：原子力船の耐衝突および耐爆発防護構造に関する研究中間報告書(第1報), 研究資料No.65, 日本造船研究協会 (1967)
- 13) 原子力船第3研究部会：原子力船の耐衝突および耐爆発防護構造に関する研究中間報告書(第2報), 研究資料No.84, 日本造船研究報告 (1968)
- 14) 原子力船第3研究部会：原子力船の耐衝突および耐爆発防護構造に関する研究報告書, 研究資料No.122, 日本造船研究協会 (1970)
- 15) 原子力船第3研究部会：原子力船の耐衝突防護構造に関する研究, 日本造船研究協会報告, 第71号 (1971)
- 16) Y. Akita, N. Ando, Y. Fujita and K. Kitamura : Studies on Collision-Protective Structures in Nuclear Powered Ships, Nuclear Engineering and Design, 19 (1972)
- 17) 秋田, 北村：A Study on Collision by an Elastic Stem to a Side Structure of Ships, 日本造船学会論文集, vol.131 (1972)
- 18) 元良, 藤野, 杉浦, 杉田：衝突時の等価付加質量について, 日本造船学会論文集, vol.126 (1969)
- 19) 安藤, 有田, 在田：衝突船の船体圧壊強度の研究 (第1報), 船舶技術研究所報告, vol.10, No.3 (1973)
- 20) 安藤, 郷田, 有田, 在田, 竹本, 島田：衝突時の船体圧壊強度の研究 (第2報), 船舶技術研究所報告, vol.10, No.4 (1973)
- 21) 有田, 北村：原子力船耐衝突構造の研究について, 日本造船学会誌, No.521 (1972)
- 22) M.Arita, N. Ando and K. Arita : Study on the Structural Strength of Ships in Collision, Proc. Int. Conf. on Fracture Mech. & Technology, Hong Kong. (1977)
- 23) 原子力船第10研究部会：原子力船の耐衝突構造の評価に関する試験研究, 日本造船研究協会報告 (1979)
- 24) 原子力船第10研究部会：原子力船の耐衝突構造の防護能力に関する試験研究, 日本造船研究協会報告 (1980)
- 25) 原子力船第10研究部会：原子力船の耐衝突構造の防護能力に関する試験研究, 日本造船研究協会報告 (1981)
- 26) 大西, 川上, 安川, 長沢：船首構造の最終強度について, 日本造船学会論文集, vol.151 (1982)
- 27) 渋江, 伊藤, 北村, 吉村, 吉田, 長沢：原子力船の耐衝突船側構造の強度実験, 日本造船学会論文集, vol.151 (1982)
- 28) 長沢, 松本, 有馬, 加道：原子力船の耐衝突構造の動的強度実験, 関西造船協会誌, No.189 (1983)
- 29) F. Spinelli : Défense des Réacteurs Nucléaires de Navire Centre les Abordages, Association Technique Maritime et Aeronautique (1962)
- 30) G. Woisin : Eine Untersuchung der Ähnlichkeits-gesetze bei Stoßschäden, besonders Schiffskollisionen und kollisionsmodellversuchen, Schiff und Hafen, Heft 11 (1968)

- 31) G. Woisin : Kollisionsversuche mit Platten hauptsächlich aus Schiffbaustahl bei zur Stoßrichtung parallelen Ebenen entsprechend z. B. Schiffsdecks, Schiffstechnik, Heft 79 (1968)
  - 32) G. Woisin : Model Testing with the Collision Protection Structures in Reactor Ships, Schiff und Hafen, Heft 7 (1972)
  - 33) G. Woisin : Die Kollisionsversuche der GKSS, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 70 Band (1976)
  - 34) K. A. Reckling : Beitrag der Elasto- und Plasto-mechanik zur Untersuchung von Schiffskollisionen, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 70 Band (1976)
  - 35) K. A. Reckling : On the Collision Protection of Ship, Symp. PRADS, Tokyo (1977)
  - 36) Odo Krappinger : Collision Protection of Nuclear Ships, The University of Michigan, ORA Project No.07990 (1966)
  - 37) Nadai : Theory of Flow Fracture of Solids, McGraw-Hill (1950)
4. 危険物運搬船の衝突時の安全性
- 38) J. F. McDermott, R. Kline, E. Jones, N. Maniar and W. Chiang : Tanker Structural Analysis for Minor Collisions, Trans. SNAME, vol.82 (1974)
  - 39) P. van Mater, D. Edinberg, P. Orsero and D. Finifter : A Comparison of the Collision Resistance of Membrane Tank-type and Spherical Tank-type Tankers, Gastech 81, Hamburg (1981)
