

(昭和 57 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

船首構造の最終強度について

正員 大西 登喜夫* 正員 川 上 肇*
正員 安 川 度* 正員 長 沢 準**

On the Ultimate Strength of Bow Construction

by Tokio Ohnishi, *Member* Hajime Kawakami, *Member*
Wataru Yasukawa, *Member* Hitoshi Nagasawa, *Member*

Summary

So far, the protection of a nuclear powered ship has been evaluated by its own capacity absorbing the collision energy in its destruction. On the other hand, it is recently reported that instead of the energy absorbing type barrier, a resisting type barrier has been developed which absorbs the collision energy mainly in the destruction of the striking bow.

To design such a type of barrier, it is necessary to estimate the load acting on the side structure of the nuclear powered ship. This load is obtained by the following procedure :

- (1) Calculate the ultimate strength of a bow construction of the striking ship to get a load-deformation curve.
- (2) Carry out a collision simulation analysis to obtain the bow deformation in collision.
- (3) Estimate the load corresponding to the bow deformation using the load-deformation curve.

It seems that there is not any established method of calculating the ultimate strength of a bow construction.

So we have studied the ultimate strength of a bow construction of the striking ship.

First, we have made a theoretical calculation by the F. E. M. on a ideal mathematical frame model of bow construction. Then, in order to clarify the behavior of the bow collapse and verify the calculation method, we have carried out collapse experiments using 1/10-scale bow models of tanker and container ship and compared the results of the experiments with those of the theoretical calculation, by which a reasonable agreement of both has been confirmed. Further, we have estimated the collapse loads of bow construction of actual ships and obtained the load-deformation curves. By these studies, it has become possible to determine the load acting on the side structure of the nuclear powered ship and the bow deformation of the striking ship in collisions.

1 緒 言

原子力船の原子炉施設を衝突に対して保護する耐衝突構造は、従来自船の船体構造の破壊により相手船の運動エネルギーを吸収することとして能力を評価してきた。しかしながら外国の最近の研究においては、衝突の際、自船の損傷を許容できる小さな程度にとどめ、主として相手船船首を破壊する考え方をとった抵抗型耐衝突構造を開発したと伝えられている^{1)~3)}。

このような、抵抗型耐衝突構造の開発には、原子力船の船側構造に作用する荷重を精度良く求めることが必要となる。原子力船の船側に作用する荷重を求める手順は

抵抗型船側（剛船側）の場合次のようになる。

(1) 衝突船船首が崩壊するときの荷重と崩壊量の関係を求める。

(2) 船首の荷重と崩壊量の関係を用いて衝突時の運動解析を行い、船首の崩壊量を求める。

(3) 船首の荷重と崩壊量の関係より崩壊量に対応した荷重を求める。

これらのうち、(1)の衝突船船首が崩壊するときの荷重を求めるには、船首構造の最終強度解析が必要となるが、これについてはこれまでほとんど行われておらず^{4)~7)}、解析法も確立していないようである。本研究は船首構造の最終強度解析法を確立し、船側に作用する荷重を求めることを目的として次の項目を実施した。

