

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、そこでも言及する。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¹⁾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^{2)~5)}、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^{6)~11)}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^{12)~22)}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^{23)~28)}。

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、振り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²⁹⁾。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航海協会(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^{30)~35)}。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³⁸⁾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³⁹⁾。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。^{40,41,56,57)}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³⁵⁾。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^{42,43)}。

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⁴⁴⁾、LNG船の衝突強度を簡易的に計算したものが⁴⁵⁾。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^{46)~49)}。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^{50,51)}、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⁵²⁾。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⁵³⁾。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⁵⁴⁾、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⁵⁵⁾。

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^{72)~88)}、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⁷²⁾。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⁷³⁾、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^{84)~88)}。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^{93)~104),107,108)}。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^{105),106)}、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^{110),111)}。

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⁹¹⁾。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⁹³⁾。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¹¹⁴⁾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³⁶⁾。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、被衝突船がうける加速度、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 ）

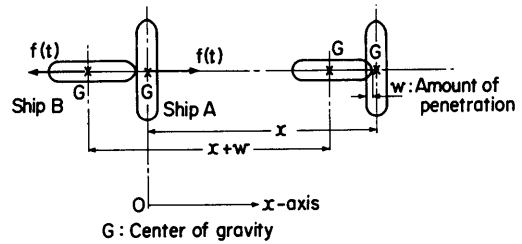


Fig.1 Collision of ship B with ship A

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）式ようになる。

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

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¹¹⁾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 τ 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¹⁾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¹⁹⁾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)

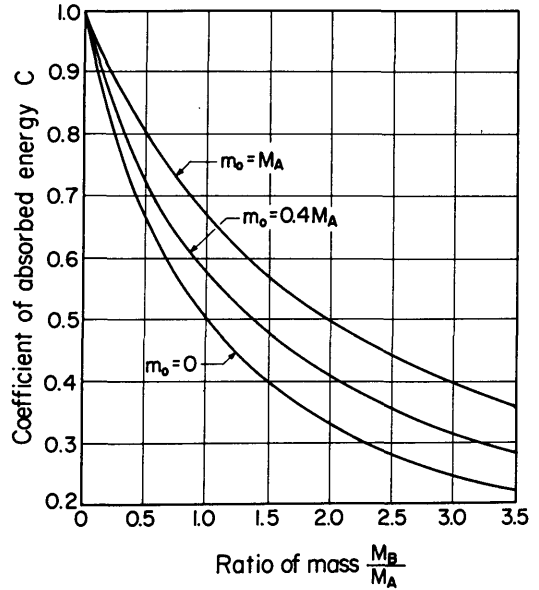


Fig.2 Coefficient of absorbed energy

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

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

τ 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が目的とし、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

