

(昭和 41 年 5 月造船協会春季講演会において講演)

## 構造模型による護衛艦上甲板の座屈実験

正員 杉 村 卓\* 正員 野 崎 政治\*  
正員 鈴 木 輝 雄\*

Destructive experiment of ship hull model under longitudinal bending

By Takashi Sugimura, *Member*, Masaharu Nozaki, *Member*  
Teruo Suzuki, *Member*

Summary

In this paper the results of the destructive experiment of a 1/5 scale ship hull model is reported. The model was designed to be as similar as possible to the midship part of the destroyer escort and subjected to pure bending moment.

The general buckling strength of the upper deck was mainly studied considering the effects of under-deck structures.

A loading device was specially constructed for this experiment.

Buckling of the upper deck occurred over two frame spaces and its load agreed with a theoretical estimation.

### 1 緒 言

艦艇が波浪中を高速で航行する場合に船体は著しく大きなサギングモーメントをうけることが模型船等の実験研究<sup>(1)</sup>によつて報告されているので、上甲板構造を圧縮荷重に対して合理的に設計することが極めて重要である。甲板の座屈をよく知られている種々の座屈形式から考えてみると板や縦肋骨の単独な座屈については古来多くの研究が行なわれてきた。一方これらの縦通部材を支える横梁が十分な剛性を有しないときには当然座屈強度は低下するが、この場合について板に関しては Timoshenko<sup>(2)</sup> など、縦肋骨に関しては Langhaar<sup>(3)</sup> の文献がある。この後者の課題は縦肋骨式構造であつて艦艇のように空間利用の点から横梁の深さを十分にとれない場合には特に重要である。

この種の座屈（以後全体座屈と称す）は船体のかなり広い範囲の部材の剛性が関係するのと、艦艇では特に不規則で複雑な構造であるため強度の推定は困難であり、計算を行なうとしても文献<sup>(4)</sup>によるのみでは不十分である。

一般に艦艇の構造は船級協会の規則によらないので船体の Vital な強度であり、構造簡易化に関連しても重要である全体座屈の問題については実物に近い実験研究を必要とした。本報告は護衛艦の上甲板の全体座屈強度を調査するため実施した相似模型による縦曲げ破壊試験と可能な理論的追究についてである。

### 2 構造模型

#### (1) 相 似 性

護衛艦において全体座屈強度上問題となりうる個所は隔壁間隔の大なる機械室である。構造模型の座屈現象を実艦と等しくするためには相似模型を用いねばならない。本研究の主題は立体的な全体座屈であるから一応全ての部材の寸法を実艦と相似にすることを目標とした。構造模型の横断面、上甲板構造および支柱配置を図 1, 2 および 3 に示す。相似比は試験装置その他の関係から 1/5 とした。図 1 に示された板厚のうち括弧内は実艦寸法の正確な 1/5 の数値を示す。実際に用いる板厚の種類には限りがあるので、この程度の差異を生じたのはやむ