(a) 有限要素法を用いた骨組モデルによる船首構造

* 川崎重工業(株)技術研究所

** 船舶技術研究所

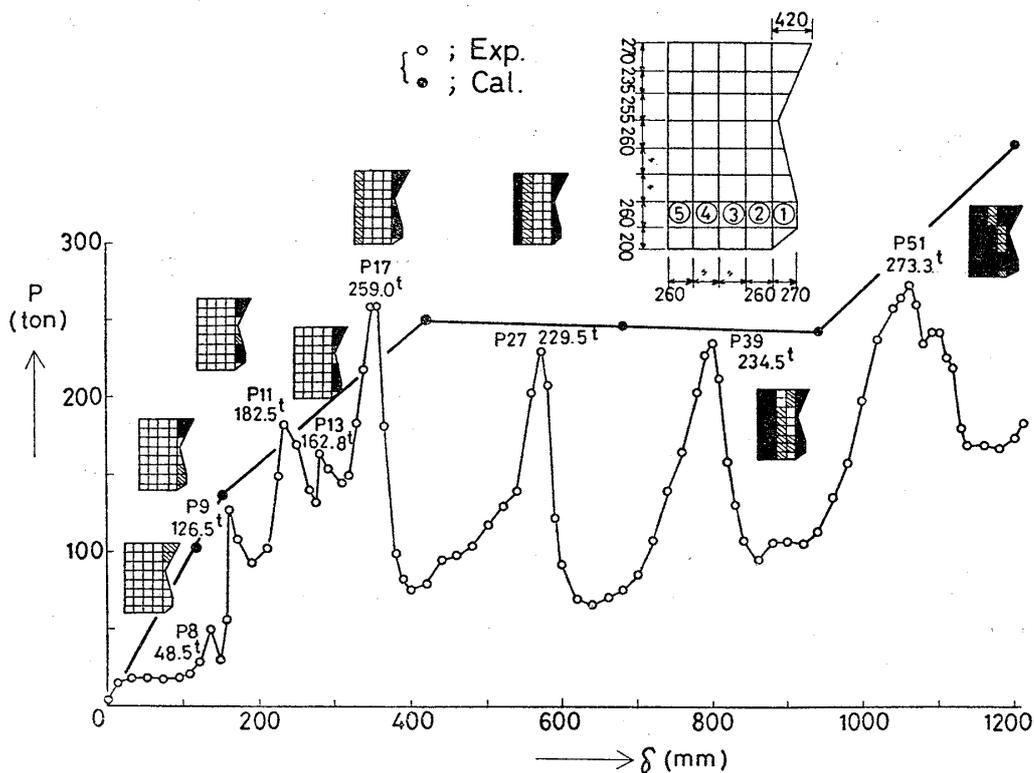


Fig. 4 Load-deformation curve of container ship model

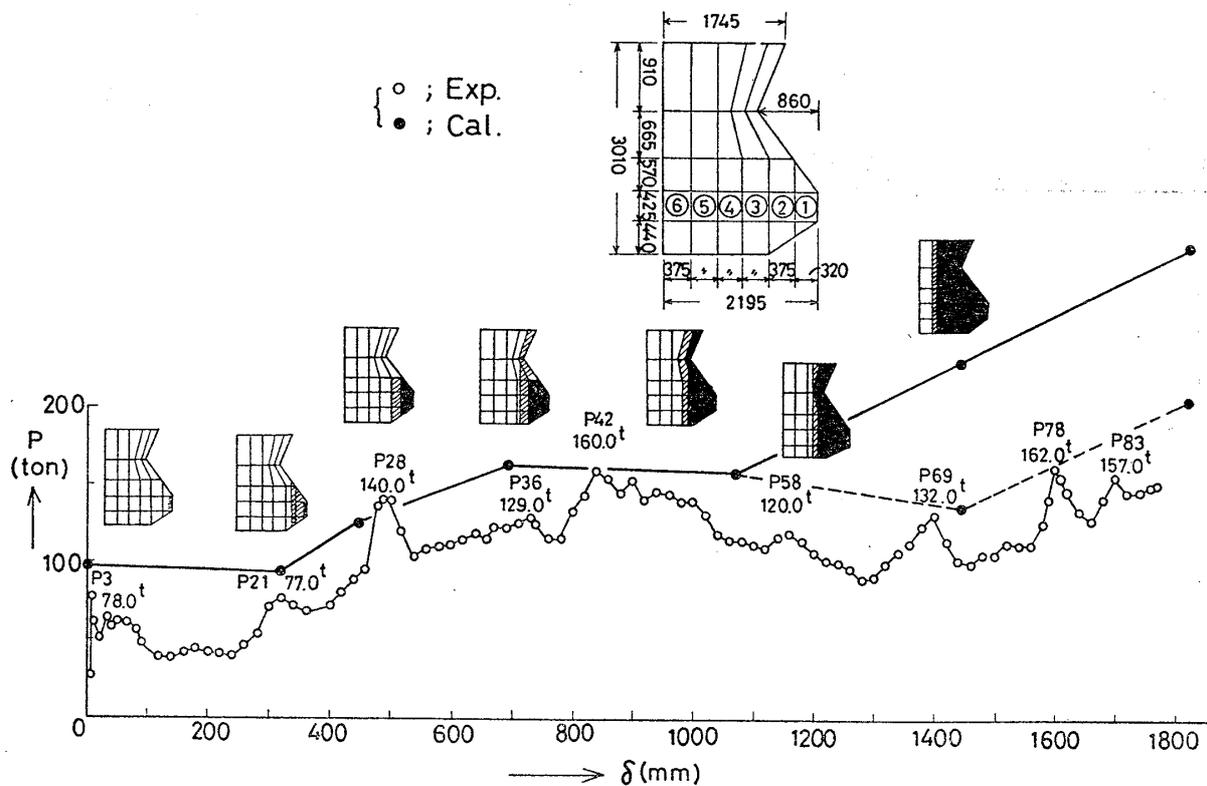
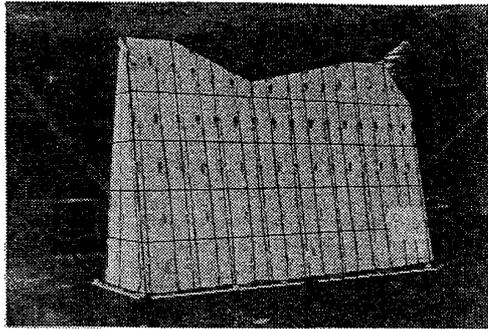
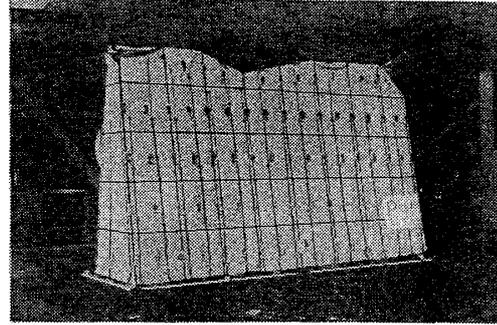


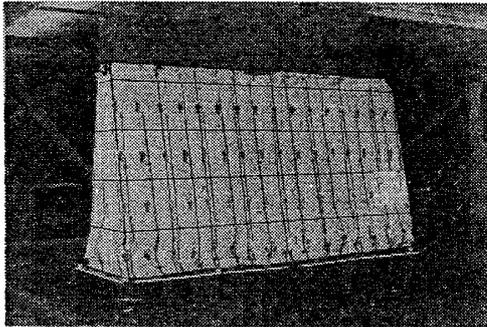
Fig. 5 Load-deformation curve of tanker model



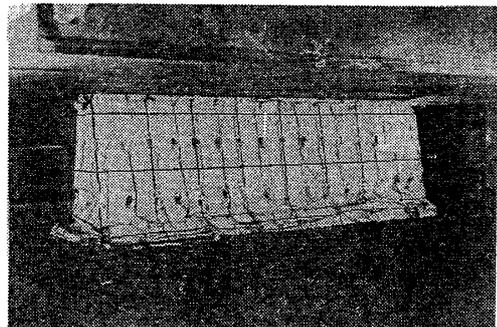
(a) P8 (48.5t)



(b) P11 (182.5t)

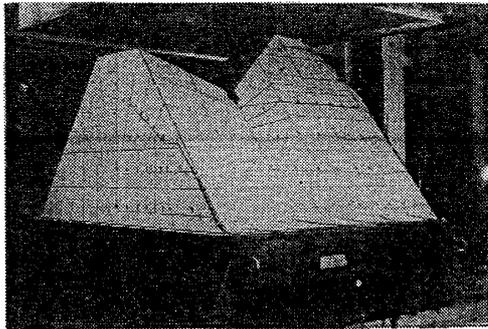


(c) P17 (259.0t)

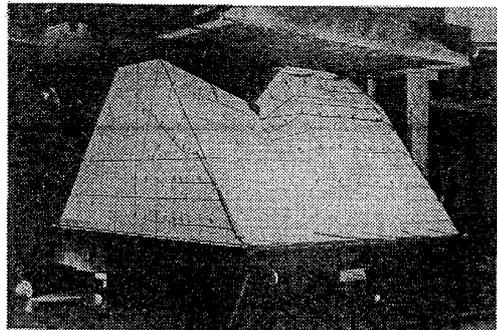


(d) P39 (234.5t)

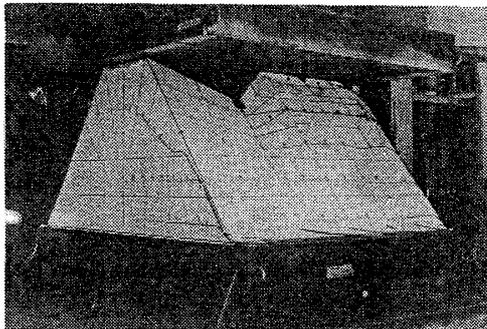
Fig. 6 Collapse mode of container ship model



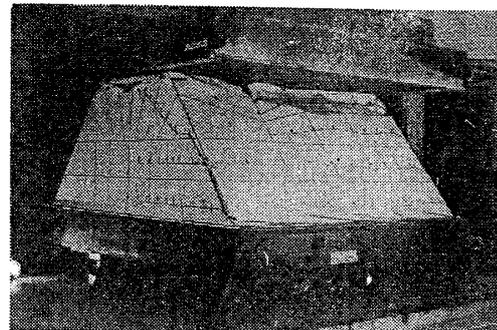
(a) P3 (78.0t)