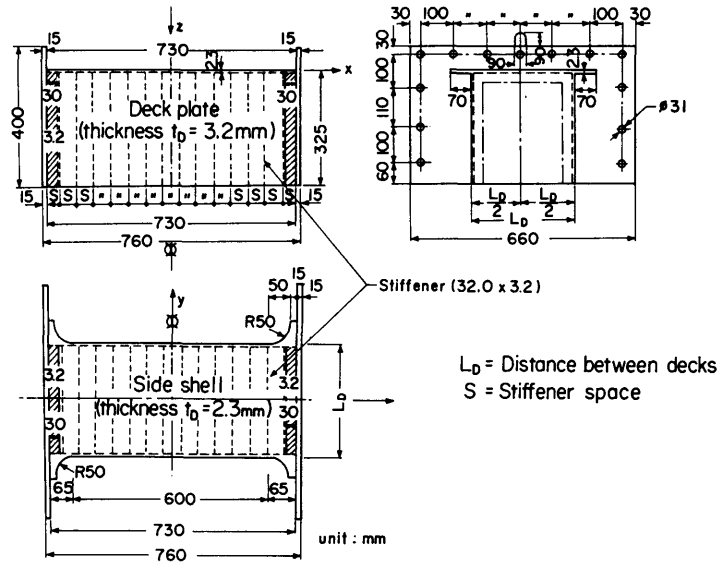


Fig.3 Ship-side model

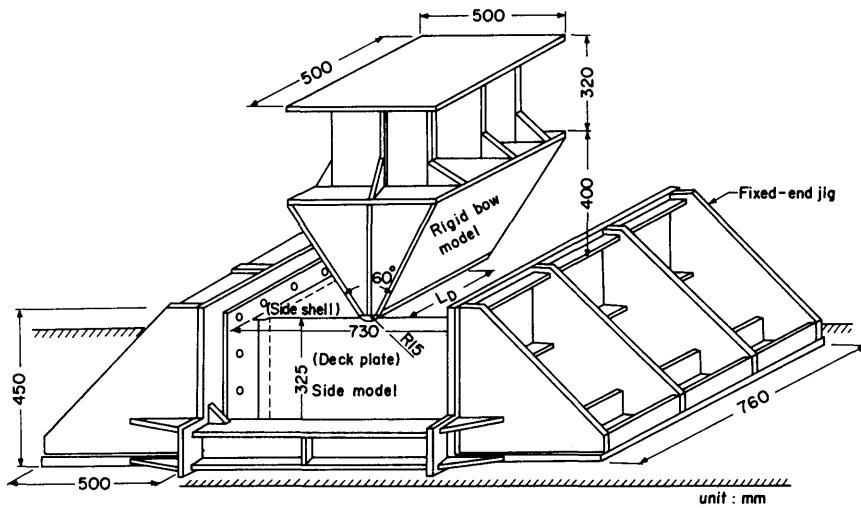


Fig.4 Test setup

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

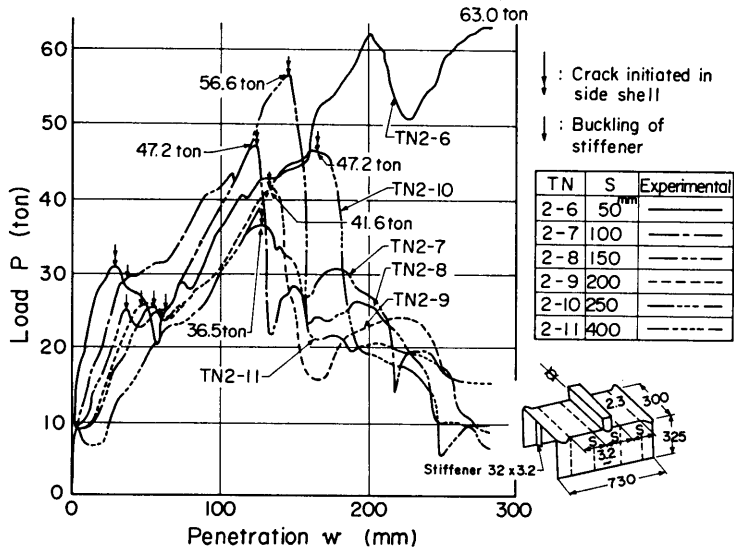


Fig.5 Load-penetration curves (TN2-6~TN2-11)

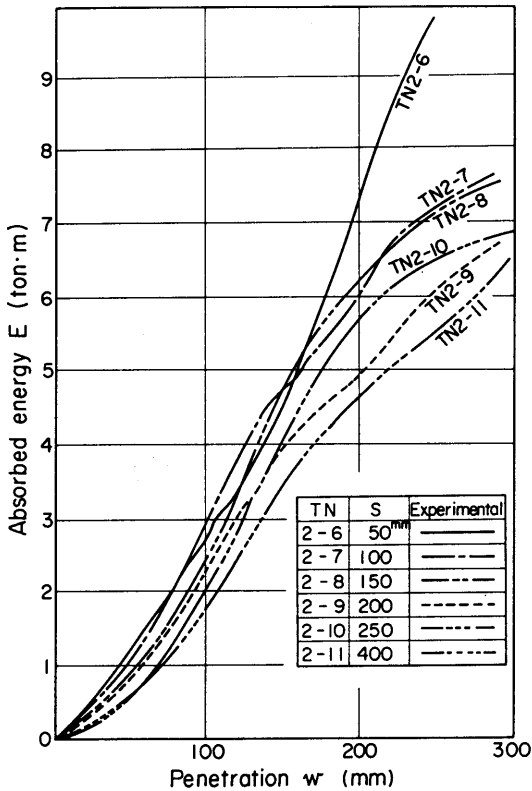


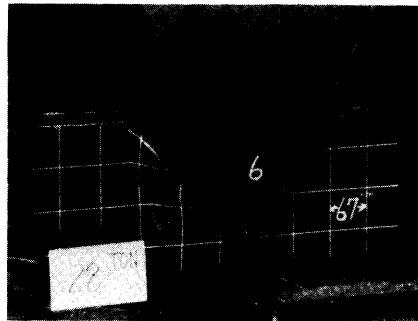
Fig.6 Absorbed energy-penetration curves (TN2-6~TN2-11)

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。

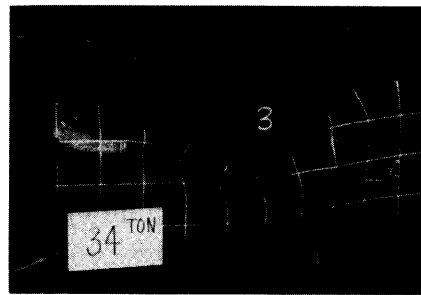
以上のことから、船側構造の衝突に対する耐荷力の変化が、破壊形式によって著しく異なることがわかる。座屈型では、剛船首による荷重は主として外板の張力の荷重方向の成分で受けもたれ、突入してくる船首と船側の接触は船首先端近傍にほぼ限定される。これは外板の張力伝達能力が比較的に強いので、いったん外板が破断すると耐荷力はほとんど残っていない。これに反して食い込み型では、荷重が増加し、荷重点直下の甲板が局部座屈して船首が船側に食い込み出すと、船首と船側は食い込んだ全面で接触する。船首による荷重は、この接している面からの圧力の荷重方向成分により受けもたれる。したがって、外板が破断しても耐荷力の減少は少なく、船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