\* 原稿受付 昭和 41 年 1 月 10 日  
防衛庁技術研究本部

をえなかつた。

つぎに相似でない個所として全体座屈強度に関係の深い甲板間の構造があげられる。実艦では両舷に二列の甲

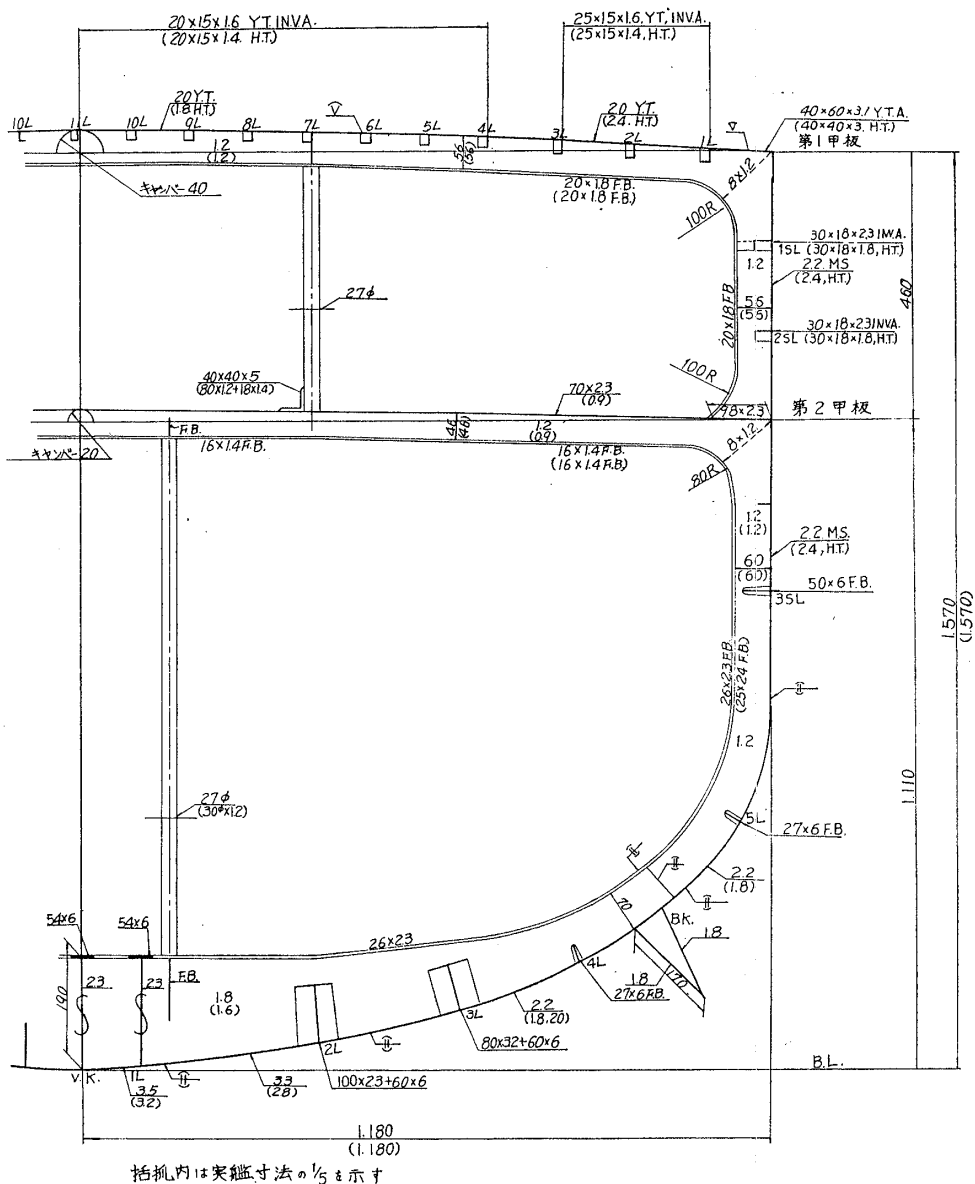


図1 構造模型横断面

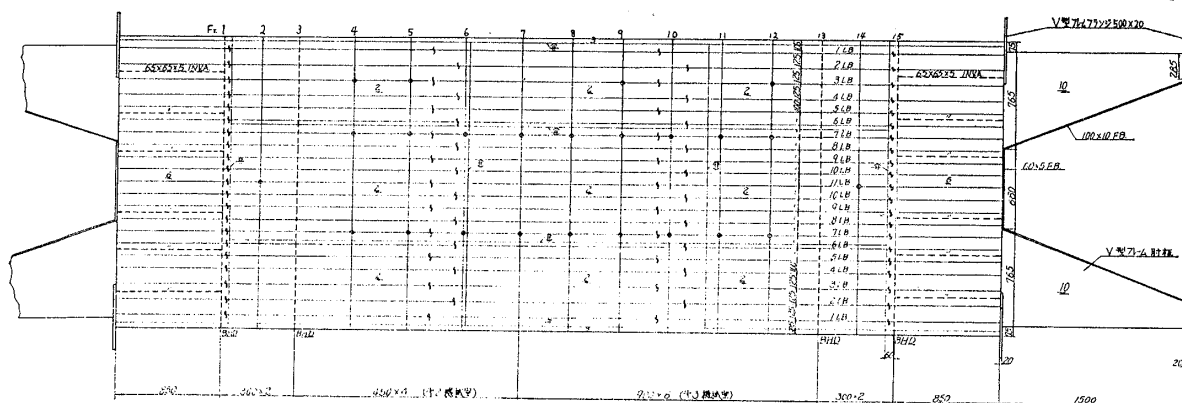


図2 構造模型上甲板平面

板室壁が縦通しておりその防撓材のうち数本が特に支柱の役割りをしている。この室壁は薄板であるが、その縦方向の曲げ剛性は当然上甲板の支えとして寄与するから全体座屈の防止に効く。しかし模型には一応採用しないこととし、室壁防撓材の代りに各ビームの位置に丈夫な支柱を配置し全体座屈に際しての中甲板以下の構造の挙動を調べることにした。従つて実艦と比べて室壁の縦方向の曲げ剛性を無視した点は弱体化であるが甲板室壁の防撓材は若干の強化となつている。以上の外、引張側となる船底の縦強度部材についてはある程度の簡略化をした。

(2) 材料および材料試験

上甲板およびロンジには実艦相応の HT 材として耐候性高張力鋼 (YAW-TEN) を用いた。材料試験による耐力の値を表 1 に示す。甲板用材で HT

表 1

試験材の採取部位	0.2%耐力 $\text{kg/cm}^2$	
	引張	圧入値
上甲板	50.0	47.6
・	49.8	48.3
・	47.9	47.8 <sub>max</sub>
・	49.5	50.4
・	49.7	46.7
・	49.0	49.2
縦線山形	48.2	48.2 <sub>max</sub>
・	49.8	54.4
ロンジ	34.8	40.1
・	36.7	35.4
・	39.0	35.0 <sub>max</sub>

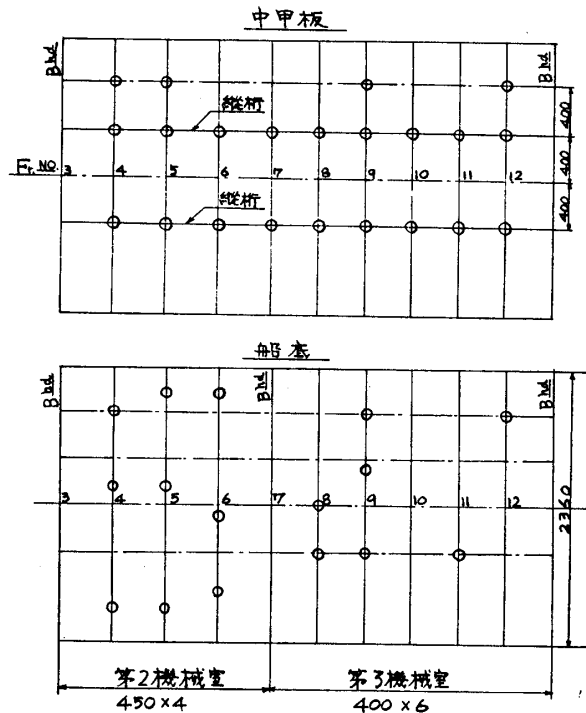


図 3 構造模型支柱配置

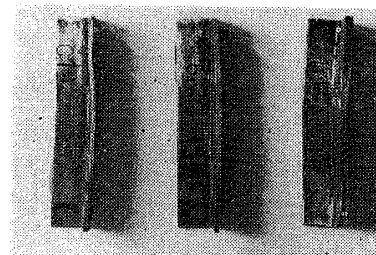


写真 1 圧縮試験片

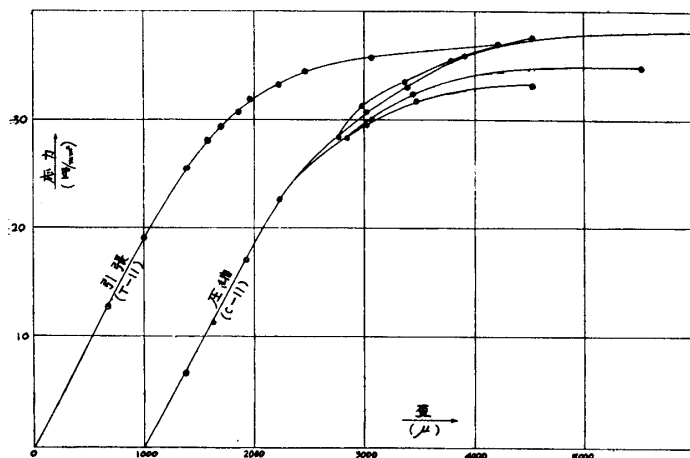


図 4 応力歪曲線

60, ロンジ用材では HT 50 と同等であつたが比例限は低目であつた。引張、圧縮の両試験片は圧延方向の極く接近した個所から一対ずつ採つたものである。その耐力を比べると特別の大小関係は見られない。引張試験片は JIS 5 号とし、圧縮試験片は 80×30 の矩形板の幅の中央を型で折曲げて等辺山形とし両端を平行に仕上げたものである。(写真 1) 後者の二辺の表裏に計 4 枚のゲージを貼り耐圧金物のほぼ中央に置いて加圧計測した。荷重の偏心が問題であるが、両端が精密に仕上げてさえあれば負荷の初期において各歪に差があつても破損に近づく