(b) P21 (77.0t)



(c) P28 (140.0t)



(d) P42 (160.0t)

Fig. 7 Collapse mode of tanker model

由によると考えられる。

コンテナ船模型は③の部分が他の部分に比べ外板の板厚が厚いので強度がもっとも高い。③以降の部分は後方ほど強度は高いが、差は小さい。したがって実験では端部影響により⑤の部分の強度が低下し、③以降の部分の中で⑤の強度が最小になったものと想像される。そして

⑤が後方から崩壊し、続いて④、③の順に崩壊したものと考えられる。タンカーの場合、崩壊は①、②、……の順に生じており、解析と実験で崩壊順序は一致している。

次に荷重～崩壊量曲線の形状について検討する。コンテナ船模型の実験結果では、荷重はピークに達したあと急激に低下し、全体の荷重～崩壊量曲線はのこ歯状にな

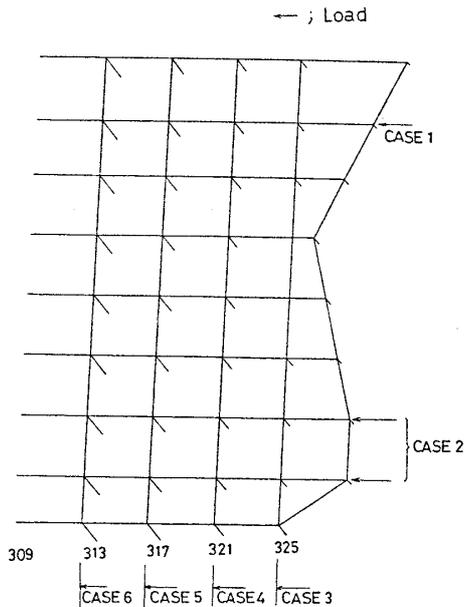


Fig. 8 Idealized model of container ship model

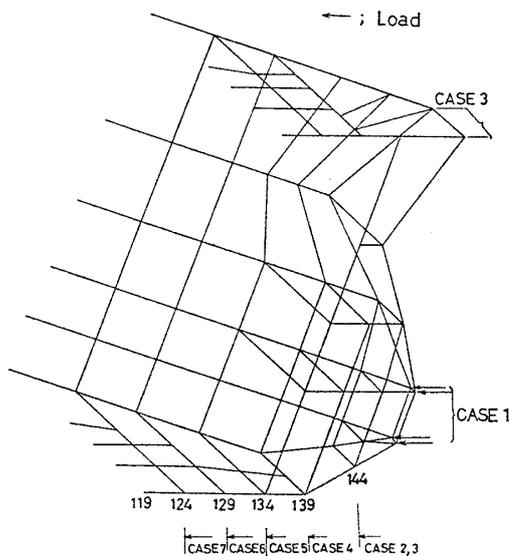


Fig. 9 Idealized model of tanker model

っている。しかし骨組モデルによる解析ではピーク荷重は求まるが荷重の低下部分は求めることができない。この点については今後の課題である。一方、タンカー模型の場合この低下はコンテナ船模型ほど大きくない。これはコンテナ船ではタンカーに比べて縦部材の開き角が小さいことおよび同一フレーム間内にある縦部材の寸法や強度の差が小さいため、各縦部材がほぼ同時に最高荷重に達しその後の荷重の低下もほぼ同時に生じるためと考えられる。

またピーク荷重に対応した崩壊量については実験値と計算値に差がある (Table 1, Fig. 4 および Fig. 5 参照)。これは解析ではある断面が崩壊するとき、それ以前に崩壊した部分はないとして解析するが、実際には折りたたまれた部材の固まりが剛船側と当該断面の間に存在する

Table 2 Comparison between numerical and experimental results of ultimate strength (Container ship model) (ton)

Case No.	Calculation	Experiment	Cal. / Exp.
1	102.9	48.5	2.12
2	136.4	126.5	1.08
3	365.6	273.3	1.34
4	243.4	234.5	1.04
5	246.8	229.5	1.08
6	249.4	259.0	0.96

Table 3 Comparison between numerical and experimental results of ultimate strength (Tanker model) (ton)

Case No.	Calculation	Experiment	Cal. / Exp.
1	97.6	78.0	1.25
2	93.8	77.0	1.22
3	126.0	140.0	0.90
4	163.0	129.0	1.26
5	158.2	160.0	0.99
6	229.9	132.0	1.74
	136.7*	132.0	1.04
7	306.6	162.0	1.89
	207.0*	162.0	1.28

* Without load on deck

ため、計算上より小さな変位で崩壊することになる。この部材の固まりは崩壊量が大きくなるほど大きくなるので計算と実験のピーク荷重に対応した崩壊量の差も崩壊量が大きくなるほど大きくなる。この差をあらかじめ推定して計算に含めるのは困難であるが、実験結果によるとその差は概略そのときの変位の1割程度である。

なお、タンカーの場合、崩壊が極めて大きくなった場合の計算値と実験値の差が大きくなった。これは、この時点で実験では甲板の全体的座屈が生じ、以後甲板の荷重の分担能力が大きく低下したためと考えられる。甲板の全体座屈はここで扱った骨組モデルの解析では取り扱えず、このような現象を考慮した解析はかなり複雑になる。参考のため、甲板が以後荷重をまったく分担しなくなったと考えて、ケース6およびケース7について計算を行ってみた。計算結果を Table 3 および Fig. 5 に示すがこの場合の方が実験結果と近い値となる。しかし、実船でこのような甲板の全体座屈が生じるかどうかは疑問

があり、4章の実船の計算では甲板の全体座屈を生じないと考えた場合および生じると考えた場合について計算を行った。

4 実船船首構造の最終強度

4.1 骨組モデルによる解析

4.1.1 構造のモデル化

代表的な船首構造として Fig. 10~12 に示す 2000TEU コンテナ船、400 型タンカーおよび耐氷船 (耐氷構造を有する 11,200 DWT 型 RO/RO 船) を選び、2章で述べた解析法によりこれらの船首部の最終強度解析を行った。対象船の主要目を Table 4 に示す。

計算範囲は Fig. 10~12 に示すように collision bulkhead より前の部分を考え、対称性を考慮して片舷をモデル化した。それらの計算モデルを Fig. 13~15 に示す。計算は collision bulkhead の位置で固定し、荷重を各フレーム位置に一律な強制変位で与えて、反力を求めるこ

Table 4 Principal dimensions

Item	Container ship	Tanker	Ice strengthened ship
L_{PP} (m)	248.0	360.0	134.5
B (m)	32.2	69.0	32.2
D (m)	19.9	28.7	20.3
d (m)	12.0	22.75	7.8
DWT (ton)	35,000	409,000	11,200