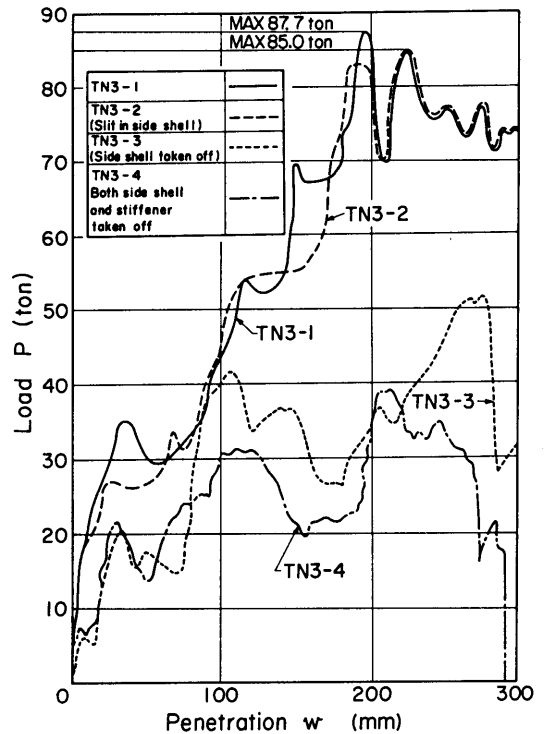
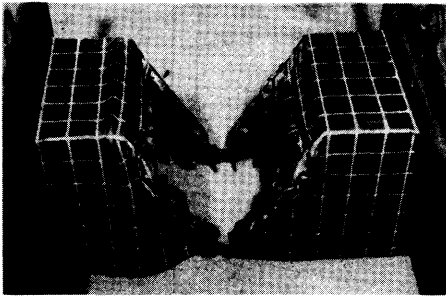


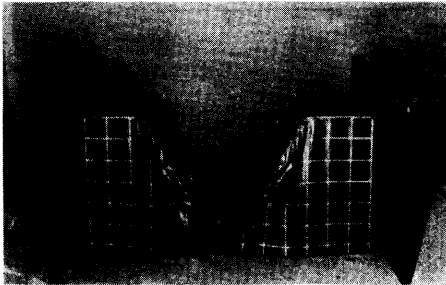
Fig.7 Load-penetration curves (TN3-1~TN3-4)

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



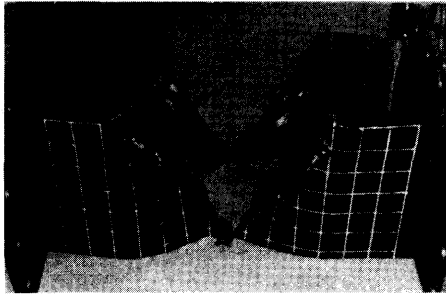
(a) TN3-1



(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

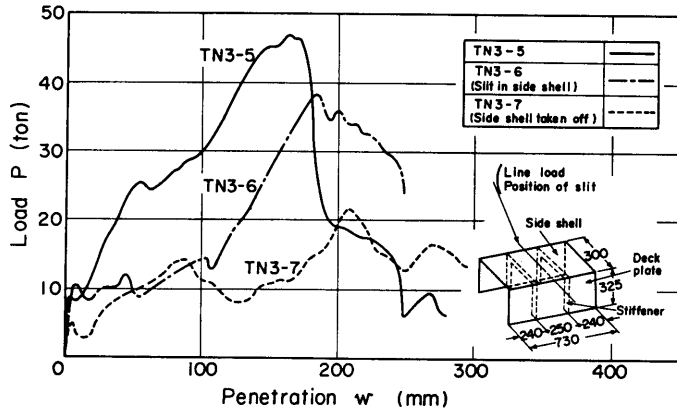


Fig.8 Load-penetration curves (TN3-5~TN3-7)

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)

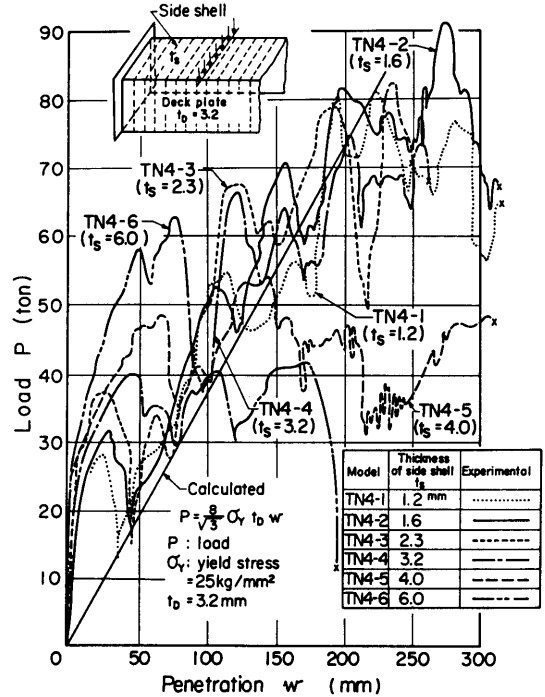


Fig.9 Load-penetration curves (TN4-1~TN4-6)

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

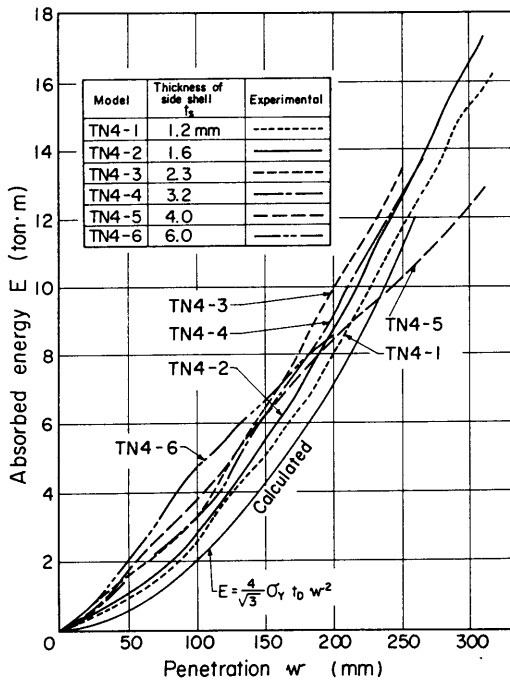
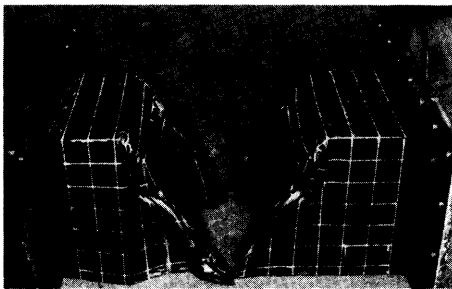
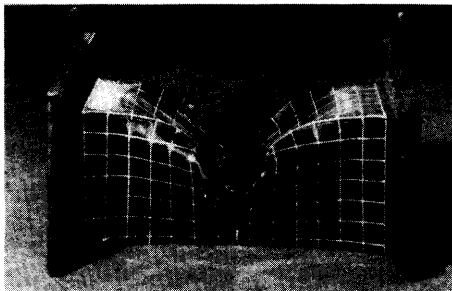