まではほとんど差が開かないことが多かつた。最初から差が大きいときは試験片を一、二度置き直した。

試験機はアムスラー 10T 万能型を用い荷重を止めずに計測を行なつた。応力と歪の関係につき引張りとの場合を対比したロンジ用材の例を図 4 に示す。図によると比例限は耐力の 1/2 程度とみなされる。表の値はゲージの歪の単なる平均値の 0.2% 永久歪に相当する応力を読んだものである。

## (3) 模型の初期状態

全ての上甲板ロンジについてフレームスペースごとにその中央の凹凸を計測した。用具はダイヤルゲージを仕組んだ治具をあらかじめ定盤上で零点調整したものである。初期撓みの頻度分布を図5に示す。工作時の目標は0.5 mm 以下であったが1 mm を越えた個所もあつたので数個所につきハンマーで冷間矯正した。板についてはロンジを基準に計測したが概ねロンジと同程度の値を得た。

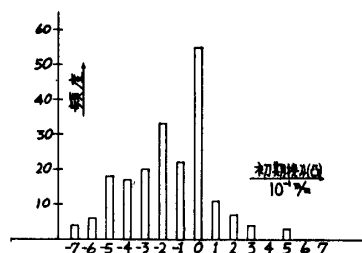


図5 ロンジ初期撓み頻度分布

本模型には最終破壊試験以前に二回大きな荷重が加えられた。一回目はジャッキ油圧 282 kg/cm<sup>2</sup>, 二回目は 256 kg/cm<sup>2</sup> である。ともに試験材の不具合による局部的破損のため試験が中断されたのであるが、その度に簡単な補修を行なつた。

## 3 試験装置

## (1) 方式

使用した試験装置は単純曲げ用の装置であるが特定の曲げ試験機ではなく試験材に取りつけた付属装置ともいえるものである。即ち付属装置を含む試験材全体の内部にある偶力を発生せしめそれと釣合う反作用が試験材に生じるようにした。装置の方式を図6に示す。試験材の両端に剛性の大きなフレームを固定しその上側, 下側同志をロッドで結びそれぞれに引張りおよび圧縮力を生ぜしめると試験材が曲げられる。引張力と圧縮力の絶対値を強制的に等しくすると試験材には軸力が生ぜずまた剪断力も生じえないので両端から等しい曲げ外力をうけた状態になる。なおこの場合フレームの動きが自由であることが必要であり, そのためにはフレームが水平方向の摩擦なく地面に接していなければならない。実際には摩擦の少ない車輪でフレームを支えているが, このことによつて回転とともに水平移動も可能なので試験材とフレームの取付けに際し中性軸位置を合わす必要がないこととなる。

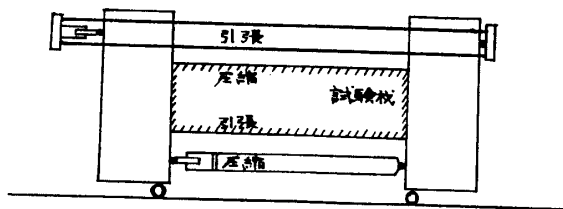


図6 試験装置

## (2) 力量

幅の広い試験材への力の伝達を容易にするため上側のロッドを二組に分けて両舷に配した。下側のロッドには100 t 用油圧ジャッキ1台, 上側のロッドには50 t 用2台を逆向きにそれぞれ装備し後者のラム径を前者の  $\frac{1}{\sqrt{2}}$  とした上で共通の油圧が加わるようにした。上下のロッド間の距離は4 m であるので公称の力量は400 t-m である。実施可能な試験材の大きさは断面にして凡そ2.5 m (幅) × 1.8 m (深), 長さはロッドの長さで決るが現在のものを用いれば7 m である。なお試験材の取付けに際してフレームの内部に試験材主要部材の延長となるような肘板を配置することができるので試験材の長さの大部分は一様応力状態となる。

## (3) 構成各部

試験装置の概観を写真2に示す。ロッドの配置と相俟つてフレームを上側の開いたV型としたので以下これをV型フレームという。本装置は一對のV型フレーム, 上下三組のロッドおよびジャッキ等の機械部分よりなる。

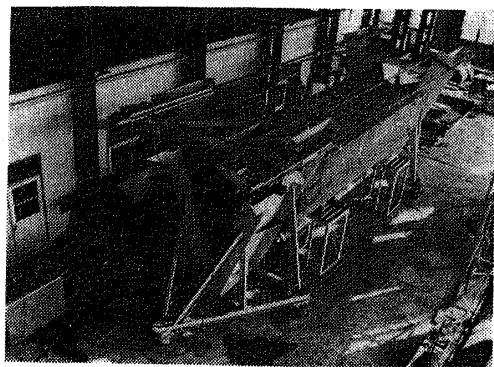


写真2 試験装置概観

負荷時のV型フレーム自身の曲げモーメントは試験材に発生する量より著しく小であるが集中反力並びに剪断力はジャッキ荷重より大である。従つて部材寸法は比較的小でよいが局部的補強を要した。上側ロッドは60φの丸棒二本を一組とした。ジャッキの重量による曲げは一様引張りと同殺されないため支点付近の表面応力が大となるのでロッドを支点付近で長さ約2 m にわたりT型材で補強した。下側ロッドは300φのパイプである。圧縮力をうける両端支持の柱として十分な座屈強度をもたせた。発生曲げモーメントの補正とし

て考慮すべきはデッドウェイトによるモーメントである。V型フレーム等はその重心を支えられていないから試験材に常に一定のモーメントを加えている。V型フレームおよび上側ジャッキの重量によるもの（ホグ）および試験材の自重によるもの（サグ）を合計すると模型中央で約 2.7t-m（ホグ）となり、小さい荷重の試験においては補正の要がある。