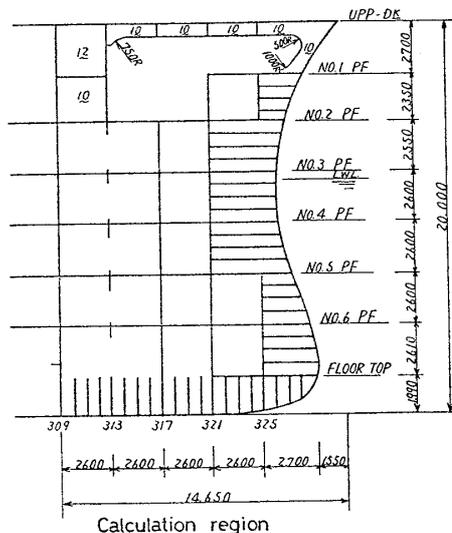


Fig. 10 Bow of container ship

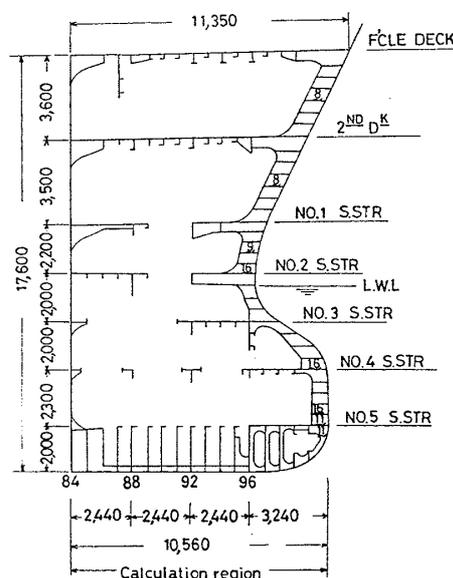


Fig. 12 Bow of ice strengthened ship

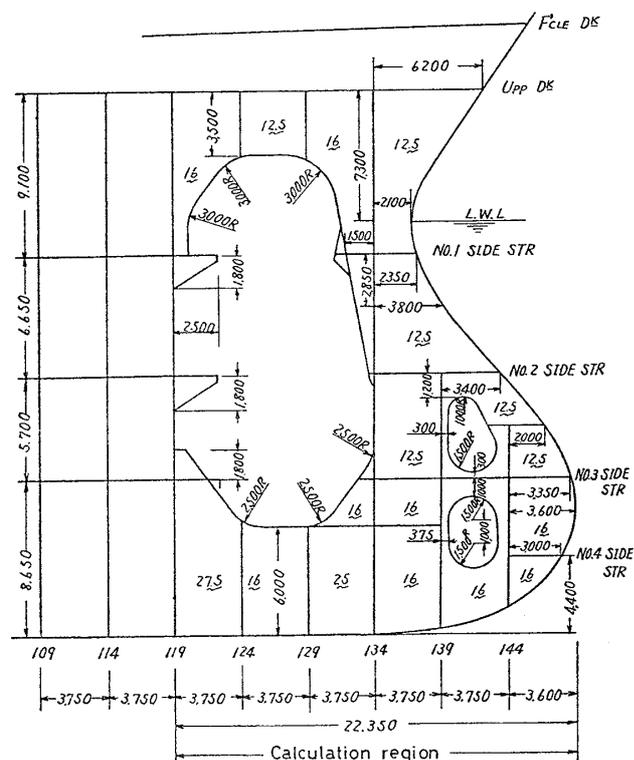


Fig. 11 Bow of tanker

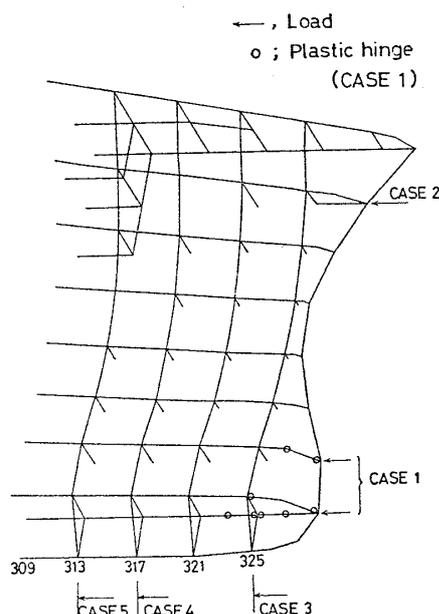


Fig. 13 Idealized model of container ship

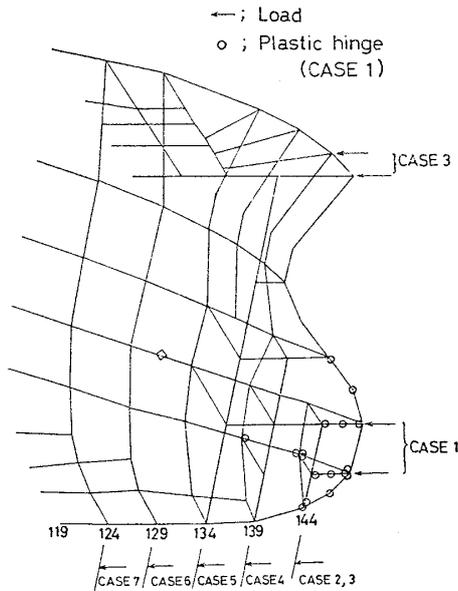


Fig. 14 Idealized model of tanker

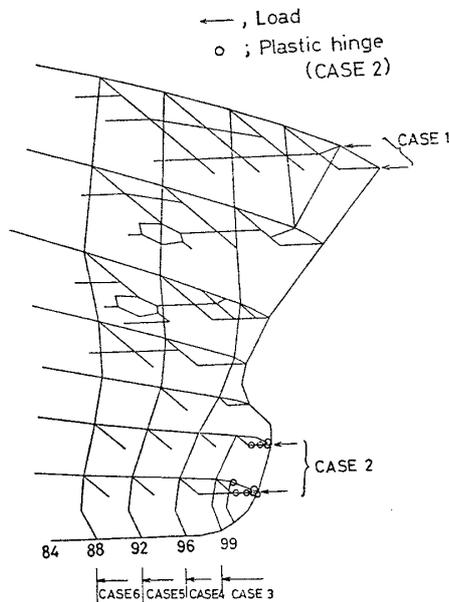


Fig. 15 Idealized model of ice strengthened ship

とにより崩壊荷重を求めた。荷重の作用位置は、コンテナ船については Fig. 13 に示すように、船首先端、フレーム 325 (以下 Fr 325 のように略す)、Fr 317, Fr 313 の順に移動させた。タンカーについては Fig. 14 に示すように、船首先端、Fr 144, Fr 139, Fr 134, …… の順に移動させた。耐氷船については Fig. 15 に示すように、船首先端、Fr 99, Fr 96, Fr 92, …… の順に移動させた。コンテナ船の場合、Fr 325 の位置に荷重を載荷させたとき、Fr 321~Fr 325 間の構造の強度が高く崩壊せず、その後方の Fr 317~Fr 321 間の構造が崩壊した。そこでケース 4 では荷重の作用位置を Fr 321 にとらず Fr 317 に移した。有効幅を用いた部材の断面形状の例をタンカーの◇印をつけた部材 (Fig. 14 参照) について Fig. 16 に示す。なお実船の計算では降伏応力はすべて