  - 40) N. Jones : On the Collision Protection of Ships, Nuclear Engineering and Design (1976)
  - 41) P. van Mater, J. Giannotti, T. McNatt and D. Edinberg : Vessel Collision Damage Resistance, Report No. CG-D-21-80 U.S. Coast Guard (1980)
  - 42) A. Kinhead : A Method for Analysing Cargo Protection Afforded by Ship Structures in Collision and its Application to an LNG Carrier, RINA, vol.122 (1980)
  - 43) J.H. Haywood : A Note on Collision Estimates for LNG Carriers, Naval Construction Research Establishment (1971)
  - 44) 栖原, 清水, 安東, 肥山, 今井, 佐藤, 河野, 前田 : 巨大タンカーの耐衝突強度, 日本造船学会論文集, vol.128 (1972)
  - 45) T. Shibue : Energy Absorption Analysis for the LNG Carriers in Collision, 西部造船会会報, No. 66 (1983)
  - 46) 安藤, 有田 : 二重殻構造の衝突強度について (第1報), 日本造船学会論文集, vol.139 (1976)
  - 47) 長沢, 有田, 谷, 酒戸, 徳江, 岡 : 二重殻構造の衝突強度について (第2報), 日本造船学会論文集, vol.144 (1978)
  - 48) 伊藤, 近藤, 吉村, 川島 : A Simplified Method to Analyse the Strength of Doubled Hull Structures in Collision (1st Report) ,日本造船学会論文集, vol.156 (1984)
  - 49) 伊藤, 近藤, 吉村, 川島 : A Simplified Method to Analyse the Strength of Doubled Hull Structures in Collision (2nd Report) ,日本造船学会論文集, vol.158 (1985)
  - 50) 日本海洋開発産業協会 : 石油の海洋備蓄システムの技術検討に関する調査 (1975)
  - 51) 日本海洋開発産業協会 : 石油の海洋備蓄システムの技術検討に関する調査 (1976)
  - 52) 海上災害防止センター : 海上防災の調査研究報告書, 調59-2 (1985)
  - 53) 日本海難防止協会 : 危険物積載船による災害の防止に関する調査研究報告書 (1973)
  - 54) 鴨井 : Moss方式LNG船の衝突強度, 船体構造委員会関西地区部会報告, No.81-12-24 (1981)
  - 55) 海上災害防止センター : 海上防災の調査研究報告書 (1986)
  - 56) N. Jones : A Literature Survey on the Collision and Grounding Protection of Ships, Ship Structure Committee, SSC-283 (1979)
  - 57) P. van Mater, J. Giannotti, N. Jones and P. Genalis : Critical Evaluation of Low-Energy Ship Collision-Damage Theories and Design Methodologies, Ship Structure Committee, SSC-284, 285 (1979)
  - 58) 上田, S.M.H. Rashed, 片山 : 理想化構造要素法による二重底構造の最終強度解析, 日本造船学会論文集, vol.138 (1975)
  - 59) 上田, 北村, 奥本, 吉田, 片山 : 座礁時の二重底最終強度, 日本造船学会論文集, vol.143 (1978)
  - 60) 有田, 青木 : 座礁事故時の船体圧壊強度 (第1

- 報), 日本造船学会論文集, vol.158 (1985)
- 61) P. Kuhn and P. Chiarito : Shear Lag in Box Beams, NACA Rep.739 (1941)
- 62) 山本善之 : 弾性・塑性, 朝倉書店 (1961)
- 63) F. Faulkner : A Review of Effective Plating for Use in the Analysis of Stiffened Plating in Bending and Compression, Journal of Ship Research, vol.19 (1975)
- 64) D.G. Ashwell : On the Large Deflection of a Spherical Shell with an Inward Point Load, Proc. IUTAM Symposium on the Theory of Thin Elastic Shells, Delft, Netherlands (1959)
- 65) J.F. Mescall : Large Deflections of Spherical Shells under Concentrated Loads, J. Applied Mechanics (1965)
- 66) R.M. Evan-Iwanowski, H. S. Cheng and T. C. Loo : Experimental Investigations on Deformations and Stability of Spherical Shells Subjected to Concentrated Loads at the Apex, Proc. Fourth U. S. National Congress of Applied Mechanics (1962)
- 67) J. Odland : Deformation of a Thin-walled Spherical Shell Subjected to a Point Load. Det Norske Veritas, Report77—424 (1977)