使用した油圧ジャッキ二種はともに使用最高圧力 500 kg/cm<sup>2</sup>、ストローク（静荷重）約 350mm, 300 mm の間隔調整用ネジ棒を有するものである。水平に配置した油圧ジャッキのラム先端にはジャッキおよびこれと一体のロッドの大部分の重量が横力として加わり摩擦力を生じるおそれが十分にあつたのでそれらの重量を別途支えてやる方法を講じた。

V型フレームを支える車輪は昇降および方向転換が可能である。1個当り 5t 用で合計 6個あるが試験時にはV型フレーム直下の4個以外を浮かして効かなくする。車輪の下に 20mm の鋼板を敷きグリースを施すと重量 10t 程度の全体が小数の人力によつて動くようになる。

主ジャッキの配管には横浜ゴム製の超高压ゴムホース、#200-8-3 W/B を用いた。十字継手により3個のジャッキとポンプを結合しジャッキに共通の油圧が加わるようにした。

#### 4 試験経過並びに結果

##### (1) 荷重経過

破壊試験の荷重経過を図7に示す。最初は段階的に負荷し 264 kg/cm<sup>2</sup> で一旦中止して試験材の点検を行ない、以後連続的に昇圧した。このときの荷重速度は毎分 4 kg/cm<sup>2</sup>、対応する歪速度は破損時を除き高々毎分 50μであつた。破損直後油圧は急激に約 1/2 に下つたがその荷重でさらに変形が進むのでバルブを開いて零とした。

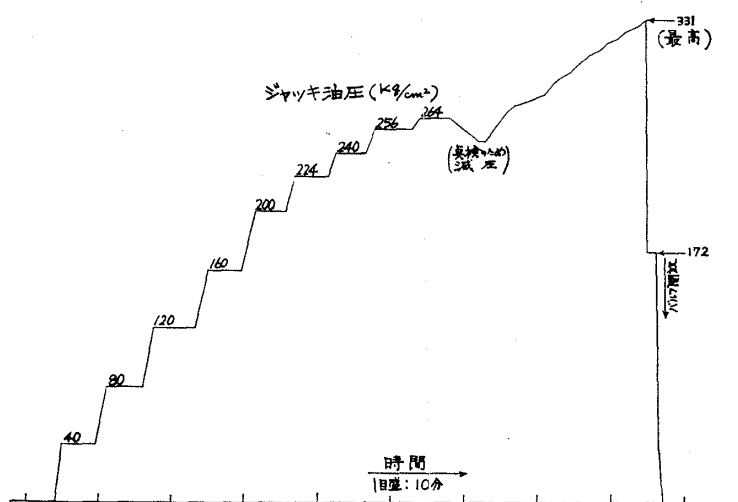


図7 荷重経過

##### (2) 計測

荷重の計測はジャッキ油圧のみについて行なつた。油圧ポンプに取付けた2個のブルドン管式圧力計による外、圧力検出器（500 kg/m<sup>2</sup>用）、と電子管自動平衡型記録計を用いた。記録計の読みと1個の圧力計の読みが一致したので歪計測の際の圧力値は記録計によつた。この圧力値より発生曲げモーメントを算出したが車輪やジャッキの摩擦が不定であり、小さな荷重は正確に求められなかつた。

応答については歪の計測のみを行なつた。歪ゲージの総数は 267 点でありその主要区分を表2に示す。破壊試験のときには点数を減らして計 179 点とした。破損に近づいてから連続的に上る荷重に応じ徐々に急いでバランスをとつて計測したが静的の場合とほとんど同様に歪を読み取ることができた。その際 4 kg/cm<sup>2</sup> ごとに荷重の値を記載し、各歪に対応する荷重はこれより内挿で求め十分に目的を達した。

表2 計測位置の区分

区分	Fr. No	点数	目的
上甲板ロング	Fr. 4.5	30	局部坐屈・全体坐屈
	Fr. 5.5	30	
	Fr. 6.5	42	
	Fr. 8	30	全体坐屈
	Fr. 10	39	
上甲板鋼板	Fr. 4 ~ Fr. 7	36	局部坐屈
舷線山形材	Fr. 3 ~ Fr. 13	20	真荷・確認等
中甲板梁及縦材	Fr. 4 ~ Fr. 12	28	全体坐屈
横断面	Fr. 6.7	12	梁理論

計267点

##### (3) 弾性範囲の歪分布

Fr 6 と Fr 7 の間の横断面における弾性歪の上下方向分布はほぼ直線的であつたが、中性軸の位置は計算上より約 4 cm 下方となつた。また、両

玄各肋骨間の玄縁山形の歪はほとんど相等しく上甲板の両端厚板部を除く試験対象部分は両玄対称で一様な圧縮荷重を受けていたと認められる。

(4) 破 損

連続二回の轟音を発して圧壊した。破損は上甲板，中甲板，玄縁山形および船側と広範囲に亘つたが，その順

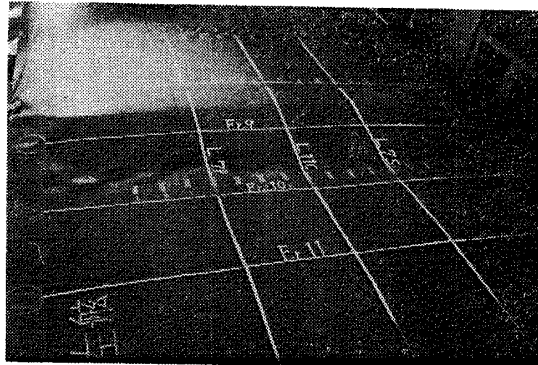


写真3 上甲板の破損

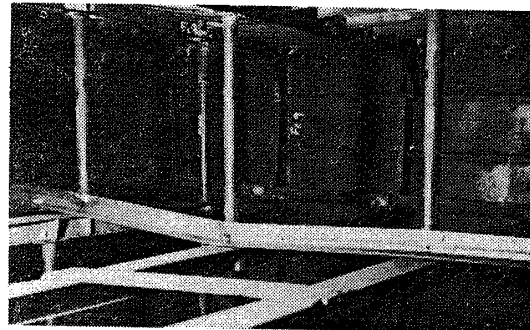


写真4 中甲板縦桁の破損

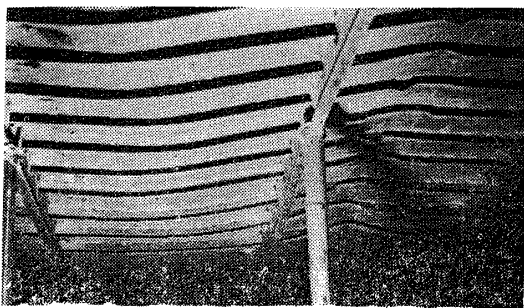


写真5 ロンジの破損 (Fr. 8~Fr. 10)