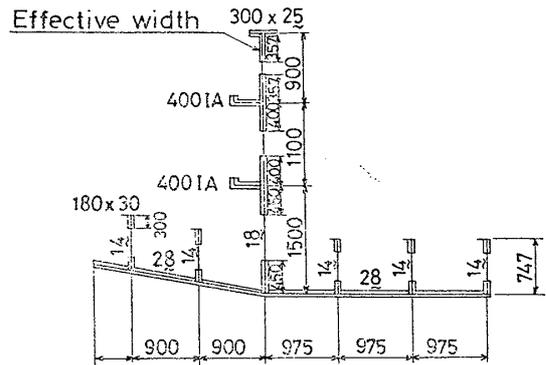


Fig. 16 Example of section for a longitudinal member of tanker

24kg/mm² を使用した。また、タンカーのケース 6 およびケース 7 については甲板が荷重を分担するとした場合と分担しない場合の両方について計算を行った。

4.1.2 計算結果と考察

コンテナ船、タンカーおよび耐氷船についての計算結果を Table 5 および Fig. 17~19 に示す。表中、Full yield とあるのは有効幅を考慮した縦部材の断面が軸力のみを受けて全面降伏すると考えたときの荷重である。最高荷重に達したときの塑性関節発生状況の一例を Fig. 13~15 中に○印で示した。Table 5 において、骨組モデルによる解と全面降伏するとした場合の解を比較すると後者は前者に比べてかなり高目の値を与える。これは後

Table 5 Numerical results of actual ships

Kind of ship	CASE No.	FEM	(ton)	
			Full yield	Full yield / FEM
Container ship	1	2,224	5,695	2.56
	2	3,250	4,961	1.53
	3	7,290	10,529	1.44
	4	8,618	10,527	1.22
	5	13,489	14,453	1.07
Tanker	1	13,436	22,072	1.64
	2	12,280	19,348	1.58
	3	19,972	34,268	1.72
	4	21,431	36,882	1.72
	5	25,003	67,224	2.69
	6	33,836	83,094	2.46
	7	54,400	91,214	1.68
Ice strengthened ship	1	1,702	3,217	1.89
	2	3,708	8,075	2.18
	3	7,457	9,354	1.25
	4	9,994	21,378	2.14
	5	9,904	15,378	1.55
	6	11,654	18,103	1.55

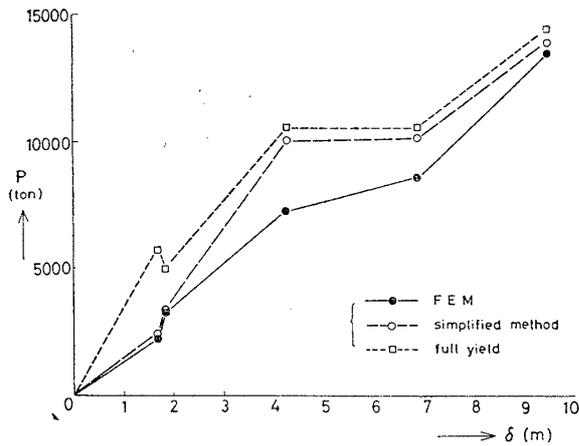


Fig. 17 Load-deformation curves of container ship by F.E.M. and simplified method

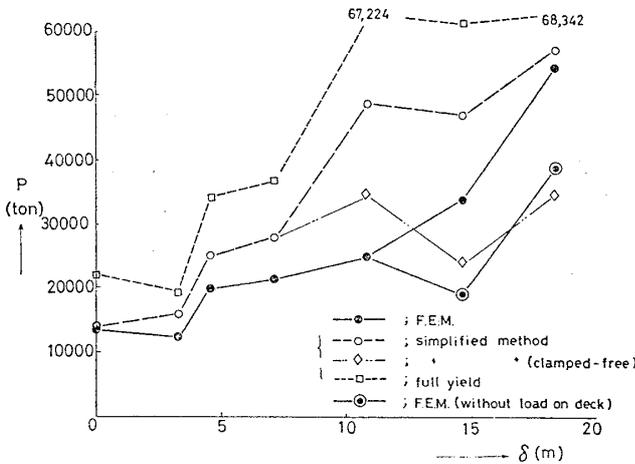


Fig. 18 Load-deformation curves of tanker by F.E.M. and simplified method

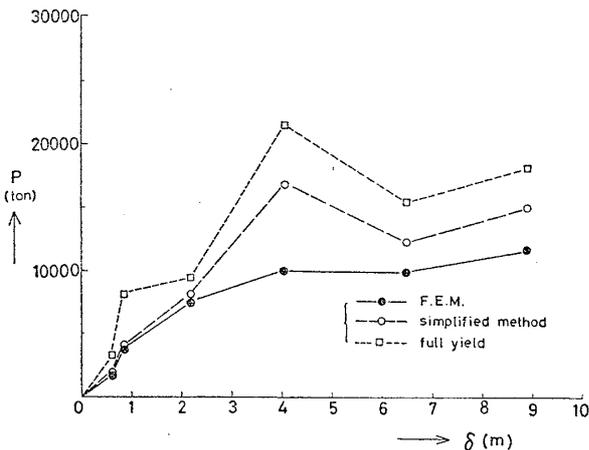
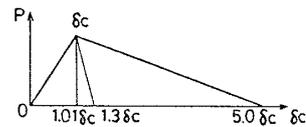


Fig. 19 Load-deformation curves of ice strengthend ship by F.E.M. and simplified method

者の場合、各個撃破の現象が考慮されていないことおよび部材の傾きが考慮されていないためと考えられる。コンテナ船、タンカーおよび耐氷船の崩壊荷重の概略の大きさの比較を考えると、断面位置によって崩壊荷重は異なるが、船首先端と collision bulkhead の中間位置の崩壊荷重で比較してみる。コンテナ船の場合船首から約 7

Table 6 The effects of $P-\delta$ curve of longitudinal member on the ultimate strength of bow construction