- 68) F.A. Penning and G. A. Thurston : The Stability of Shallow Spherical Shells under Concentrated Load, NASA CR—265 (1965)
- 69) S. Wang and S. B. Roberts : Plastic Buckling of Point-loaded Spherical Shells, Proc. ASCE, EM1 (1971)
- 70) J.G. Oliveira and T. Wierzbicki : Crushing Analysis of Rotationally Symmetric Plastic Shells, J. Strain Analysis (1982)
- 71) C.R. Calladine : Simple Ideas in the Large-Deflection Plastic Theory of Plate and Slabs, in Engineering Plasticity, (Cambridge Univ. Press) (1968)
5. 船舶と橋脚との衝突問題
- 72) R. Sael, H. Svensson : Zum Schutz von Brückenfeilern gegen Schiffsanprall, dargestellt am Beispiel der Brücken Zárate-Brazo Largo über der Paraná (Argentinien), Die Bautechnik (1981) [成井信 邦訳, 土木施工 No.7, 8, 9 (1983)]
- 73) IABSE Colloquium : Ship Collision with Bridges and Offshore Structures, Copenhagen (1983)
- 74) 長沢 準 : 船舶と橋脚の衝突の問題, 船舶, 第45巻, 第12号, (1972)
- 75) 長沢 準 : 本四架橋と船舶の安全, 船舶, 第46巻, 第12号, (1973)
- 76) 日本海難防止協会 : 本州四国連絡橋航行安全調査報告書 (1977)
- 77) 日本海難防止協会 : 本州四国連絡橋航行安全調査報告書 (1978)
- 78) 日本海難防止協会 : 本州四国連絡橋航行安全調査報告書 (1979)
- 79) 日本海難防止協会 : 緩衝工構造調査報告書 (1980)
- 80) 日本海難防止協会 : 緩衝工構造調査報告書 (1981)
- 81) 本州四国連絡橋公団 : 航行安全調査報告書 (1983)
- 82) 本州四国連絡橋公団 : 航行安全調査報告書 (1984)
- 83) 本州四国連絡橋公団 : 複合材型緩衝工の設計要領 (1981)
- 84) 長沢, 有田, 谷, 岡 : 通航船舶の橋脚衝突時の圧壊強度について (第1報), 日本造船学会論文集, vol.142 (1977)
- 85) 長沢, 有田, 谷, 岡 : 通航船舶の橋脚衝突時の圧壊強度について (第2報), 日本造船学会論文集, vol.146 (1979)
- 86) 長沢, 有田, 谷, 岡 : 通航船舶の橋脚衝突時の圧壊強度について (第3報), 日本造船学会論文集, vol.148 (1980)
- 87) H. Nagasawa, K. Arita, M. Tani and S. Oka : A Study on the Collapse of Ship Structure in Collision with Bridge Piers, Naval Architecture and Ocean Engineering, vol.19 (1981)
- 88) K.Arita, Y. Nakayama and T. Kobayashi : Innovative Application of Combined Steel and Polyurethane Structures, 12th Congress IABSE, Vancouver (1984)
- 89) 日本小型船舶工業会 : 小型鋼船建造要領 (1968)
- 90) 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 (1971)

## 6. 船舶と海洋構造物との衝突問題

- 91) DnV : Rules for Classification of Mobile Offshore Units (1981)
- 92) DnV : Buckling Strength Analysis, Classification Notes, Note No.30.1 (1982)
- 93) T. S $\phi$ reide and J. Amdahl : Deformation Characteristics of Tubular Members with Reference to Impact Loads from Collision and Dropped Objects, Norwegian Maritime Research, No.2 (1982)
- 94) O. Furnes and J. Amdahl : Ship Collisions with Offshore Platforms, Intermaritec, Hamburg (1980)
- 95) C. Ellinas and A. Walker : Damage on Offshore Tubular Bracing Members, IABSE Colloquium, Copenhagen (1983)
- 96) I. Davis : A Method for the Determination of the Reaction Forces and Structural Damage Arising in Ship Collisions, Eur237, European Offshore Petroleum Conference & Exhibition (1980)
- 97) M. Petersen and P. T. Pedersen : Collisions between Ships and Offshore Platforms, OTC-4134 (1981)
- 98) E. Pettersen and K. Johnsen : New Non-Linear Methods for Estimation of Collision Resistance of Mobile Offshore Units, OTC4135 (1981)