表3 破損荷重等

	荷重/応力	注
ジャッキ油圧	331 <sup>kg/cm<sup>2</sup></sup>	記録計1:13
ジャッキ荷重	75 <sup>t</sup>	
発生曲げモーメント	300 <sup>t-m</sup>	レバ-4m
上甲板最大応力	247 <sup>kg/cm<sup>2</sup></sup>	平均:10456 <sup>kg/cm<sup>2</sup></sup> (10456-10662)
・ (実測平均)	247 <sup>kg/cm<sup>2</sup></sup>	E <sub>m</sub> :1175 (1119~1235)

序は観察できなかつた。記録された油圧は急激な圧力降下を示しほとんど瞬間的な破損であつた。Fr 9 を中心とする甲板構造の座屈破損が主で，あとは付随的なものである。その状況を写真3，4および5に示す。また，破損時の曲げモーメント，甲板応力等を表3に示す。

(5) 計測結果および考察

破損直前の上甲板の歪分布は概ね均等であつたようである。図11に一例を示すごとく，玄縁山形の歪は油圧が300 kg/cm<sup>2</sup>を越えると急に大きくなり，この傾向は両玄20個所の計測点全部について認められた。材料試験よりはこの応力値での歪急増は考えられないので，その原因は他の部材の剛性低下と思われる。即ち上甲板のロンジスペース125 mmの部分の板は，このとき既に座屈応力を越えていること，および玄側外板が軟鋼製で

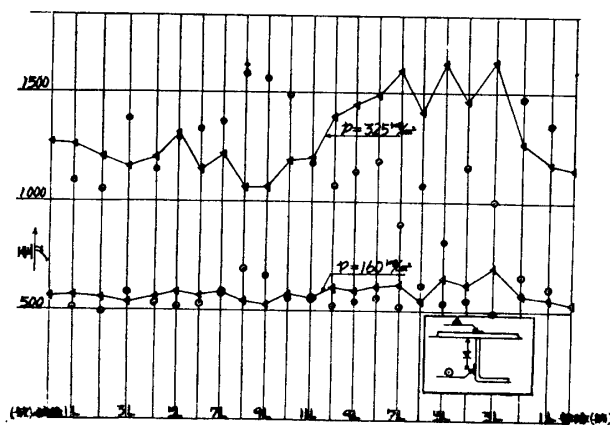
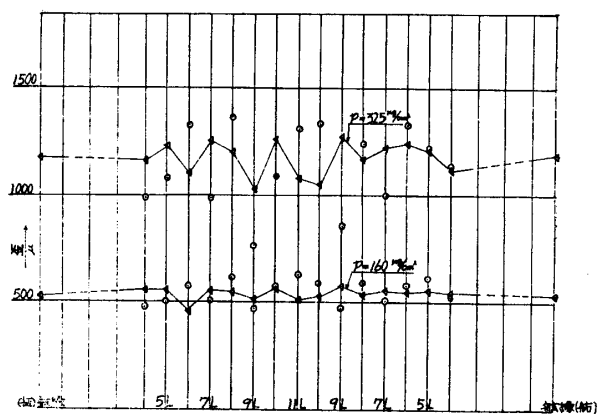


図8 甲板歪分布 (Fr. 6.5)



第9図 甲板歪分布 (Fr. 10)

あるため剛性が落ち易いことなどがあげられる。従つて玄側付近では僅かではあるが応力が一様でなかつたと考えられる。図8および9にそれぞれ Fr 6.5 と Fr 10 における上甲板ロンジの歪を示す。前者はビーム間であつてロンジの曲げが明瞭なのに比べ後者のビーム位置の場合では概ね一様な歪分布となつている。

Fr 9 付近の上甲板, 中甲板の座屈変形について次の特徴が見出される。

(i) 上甲板梁が大きく変形した。すなわちロンジの曲げ破損のみでなく図 10 および写真3に示すとおり Fr 8 の梁が凸出し, Fr 10 の梁が凹入した。

(ii) 幅の方向には船の全幅にわたつて, どのロンジも破損した。また上甲板梁は船側の肘板部が破損した。

(iii) 中甲板構造が破損した。

(写真4参照) 破損に近いときの 中甲板縦桁の曲げ歪モードと上甲板の残留変形の関係は図 10 に示される。Fr 10 の位置に極大があることなど両者はほとんど合つて

おり上甲板の破損は中甲板部材との密接な関連において生じたことが判る。図 10 における両舷の縦桁のモードの差は船底支柱の配置の差と考えられる。すなわち Fr 8 の左舷では中甲板支柱が船底まで直通しており, 右舷では 400 mm づれていること, また Fr 6 の左舷では 250 mm 右舷では 550 mm づれていることによつて支柱のづれの異なる方で曲げ歪が大となつたと考えられる。換言すれば右舷では支点剛性の大小がビーム1本おきになつていたため, 図のようなモードが助長されたのである。なお座屈に際しては左舷 Fr 8 位置の中甲板支柱と上甲板梁の固着がはずれたため上甲板の残留変形は右舷縦桁のモードに近くなつたと認められる。