Kind of ship	case No.	(ton)			
		1.01 δ_c	1.3 δ_c	5.0 δ_c	Eq.(4.3)
Container ship	1	—	2,224	2,291	2,349
	3	—	7,290	8,334	—
Tanker	1	13,436	13,436	13,640	—
	5	—	25,003	27,487	—
Ice strengthend ship	2	—	3,708	3,800	—
	4	—	9,994	9,994	—



m の位置となり、崩壊荷重は約 9,000 ton となる。タンカーでは船首から約 11m の位置となり、崩壊荷重は約 25,000 ton となる。耐氷船では船首から約 5m の位置となり、崩壊荷重は約 10,000 ton となりコンテナ船とはほぼ等しい。タンカーの場合の崩壊荷重が最も大きい、コンテナ船の船首の断面積は他船に比べて小さく、単位面積当りの崩壊荷重は大きいと考えられる。前述の位置でのコンテナ船およびタンカーの断面積はそれぞれ 74m² および 602m² であり、単位面積当りの崩壊荷重はコンテナ船で約 125t/m²、タンカーで約 42t/m² となる。したがってコンテナ船の場合、単位面積当りの崩壊荷重が大きく、被衝突船の船側強度を考える場合にはこの点を考慮する必要がある。

次に縦部材の最高荷重到達後の挙動が船首崩壊荷重に与える影響を実船船首の場合について検討した。本解析では最高荷重到達後荷重は Table 6 中の付図に示すように直線的に低下するとし、再び荷重が 0 となる時の変位 δ_0 を最高荷重時の変位 δ_c の 1.3 倍 ($\delta_0 = 1.3 \delta_c$) とした。その他の値 (1.01 δ_c および 5.0 δ_c) にした場合の計算結果と比較して Table 6 に示すが差は小さい。また、4.2 節で述べる、柱の座屈後の挙動を与える解析解を用いて骨組モデルにより船首の最終強度を求めた例も Table 6 に示すが差は小さい。これらより、縦部材の最高荷重到達後の挙動について、本解析法で用いた取り扱い方、すなわち最高荷重到達後荷重は直線的に低下するとし、 $\delta_0 = 1.3 \delta_c$ とし、船首の崩壊荷重を求めることができると考えられる。

4.2 簡易計算法

船首構造の最終強度は骨組モデルによる弾塑性解析によりかなり精度よく推定できることがわかった。しかし骨組モデルによる解析は計算時間がかかるので以下に示

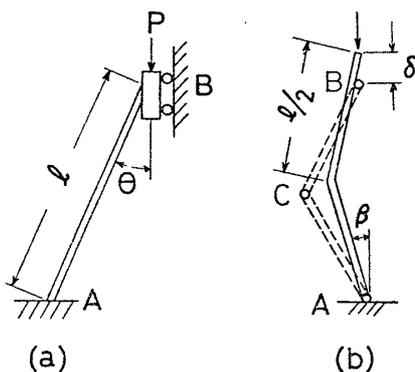


Fig. 20 Idealized model of longitudinal member for simplified method

す簡易計算法について検討した。

4.2.1 計算方法

船首構造の1フレーム間の構造を切り出して考え、縦部材は屈居後の有効幅を考慮した梁に置き換える。梁は Fig. 20(a) に示すように長さを l 、船首方向となす角度を θ とし、A点で固定、B点で回転が拘束され船長方向から強制変位 δ を受けるものとする。荷重 P は変位の増加とともに増大し最高荷重到達後曲げ変形（屈居変形）が生じ荷重 P が低下する。荷重がピークとなる変位はそれぞれ異なり縦部材は各個撃破されることになる。この変位のずれを考慮して各縦部材に作用する荷重の和の最大値を求めることにより崩壊荷重を求める。

縦部材の軸方向と船長方向が一致している場合を考える。最高荷重に達するまでの変位は

$$\delta = \frac{Pl}{EA} \quad (4.1)$$

ここに、 EA ：軸剛性

また最高荷重到達後は曲げ変形により両端と中央に塑性関節が生じるものとし、降伏条件として

$$\left| \frac{M}{M_p} \right| + \left(\frac{N}{N_Y} \right)^2 = 1 \quad (4.2)$$

ここに、 M ：曲げモーメント、 N ：軸力、 M_p ：全塑性曲げモーメント、 N_Y ：降伏軸力を用いて変位を求めると次のようになる。

$$\delta = \frac{l}{2c^2} \left\{ \frac{1 - (P/N_Y)^2}{2(P/N_Y)} \right\}^2 + \frac{Pl}{EA} \quad (4.3)$$

ここに、 $c = N_Y l / 8M_p$

(4.3) 式の妥当性を検討するため、要素模型による実験結果と比較したものを付録の Fig. A.5 に示すが、両者は良く一致しており (4.3) 式を用いて最高荷重到達後の挙動が推定できると考えられる。

縦部材が Fig. 20(b) に示すような初期変形をもつ場合、(4.3) 式は近似的に次のようになる。

$$\delta = \frac{l}{2c^2} \left\{ \frac{1 - (P/N_Y)^2 \cos^2 \beta}{2(P/N_Y)} \right\} - (1 - \cos \beta) l + \frac{Pl}{EA} \cos^2 \beta + \frac{Pl^3}{192EI} \sin^2 \beta \quad (4.4)$$

ここに、 EI ：曲げ剛性

なお、斜め部材の場合は傾斜角による修正を行えば良い。

4.2.2 計算結果と考察

上述の計算法を用いてコンテナ船、タンカーおよび耐氷船について最終強度を求めた結果を Fig. 17~19 中に示して骨組モデルによる結果と比較してみた。図中には、参考のため全断面降伏とした場合の結果も示す。

簡易計算法による解と骨組モデルによる解は全体的に近い値となっており、前述の簡易計算法で船首の崩壊荷重を概ね求めることができると考えられる。なおタンカーのケース6および7については簡易計算は甲板が荷重を分担しないと考えた場合の結果のみ示す。簡易計算と全断面降伏による解を比較すると一部を除いて比較的近い値となっている。タンカーのケース5~7で簡易計算と骨組モデルによる解の差が大きい。この原因としてタンカーの構造上の特徴が考えられる。すなわちタンカー船首のフレーム134より後方では、縦部材の横方向変位を拘束する部材がない個所が多い。特に部材が斜めの場合はこの影響は大きいと考えられる。そこで比較のためこのような場合は一端固定一端自由という境界条件のもとに部材の $P \sim \delta$ 曲線を求め、船首の荷重～崩壊量曲線を求めた。計算結果を Fig. 18 中に◇印で示すが、骨組モデルによる結果とかなり近い値となる。しかし実際には一端が自由という条件は極端すぎると考えられる。

以上、簡易計算法について検討したが、1フレームをとり出して考えているため、それより後方の部材による弾性支持の影響が入らないことや境界条件のとり方などにまだまだ問題点が多いと考えられる。