Fig.10 Absorbed energy-penetration curves (TN4-1~TN4-6)



(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

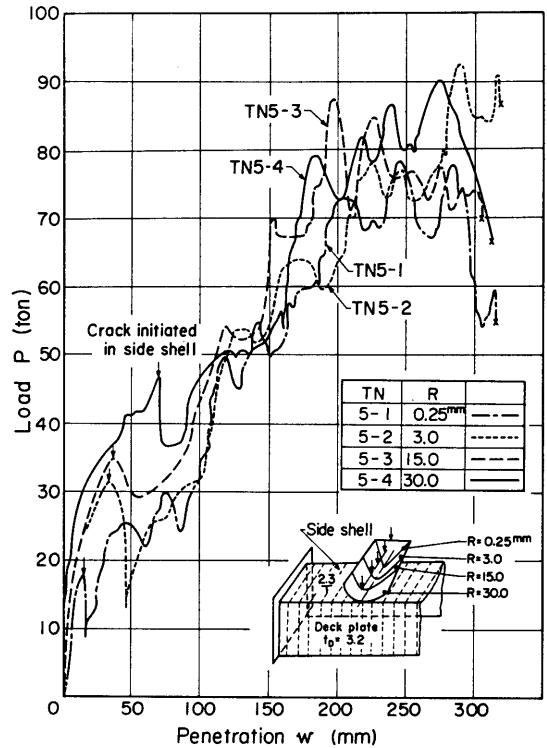


Fig.11 Load-penetration curves (TN5-1~TN5-4)

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 _D	Thickness of side shell t _s	Thickness of deck plate t _p		
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

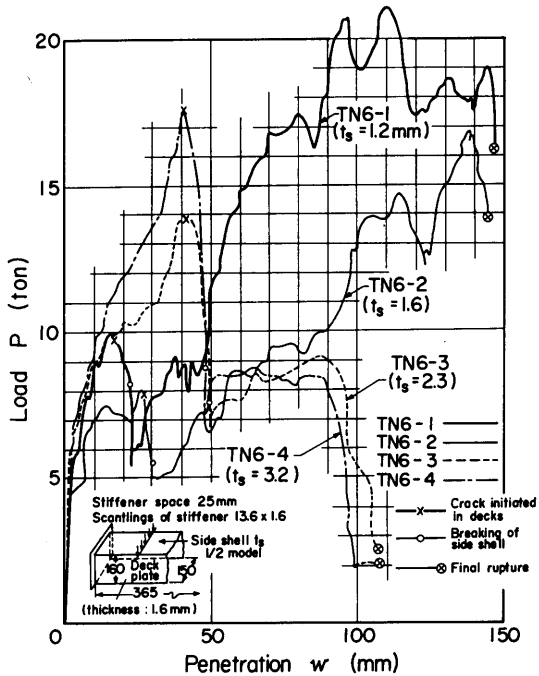


Fig.12 Load-penetration curves (1/2model, TN6-1~TN6-4)

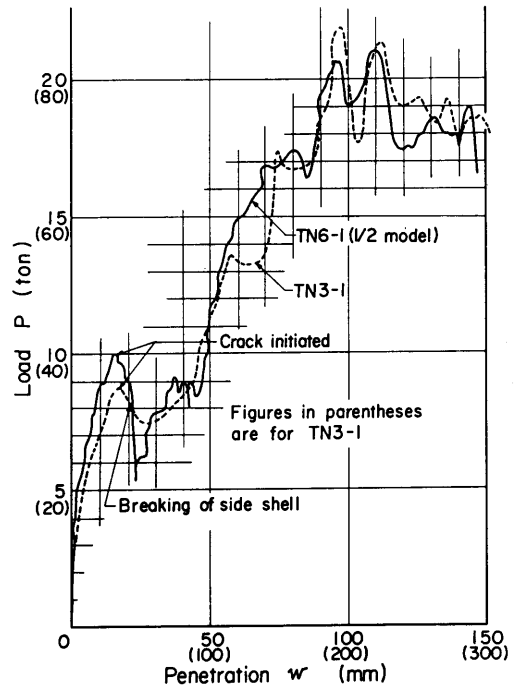


Fig.13 Load-penetration curves (Comparison between 1/2model and 1model)