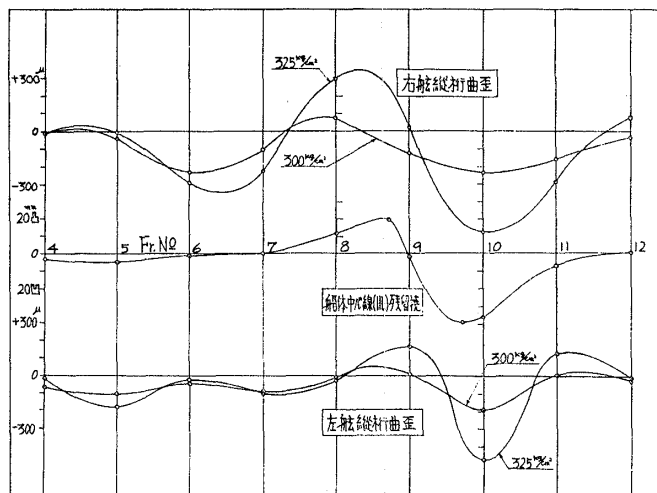


図 10 破損モード

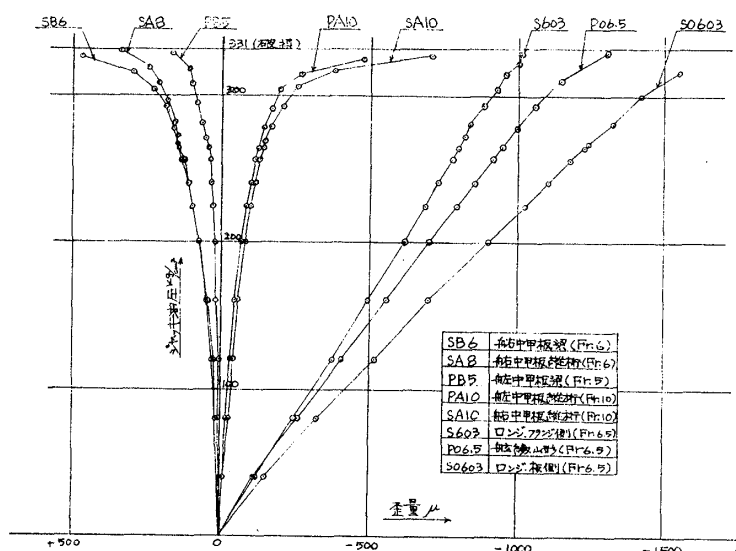


図 11 荷重・歪曲線

(iv) 最高荷重に近づいたとき荷重と歪の関係を図 11 に示した。とくに中甲板部材の曲げ歪は荷重とともに傾斜が小となり, 次第に水平に近づいて座屈破損が起こりつつあつたことを示している。PA 10, SA 10, SB 6 ではその傾向が著しい。

(v) 計測された歪のうち SB 8 と SB 10 (ともに中甲板梁) は座屈寸前の  $330 \text{ kg/cm}^2$  で急激に大なる変化を示したが前にのべたとおり, この荷重では同時に他を計測していないので多くを論じられない。

以上を勘案すると, この範囲の破損は Fr 10 付近の中甲板部材の強度不足による全体座屈が主因であると考えられる。ロンジの局部破損としては右舷の Fr 6.5 における凹入残留撓が 2 mm 程度あつたことがあげられる。このことは図 8 の歪分布からも推察できる。しかしこのことは図 10 と傾向を一にするので純粋な局部破損とはいひ難い。原因は初期撓というよりむしろ前述 (iii) のビーム一本置のモ

ードが Fr.6 では凹に当ることであろう。なおロンジの初期撓と曲げ方向の間には必ずしも関連性を見出せなかつた。また板の残留変形はロンジビームスペース 125 mm の所ではすべて生じており残留撓は 1 mm 以下であつた。模型の破損曲げモーメントを縮尺比の 3 乗倍して実艦に換算すると 37500 t-m である。これは  $L/20$  波高に対する静的計算値(サグ)の約 4 倍、 $L/10$  波高の場合約 2 倍に相当する。また船速のある場合の  $L/20$  波高に対する波浪荷重<sup>(1)</sup>の約 2.5 倍であつて実艦の強度としては十分であると考えられる。

## 5 理論的検討

### (1) 横梁の有効バネ常数

多くのロンジとビームが互に交叉したいわゆる格子構造が軸圧縮力をうけるときの座屈の理論は一般に行列論の応用となる。ロンジおよびビームの各交点に関する影響数を次の行列  $A$  および  $B$  で表わす。

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & & \ddots & \\ \vdots & & & \\ a_{n1} & & & a_{nn} \end{pmatrix}; \quad B = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & \cdots & b_{1m} \\ b_{21} & & \ddots & \\ \vdots & & & \\ b_{m1} & & & b_{mm} \end{pmatrix}$$

ロンジの影響数  $A$  は当然軸力の函数であるがその軸力はビームがないときのロンジ全長に対する座屈軸力より大であるから通常の影響数とはやや異なるものである。ロンジおよびビーム自身が同一構造でないときは  $A, B$  はそれぞれ何種類かになる。交点における相互反力を未知数とし  $A, B$  を用いると各交点の撓に関する  $m \times n$  個の等式がえられる。この反力が零でないための条件より  $A$  の中に含まれる座屈軸力を決めることができるが計算は非常に困難である。供試の甲板構造はロンジが二種類でしかも数が多いので上述の困難な場合になるがこれをロンジおよびビームがそれぞれ単一種類の場合に分けて実用的に解決する方法をあとで試みる。

単一種類の構造のときには交点の相互反力を、 $R = \begin{pmatrix} r_{11} & r_{12} & \cdots & r_{1m} \\ \vdots & \ddots & & \\ r_{n1} & & & r_{nm} \end{pmatrix}$  で表わすと  $m \times n$  個の等式は次の行列方程式で与えられる。

$$A \cdot R = R \cdot B^T \quad (1)$$

行列  $B$  の固有値を  $\lambda_1 \lambda_2 \cdots \lambda_m$  とすると一つの直交行列  $H$  を用いて  $B$  は次のように変換される。(  $B$  は対称行列)

$$B^T = B = H \cdot D \cdot H^T, \quad \text{ここに} \quad D = \begin{pmatrix} \lambda_1 & & 0 \\ & \lambda_2 & \\ 0 & & \lambda_m \end{pmatrix} \quad (2)$$

(2) を (1) へ代入すると  $A \cdot R = R \cdot H \cdot D \cdot H^T$ , さらに  $R \cdot H = Q$  とおくと、 $A \cdot Q = Q \cdot D$  となり、これは  $m \times n$  元の連立方程式を意味する。 $Q$  を列ベクトルに分けて、 $Q = (Q_1, Q_2, \cdots, Q_m)$  とかくと  $A \cdot Q_j = Q_j \cdot \lambda_j$  ( $j = 1, 2, \cdots, m$ )

$Q_j \neq 0$  ならば  $E$  を単位行列として定理により、

$$|A - \lambda_j E| = 0 \quad (3)$$

$A$  の中に超越的に含まれる軸力につき本式を解けば座屈軸力であるが計算はやはり困難である。

一方、単独のロンジを取り出しビームの代りにバネ  $\alpha$  で支えたときのロンジの(全体)座屈荷重を定める式は、

$$\begin{pmatrix} a_{11} - \frac{1}{\alpha} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} - \frac{1}{\alpha} & \ddots & \\ \vdots & & & \\ a_{n1} & & & a_{nn} - \frac{1}{\alpha} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} r_1 \\ r_2 \\ \vdots \\ r_n \end{pmatrix} = 0$$