4.3 衝突解析に対する考察

前節までに、船首の最終強度の計算法について述べるとともに、実船船首の荷重～崩壊量曲線を求めた。

船側が剛な場合、船首の荷重～崩壊量曲線 (Fig. 17~19) を用いて衝突時の運動解析を行うことにより船首の崩壊量を求めることができる。また簡易的な計算を行うには衝突船の運動エネルギーをすべて船首の崩壊で吸収するとして崩壊量を求めることができる。ところでコンテナ船模型の実験結果 (Fig. 4) によれば、荷重はピーク荷重に達した後かなり低下し、次のピークで再び上昇する。したがって、実船船首において荷重～崩壊量曲線がこのような歯状になる場合は吸収エネルギーが小さくなり、計算で得られた荷重～崩壊量曲線を用いた場合より崩壊量が多くなる。それにつれて船側に作用する荷重も大きくなるが、崩壊量の増加に対する荷重の増加がそれほど大きくない場合は差が小さいと考えられる。なお、タンカーの場合はコンテナ船ほど荷重の低下は見られず (Fig. 5)、上述の点は考慮しなくても良いと考えら

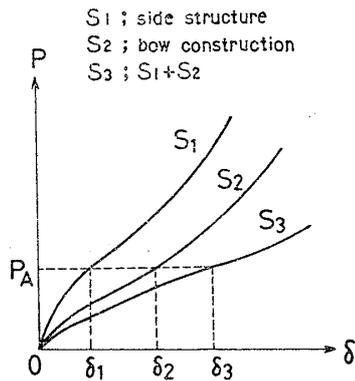


Fig. 21 Load-deformation curves of bow and side structure

れる。

次に船首だけでなく船側も崩壊する場合を考える。船側構造と船首構造の荷重～崩壊量曲線が求まっており、Fig. 21 の S_1 および S_2 で表わされるような単調増加の曲線とする。ある荷重 P_A に対して船側および船首はそれぞれ δ_1 および δ_2 だけ崩壊するので、全体の崩壊量 δ_3 は $\delta_1 + \delta_2$ となり、全体の荷重～崩壊量曲線は S_3 のようになる。 S_3 を用いて衝突解析を行うことにより船首および船側の崩壊量を求めることができる。もし、荷重～崩壊量曲線がのこ歯状になるときは取り扱いが少し複雑になるが、基本的には同様の解析が可能であると考えられる。

なお、船側の強度についてはこれまで多くの研究があり^{9)~15)}、それらを利用して船側の荷重～崩壊量曲線を求めることができると考えられ、本研究で示した方法で船首の荷重～崩壊量曲線を求め、両者を用いて上述の取り扱いができると思われる。

5 結 言

以上、原子力船の抵抗型耐衝突構造の開発に必要な、船側に作用する荷重を求めるため、衝突船舶の模型実験を実施するとともに、船首の最終強度解析法について検討した。そして、代表的な衝突船としてコンテナ船、タンカーおよび耐氷船を選び、船首構造を骨組構造にモデル化して船首の最終強度解析を実施し、船首の荷重～崩壊量曲線を求めた。得られた結果をまとめると次のようになる。

(1) 船首構造模型実験の結果、崩壊荷重（ピーク荷重）については骨組モデルによる計算値と実験値は良く一致し、骨組モデルによる解析で船首の崩壊荷重が推定できる。

(2) 実船船首の崩壊荷重を比較するとタンカーが最も大きく、船首先端と collision bulkhead との中間位置で約 25,000ton となる。コンテナ船および耐氷船は概略等しく、上述の位置でそれぞれ約 9,000 ton および約

10,000ton となる。しかしコンテナ船が衝突する場合に船側に作用する荷重範囲はタンカーなどに比べてかなり狭いので、船側にとって厳しい条件となる場合があり注意が必要である。

(3) ピーク荷重を結んで得られる荷重～崩壊量曲線を用いて衝突解析により船首の崩壊量、船側に作用する荷重が求められる。船側が崩壊する場合についても、上述の船首の荷重～崩壊量曲線を用いて船側に作用する荷重および船側の崩壊量について求めることができると考えられる。

おわりに、本研究は科学技術庁から原子力平和利用委託研究として、日本造船研究協会原子力船第 10 研究部会の研究の一環として実施したものであり、終始ご指導およびご援助をいただいた関係各位に深く感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) G. Woisin : Bericht über Kollisionsschutzversuche, GKSS (1976).
- 2) G. Woisin : Conclusion from collision examinations for nuclear merchant ships in the FRG, Proc. of Symp. on N.S. Humb (1977).
- 3) K. A. Reckling : On the Collision Protection of Ship, PRADS Symp. Tokyo (1977).
- 4) V. Minorsky : Bow Loading Values (Bulbous bow) Task II, George G. Sharp Report (1977).
- 5) V. Minorsky : Development of Ship Loading Values (Bow in Collision) Task VIII, George G. Sharp Report (1978).
- 6) K. A. Reckling : Beitrag der Elasto und Plasto-mechanik zur Untersuchung von Schiffskollisionen, Jahrbuch STG (1976).
- 7) 長沢 準, 有田喜久雄, 谷 政明, 岡 修二 : 通行船舶の橋脚衝突時の圧壊強度について, 日本造船学会論文集, 第 142 号 (昭和 52 年 12 月).
- 8) D. Faulkner : A Review of Effective Plating for Use in the Analysis of Stiffened Plating in Bending and Compression, Journal of Ship Research, Vol. 19, No. 1 (1975).
- 9) 酒井利夫, 潮田史郎 : 衝突時の船側構造の強度について, 関西造船協会誌, 第 115 号 (昭和 39 年).
- 10) 酒井利夫, 西牧 興, 潮田史郎 : 船体の耐衝突構造の強度試験, 関西造船協会誌, 第 124 号 (昭和 42 年).
- 11) 日本造船研究協会 : 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 (昭和 42 年), および第 2 報 (昭和 43 年), 最終報告書 (昭和 45 年).
- 12) Yoshio Akito, Katsuhide Kitamura : A Study on Collision by an Elastic Stem to a Side Structure of Ships, 日本造船学会論文集, 第 131 号 (昭和 47 年 6 月).
- 13) V. Minorsky : An Analysis of Ship Collision

- with Reference to Protection of Nuclear Power Plants, Journal of Ship Research(1959).
- 14) D.Y.Chang : The Development and Validation of a Mathematical Model for the Design of Protection Barriers for Nuclear Powered Ships, George G.Sharp Report (1978).
 - 15) J.F.McDermott, R.G.Kline, E.L.Jones, Jr., N.M.Maniar, W.P.Chiang : Tanker Structural Analysis for Minor Collisions, SNAME (1974).
 - 16) 日本造船研究協会, 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, 昭和 53 年度報告書 (昭和 54 年 9 月), 昭和 54 年度報告書 (昭和 55 年 9 月), 昭和 55 年度報告書 (昭和 56 年 9 月).