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

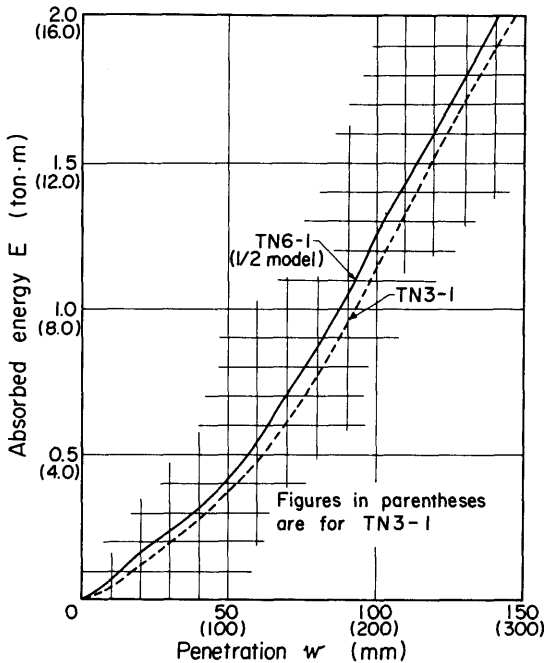


Fig.14 Absorbed energy-penetration curves (Comparison between 1/2 model and 1 model)

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 θ 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 ϵ_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。

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

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

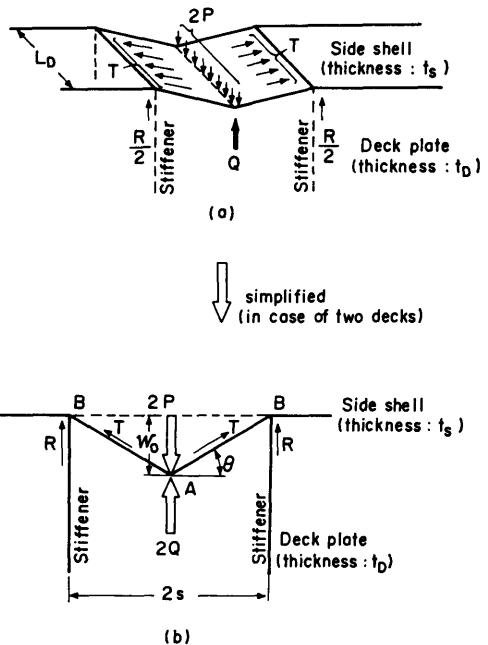


Fig.15 Equilibrium of forces

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

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

σ_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 ϵ_{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 ϵ_b を超すときであると考えられる。そこで (24) 式の ϵ_{mcr} と ϵ_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 , σ_Y , ϵ_b は定数である。 σ_Y , ϵ_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 衝突船舶先の先端半径

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 β 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

β 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 β を β_0 とおけば

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

となる。

この β_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 TN 4-1 ~ TN 4-6), 1/2 模型 (TN 6-1 ~ TN 6-4), 3/2 模型 (TN 6-5 ~ TN 6-7) 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^{8,10)}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

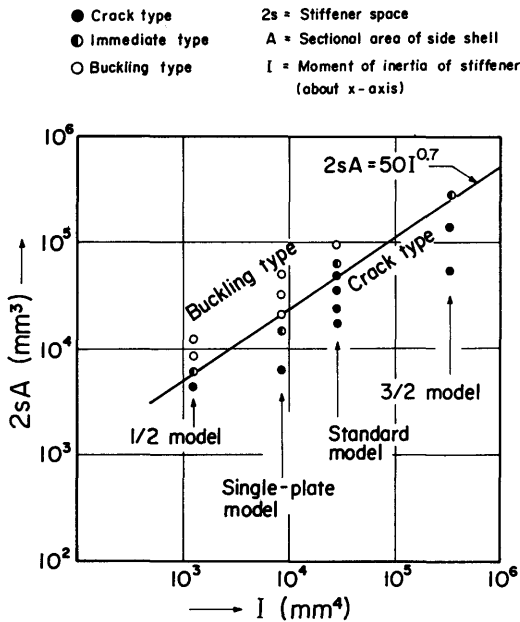


Fig.16 Discriminant equation between fracture types

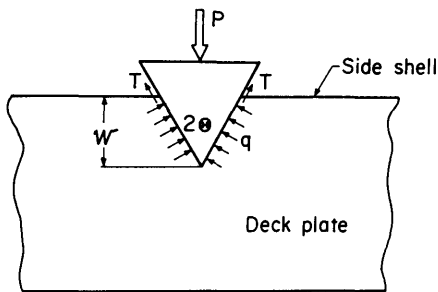


Fig.17 Penetration of bow into ship-side

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, 2Θ : 船首角, $t\delta$: 肋骨を考慮した甲板板厚, σ_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° 、先端半径 15mm 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 1.3ton 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 50ton 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 (120ton) 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 101.5mm 、高さ 110mm 、板厚 5mm 、最大荷重 63.6ton 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° 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を受ける荷重の変化、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 50ton 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した。計測器の応答特性は、ロードセルの応答周波数で 2KHz 、動的歪測定器では 4KHz 、データレコーダーでは 20KHz である。現象の持続時間は約 0.05sec 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