これより  $r_1, r_2, \cdots$  が零でないときの条件として

$$\left| A - \frac{1}{\alpha} E \right| = 0 \quad (4)$$

(3) と (4) は同形であるから (3) からえられる結果は (4) で  $1/\alpha$  の代りに  $\lambda_j$  とした場合即ち単独のロンジがビームの位置でバネ常数  $1/\lambda_j$  で支えられたときと同じである。最小の座屈荷重を問題にするのであるから  $1/\lambda_j$  の最小値あるいは  $\lambda_j$  の最大値を考えればよく、これを  $1/\lambda$  とかくと  $1/\lambda$  が Langhaar が言う所の有効バネ常数である。換言すれば有効バネ常数を用いることにより多くのロンジの同時座屈の問題は単一のロンジの問題に帰するというのである。

有効バネ常数はビームの影響数によつて定まる。すなわち両端条件および中間支点等によるがロンジに無関係ではない。最初の前提であるロンジが両端の境界条件も含めて単一種類であることが必要であり、且つロンジの

位置（等間隔である必要はない）がビームの影響数に関係する。Langhaar はロンジが等間隔で非常に密な場合を数学的に巧みに論じたのであるが実際の構造は複雑であることおよび電子計算機の利用も考えられるのでここでは行列算法で扱った。以上により規則的な格子構造の座屈はビームの位置を弾性支承とする単独の縦通材の座屈の問題となるので以下にその一般事項を調べておく。

(2) 等間隔の支承があるときの縦通材の座屈

両端支持の縦通材につき文献<sup>(2)</sup>に解かれており、支承の数が1個と2個の場合が図示されている。これによるとロンジの全長を一定とし、支承の数をかえた影響がわかる。支承間の距離を一定としたときの支承の数  $n$  の影響を知るには、支承距離  $\frac{l}{n+1} = l'$ 、支承間座屈荷重  $\frac{\pi^2 EI}{l'^2} = P_e'$  としてバネ常数  $\alpha$  に関する横軸の  $\frac{\alpha l}{P_e}$  の代わりに  $\frac{\alpha l'}{P_e'}$ 、縦軸の  $\frac{P_{cr}}{P_e}$  の代わりに  $\frac{P_{cr}}{P_e'}$  を用いると文献<sup>(2)</sup>の第70図と第72図は一枚の図12にまとめられる。支承の数  $n$  が大になると図の直線群

（正確には曲線）は一つの包絡線を形成する。文献<sup>(4)</sup>の Fig. 5.4 参照。以上により支承間のロンジの座屈強度を基準に考えるときは支承の数  $n$  は（全体）座屈強度にあまり影響しないことが判る。

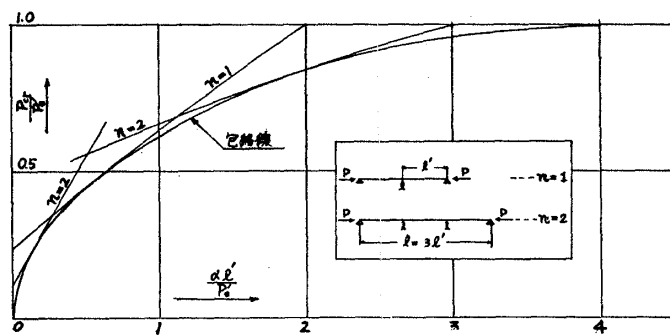


図 12

(3) 塑性座屈

格子構造のビームは軸力を受けないからその「有効」バネは全体座屈の瞬間まで弾性的であるとして大過ない。従つて

このようなバネで支えられるロンジは単なる柱と比べて塑性座屈になりにくいと考えられる。エネルギー法からも判るとおり中間に弾性支点を有するロンジの座屈荷重は近似的にロンジの剛性と支点バネ常数の二つの項の和で表わされる。例えば  $n=1$  のときの関係式は  $P = \frac{\pi^2}{l^2} EI + \frac{3}{16} \alpha l$  である。よつて塑性座屈荷重は、 $P = P_e \frac{E_t}{E} + \frac{3}{16} \alpha l$

となる。弾性荷重との比をとると、 $\frac{P_e \frac{E_t}{E} + \frac{3}{16} \alpha l}{P_e + \frac{3}{16} \alpha l}$ 、あるいは  $\frac{\frac{E_t}{E} + \frac{3}{16} \frac{\alpha l}{P_e}}{1 + \frac{3}{16} \frac{\alpha l}{P_e}}$  となる。バネ常数のパラメー

ター  $\frac{\alpha l}{P_e}$  が与えられると、材料試験による応力歪関係より各応力に対応して図式により比の値を定めることができる。

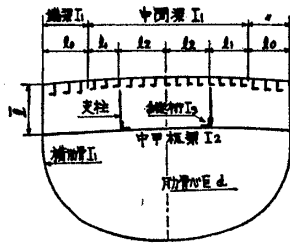
(4) 供試甲板構造の座屈強度

ロンジおよび板の座屈に関する通常の数値を表4に示した。ロンジについては材料試験結果を用いて切線係数応力も求めた。次に全体座屈について順を追つて述べる。

表4 局 部 座 屈

	小ロンジ		大ロンジ		金網板(相対支持)	
	オイラー	切線係数応力	オイラー	切線係数応力	巾 100 mm	巾 125 mm
ス パ ン mm	400	60.8 $\frac{kg}{mm^2}$	29.6	96.4 $\frac{kg}{mm^2}$	32.0	30.4 $\frac{kg}{mm^2}$
	450	48.1	28.0	76.3	30.9	19.5 $\frac{kg}{mm^2}$
	800	15.2	—	24.1	20.6	30.7 $\frac{kg}{mm^2}$
	900	12.0	—	19.1	—	19.6 $\frac{kg}{mm^2}$
注	20x15x1.6 INVA.		25x15x1.6 INVA.		板厚 2 mm	

(i) 計算方法 供試の甲板構造のロンジの寸法は玄縁側と中心部で異なるので計算の都合上両者を一応分離して考える。すなわち図13のごとく上甲板梁をその境界で切断して小ロンジのみの中間梁と大ロンジのみの端梁に分け端梁の諸剛性を境界条件としてもつ中間梁で支えられた小ロンジ構造の全体座屈の問題と考える。ただし端梁の範囲内にある大ロンジも軸力を受けており、その端梁におよぼすバネ作用は軸力に影響される。よつて実際の計算は試索法とし、まず大ロンジの軸力を仮定して端梁の諸剛性を定め、これを境界条件として小ロ