付録 要素模型実験

骨組構造にモデル化する際に用いる座屈後の有効幅に

ついて Faulkner の式の適用性を検討し, 縦部材の最高荷重到達後の挙動を調査するため Fig. A.1~A.3 に示す要素模型を用いて静的圧縮試験を行った。模型の寸法は 400 型タンカーの船首構造を参考にして決めたものである。実験は 200ton 圧縮試験機を使用して変位制御で行った。

Fig. A.4 に実験結果の荷重と軸変位の関係を示す。図中の計算値は Faulkner の式を用いて座屈後の有効幅を求め, 断面が全面降伏するとして最高荷重を推定したものである。最高荷重の実験値と計算値を比較すると, A-1 模型および A-2 模型についてはほぼ一致している。A-3 模型については計算値は実験値の約 2 倍になり, かなり高目の値を与える。この不一致の原因として次の点が考えられる。防撓材は荷重が最高荷重に達するまで撓まないと考えたが, A-3 模型の防撓材の両端がスニップしているため防撓材部分では荷重が偏心して作用し最初から曲げ変形が生じる。この場合の耐力は防撓材が撓まないと考えた場合に比べ低下する。また模型のコーナー部と防撓材部の耐力が最大値に達する時期にずれが生じ

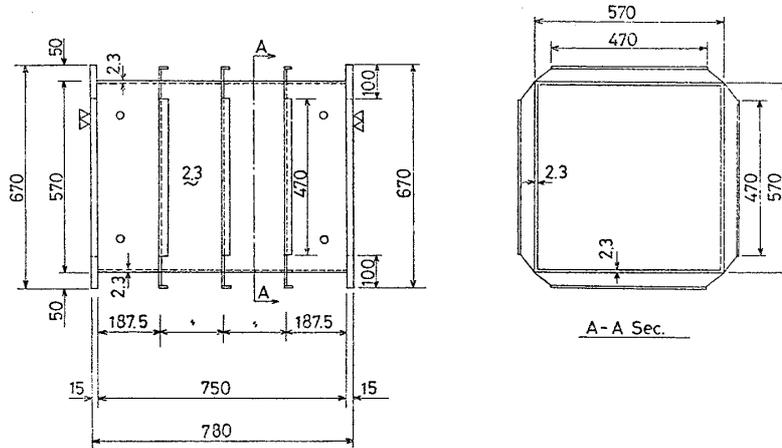


Fig. A.1 Test model (A-1 model)

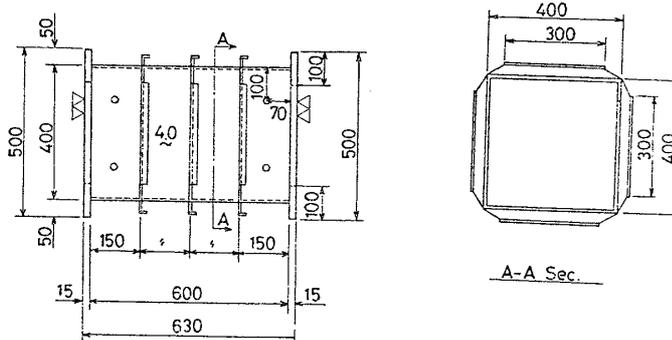


Fig. A.2 Test model (A-2 model)

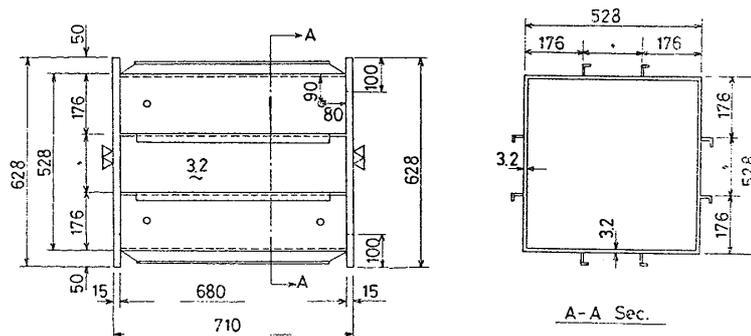


Fig. A.3 Test model (A-3 model)

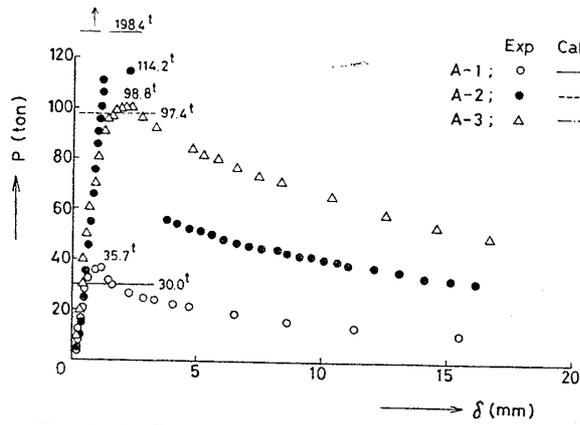


Fig. A.4 Relation between load and axial displacement

る。このため、このずれを考慮しない場合に比べて模型全体の耐力は低下する。以上に述べた点を考慮して A-3 模型の最高荷重を求めると 112.8 ton となり実験結果 98.8 ton に近い値を得た。なおこの計算では防撓材およびコーナー部を柱と見なし、座屈後の有効幅は Faulkner の式を用いて計算した。以上の結果、座屈後の有効幅として Faulkner の式を用いることができると考えられる。なお実船においては longitudinal はスニップしている場合はほとんどないので上述の点は考慮しなくて

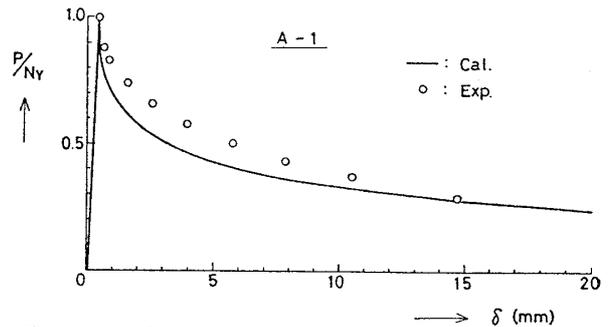


Fig. A.5 Comparison between experimental and numerical results of load-axial displacement curve

良いと考えられる。次に、4.2 節で求めた縦部材の最高荷重到達後の挙動を示す (4.3) 式を A-1 模型の実験結果と比較したものを Fig. A.5 に示す。同図において、ピーク荷重の実験値と計算値が一致するように実験値を修正した。Fig. A.5 より計算値と実験値は良く一致しており、(4.3) 式を用いて縦部材の最高荷重到達後の挙動が推定できると考えられる。なお、A-2 模型についても同様の比較を行ったが、実験値と計算値は良く一致した。実船の解析では (4.3) 式を用いていないが、4.1 節で述べたように全体の崩壊荷重に与える影響は小さい。