16mm 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 1m とし架構の直前で測った。

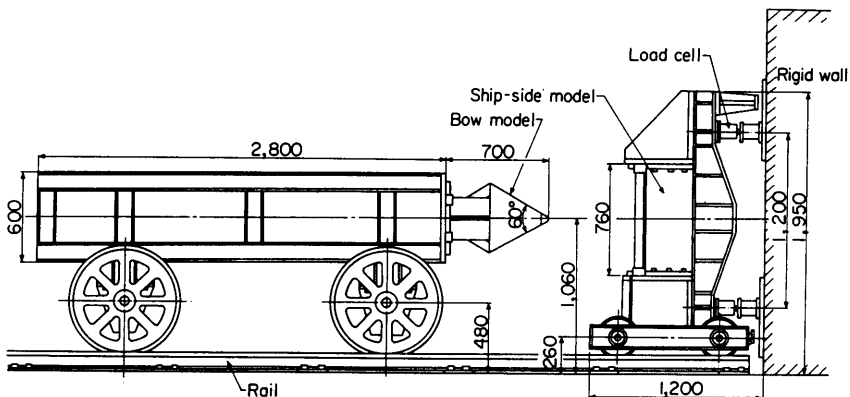


Fig.18 Dynamic test setup

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)]								

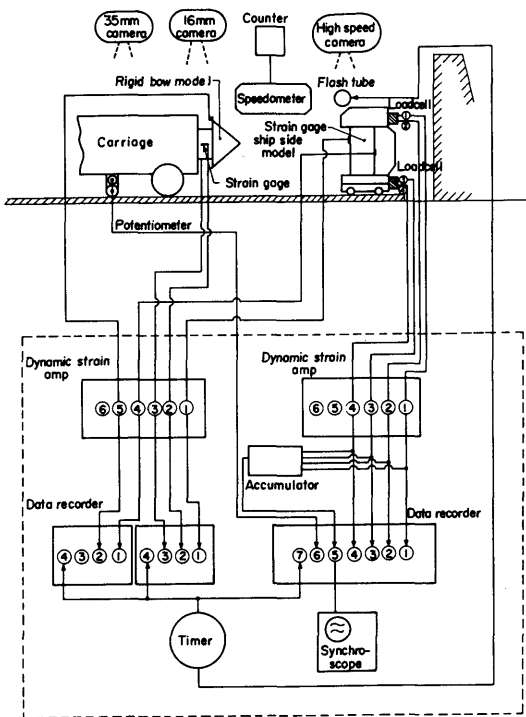


Fig.19 Schematic representation of measuring instruments

(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

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

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 δ は

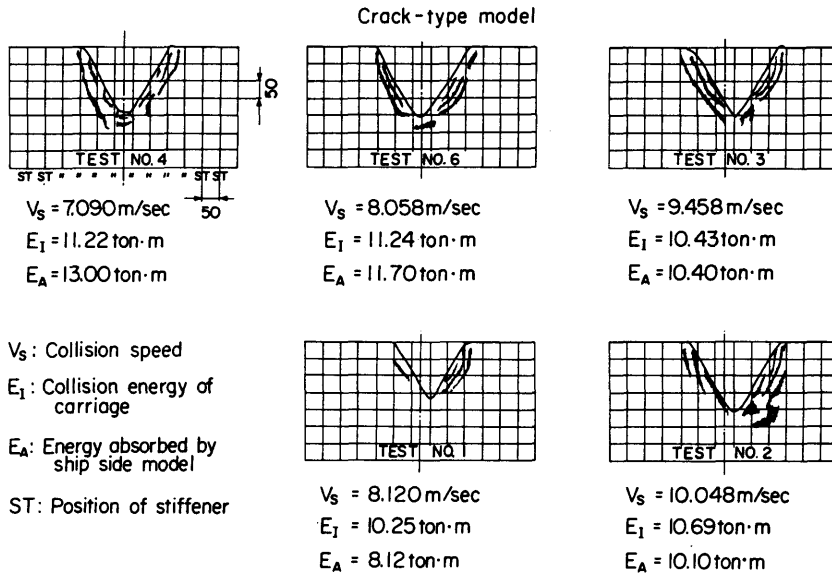


Fig.20 Penetration of bow into ship-side model
(Crack type)

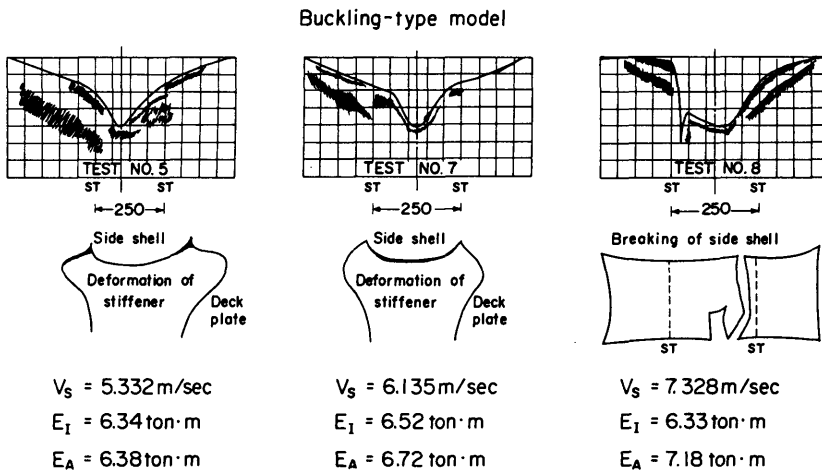
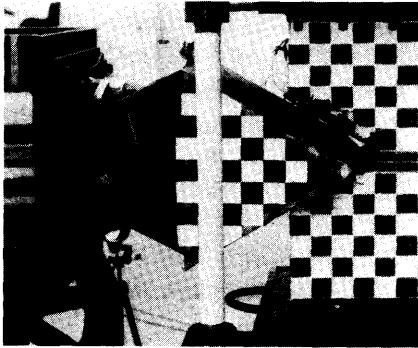
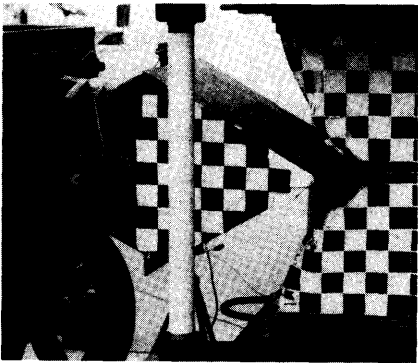