- 99) J. Oliveira : The Behavior of Steel Offshore Structures under Accidental Collisions, OTC-4136 (1981)
- 100) C. Soares and T. S $\phi$ reid : Plastic Deformation of Laterally Loaded Circular Tubes, ASCE ST2 (1983)
- 101) D. Sherman : Tests of Circular Steel Tubes in Bending, ASCE ST11 (1976)
- 102) D. Sherman and A. Glass : Ultimate Bending Capacity of Circular Tubes, OTC 2119 (1974)
- 103) IMO : Sub-Committee on Stability and Load Lines and on Fishing Vessels Safety, SLF28/12/2 (1982)
- 104) IMO : Sub-Committee on Stability and Load Lines and on Fishing Vessels Safety, SLF29/14/3 (1983)
- 105) J. Taby and T. Moan : Theoretical and Experimental Study of the Behavior of Damaged Tubular Members in Offshore Structures, Norwegian Maritime Research, No.2 (1981)
- 106) C. S. Smith, W. L. Somerville and J. W. Swan : Residual Strength and Stiffness of Damaged Steel Bracing Members, OTC 3981 (1981)
- 107) V. A. Zayas and B. V. Dao : Experimental and Analytical Comparisons of Semisubmersible Offshore Rig Damage Resulting from a Ship Collision, OTC 4888 (1985)
- 108) J. Oliveira : Simple Methods of Estimating the Energy Absorption Capability of Steel Tubular Members Used in Offshore Structures, Norwegian Institute of Technology, SK/R50 (1979)
- 109) D. Richards and A. Andronicou : Residual Strength of Dented Tubulars ; Impact Energy Correlation, Proc. 4th Int. Symposium on offshore Mechanics and Arctic Engineering, Dallas, Texas (1985)
- 110) 上田, S. M. H. Rashed : 損傷パイプ部材の挙動と最終強度, 日本造船学会論文集, vol.157(1985)
- 111) Y. Ueda and S. M. H. Rashed : Behavior of Damaged Tubular Structural Members, Proc. 4th Int. Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Dallas, Texas (1985)
- 112) T. H. S $\phi$ reid : Ultimate Load Analysis of Marine Structures, Tapir (1981)
- 113) C. P. Ellinas and S. Valsgard : Collisions and Damage of Offshore Structures : A State-of-the-Art, Proc. 4th Int. Symposium on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Dallas, Texas (1985)
- 114) 安藤, 高石, 井上 : 大型浮遊式海洋構造物の建設基礎技術に関する研究, 船舶技術研究所報告, 別冊No.6 (1985)
- 115) S. G. Thomas, S.R.Reid and W. Johnson : Large Deformations of Thin-Walled Circular Tubes under Transverse Loading, Int. J. Mechanical Science, vol.18 (1976)
- 116) T. Kármán and M. Biot : Mathematical Methods in Engineering, McGraw-Hill (1940)
- 117) J. A. DeRuntz and P. G. Hodge : Crushing of a Tube between Rigid Plates, Trans. of the ASME, J. of Appl. Mechanics E (1963)

- 118) J. P. Peterson and R. G. Updegraff : Tests of Ring Stiffened Circular Cylinders, NACA TN4403 (1958)
- 119) S. Y. Lu : Buckling of Cantilever Cylindrical Shell with a Transverse End Load, J. AIAA, vol.3 (1965)
- 120) C. P. Ellinas and W. J. Supple : Buckling Design of Ring-Stiffened Cylinders, OTC 4472 (1983)
- 121) 青木, 矢後, 星野, 遠藤, 有田, 岡, 安藤 : 浮体の構造強度及び弾性応答特性に関する研究, 船舶技術研究所報告, 別冊No.6 (1985)
- 122) 安藤, 影本, 加藤 : 要素浮体群に働く波強制力について, 第42回船舶技術研究所研究発表会講演集 (1983)
- 123) 上田, 村川, 宇野, 小椋 : 衝突荷重下におけるフレーム構造の弾塑性応答解析, 日本造船学会論文集, vol.158 (1985)