Fig.21 Penetration of bow into ship-side model
(Buckling type)



(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 ϵ 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 δ_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。

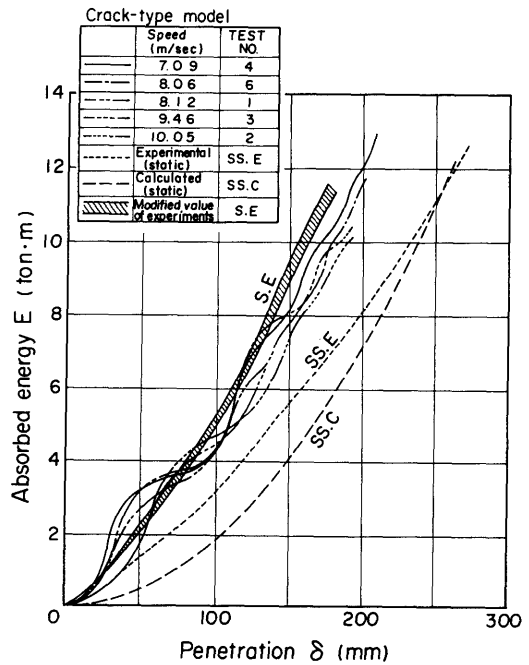


Fig.22 Absorbed energy-penetration curves (Dynamic, Crack type)

(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³⁷⁾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、

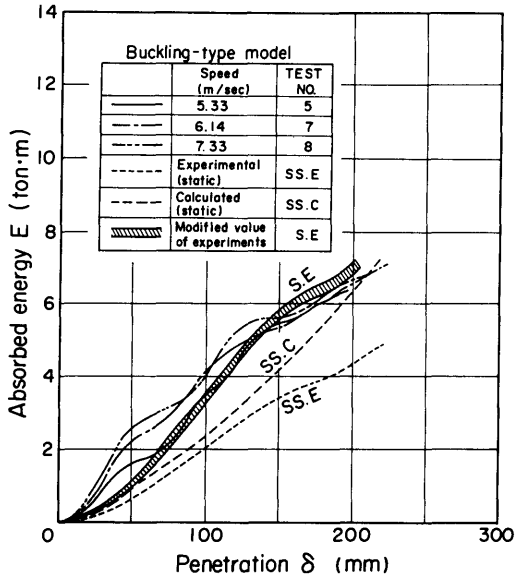


Fig.23 Absorbed energy-penetration curves (Dynamic, Buckling type)

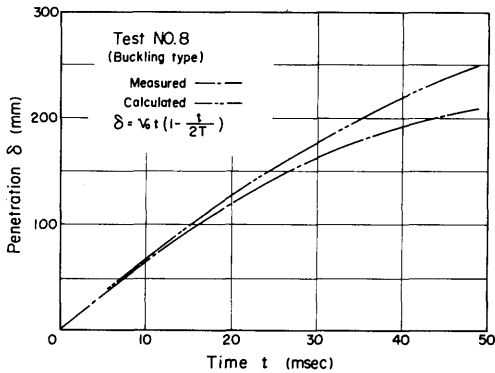


Fig.24 Penetration-time curves

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^{8~11)}を簡易化して用いることにする¹⁵⁾。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), σ₀: 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), σ_Y : 降伏応力, w : 船首突入量, 2ℓ : 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Spinelli²⁹⁾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^{23)~25)}。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 γ とすると、突入量に対する荷重は γ^2 に比例し、吸収エネルギーは γ^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

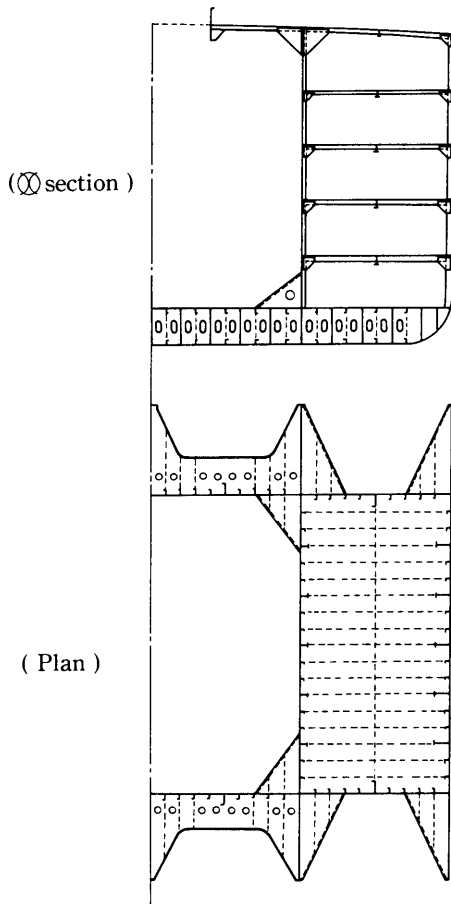


Fig. 25 Protective structure [Structure type A, Ref. (29)]

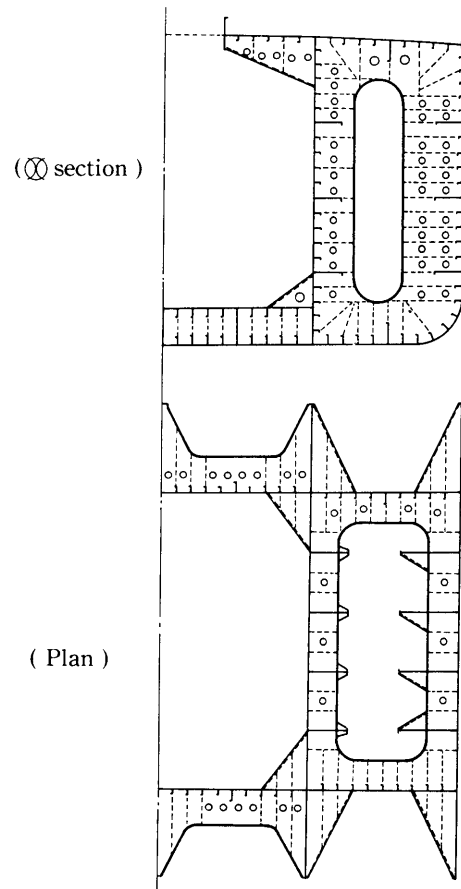


Fig. 26 Protective structure [Structure type B, Ref. (29)]

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⁵⁸⁾を適用した例⁵⁹⁾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⁶⁰⁾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、

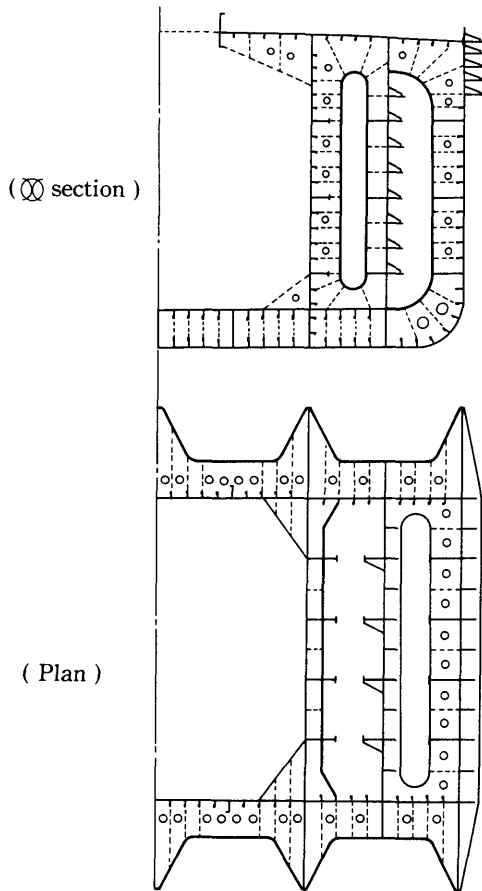


Fig.27 Protective structure [Structure type C, Ref. (29)]

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⁵⁰⁾、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

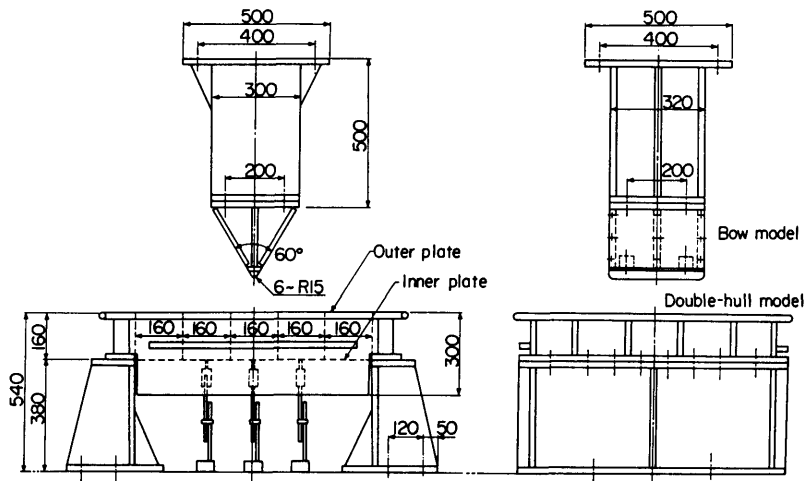


Fig.28 Test setup

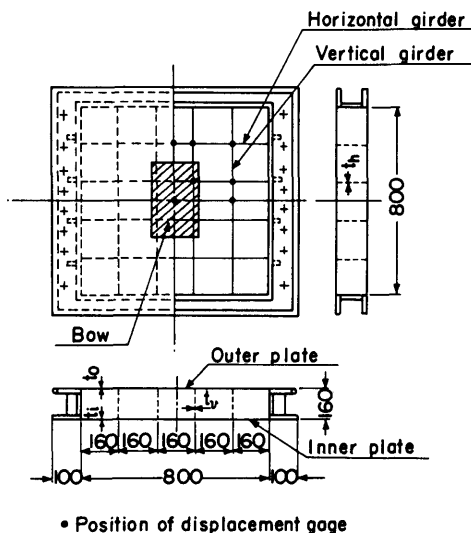


Fig.29 Test model

型を参考にして、船首角は 60° 、先端半径は 6 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

(64)

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 ton あるいは 2 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）。