I	460 mm
l <sub>0</sub>	430°
l <sub>1</sub>	350°
l <sub>2</sub>	400°
d	400°
I <sub>1</sub>	17.20 cm <sup>4</sup>
I <sub>2</sub>	6.90°
I <sub>3</sub>	5.42°

図 13

同じく固定のとき  $\frac{MI}{4EI_1}$  であつて二つの値には大差がないから回転剛性としては平均値をとり、 $\bar{k} = \frac{3.5EI_1}{l}$  とする。

つぎに大ロンジのバネ効果は軸力によつては符号までも異なり、三通りの軸力の場合につき計算を行なつた結果を表5に示す。求めた剛性係数は切断端に作用する剪断力および曲げモーメントに対する同端の撓みおよび回転に関するもの計4種である。

(iii) 中甲板支柱 中甲板梁には船底に達する支柱が各所に不規則に配置されている外、支柱列に沿つて縦桁が一本ずつ通つている。支柱そのものの剛性は著しく大であるから支柱の上下方向の撓剛性  $k_5$  は支柱がのる中甲板梁および縦桁の曲げ剛性である。よつて船底からの支柱の配置が中甲板支柱の剛性を左右することとなる。模型全体をみて Fr 10 付近が問題であることはすぐわかる。Fr 10 の中甲板梁には船底に達する支柱がないので中甲板支柱を支えるのは主として縦桁である。この縦桁の支点は Fr 9 と Fr 11 の中甲板梁であるがその状況が両舷で異なる。すなわち左舷の縦桁は連続梁的

であるが右舷では特に Fr 11 は剛支点とはいへない状態である。しかし以下の計算では一つの目安として縦桁は両舷とも肋骨心巨の2倍をスパンとする两端支持梁として扱う。有効バネ係数が積分的演算から求められるので近似が許されるからである。よつて縦桁による剛性係数は、 $k_5' = \frac{48EI_3}{(2d)^3}$  となる。一方、中甲板梁は船側でほとんど固定条件とみなしうるから支柱位置に一对の集中荷重を加えたときの撓は図 13 の記号を使つて、 $\delta = \frac{1}{5} \cdot \frac{P(l_0+l_1)^3}{2EI_2} \left( \frac{2}{3} + \frac{2l_2}{l_0+l_1} \right)$  となり、これより  $\frac{P}{\delta} = k_5''$  として支柱の全剛性係数は、 $k_5 = k_5' + k_5''$  となる。

(iv) 中間梁の有効バネ係数 上甲板の中間梁の部分には 15 個の小ロンジと両舷の対称な個所に弾性支点がある。中間梁の影響数に関する境界条件たる諸剛性係数が前述のごとく全て決められたので小ロンジに対する有効バネ係数を求めることができる。15 個の小ロンジ位置についての影響数を次の B とする。

$$B = \begin{pmatrix} b_{1,1} & b_{1,2} & \dots & b_{1,15} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ b_{15,1} & \dots & \dots & b_{15,15} \end{pmatrix}$$

以下の計算では前に述べた支点の数を破損モードに近い  $n=1$  とする。なお  $n=1$  としてもロンジの両端は単純支持条件であるとは限らない。ビームの有効バネ係数はロンジの両端条件とは無関係に算定しうるのである。A の要素は 1 個となり、これを a とすると (1) 式に相当する式は次のごとくなる。

$$\begin{cases} ar_1 = b_{1,1}r_1 + b_{1,2}r_2 + \dots + b_{1,15}r_{15} \\ ar_2 = b_{2,1}r_1 + \dots + b_{2,15}r_{15} \\ \dots \\ ar_{15} = b_{15,1}r_1 + \dots + b_{15,15}r_{15} \end{cases}$$

ロンジの全体座屈軸力を求め、両者が一致するところを探る。なお中間梁の剛性に支柱が寄与することはもちろん考慮に入れねばならない。

(ii) 端梁 端梁の切断端における剛性を求めるには船側端の回転剛性と弾性支承の役割りをする大ロンジの影響を考える。船側肋骨上端に M を加えたときの回転角は中甲板および上甲板位置で肋骨が船幅の方向に変位しない条件を用いると肋骨が中甲板位置で単純支持のとき、 $\frac{MI}{4EI_1}$ 、同

第 5 表

大ロンジの固定軸力	15.8 kg/mm <sup>2</sup>	24.1 kg/mm <sup>2</sup>	32.3 kg/mm <sup>2</sup>	
大ロンジ一本のバネ係数 $k_0$	$\frac{EI_1}{0.06(2d)^3}$	0 (坐屈状態)	$-\frac{EI_1}{0.06(2d)^3}$	
$\beta = \left( \frac{3k_0}{4EI_1} \right)^{1/4}$	$1.596 \times 10^{-3}$	0	$1.596 \times 10^{-3}$	
剛性係数	$k_1 = \frac{F}{\delta}$	$\frac{EI_1 \beta^3}{0.1786}$	$\frac{EI_1 \beta^3}{0.2065}$	$\frac{EI_1 \beta^3}{0.2452}$
	$k_2 = \frac{M}{\theta}$	$\frac{EI_1 \beta^2}{0.3314}$	$\frac{EI_1 \beta^2}{0.3794}$	$\frac{EI_1 \beta^2}{0.4459}$
	$k_3 = \frac{F}{\theta}$	"	"	"
	$k_4 = \frac{M}{\theta}$	$\frac{EI_1 \beta}{0.8135}$	$\frac{EI_1 \beta}{0.8965}$	$\frac{EI_1 \beta}{1.0102}$

(注)  $(EI_1 y^{IV} \pm 4\beta^4 y = 0)$

対称な座屈変形を考えればよいから  $r_1=r_{15}$ ,  $r_2=r_{14}$  となることを考慮して上式の上から 8 個を採ると

$$(G-aE) \cdot R=0$$

$$\text{ここに } G = \begin{pmatrix} g_{11} & g_{12} & \cdots & \frac{1}{2} g_{18} \\ g_{21} & & & \\ \vdots & & & \\ g_{81} & g_{82} & \cdots & \frac{1}{2} g_{88} \end{pmatrix} ; \begin{cases} b_{1,1}+b_{1,15}=g_{11} \\ b_{1,2}+b_{1,14}=g_{12} \\ b_{2,1}+b_{2,15}=g_{21}=g_{12} \\ 2b_{1,8} = g_{18}=g_{81} \\ 2b_{8,8} = g_{88}=g_{88} \end{cases}$$

$a$  はロンジの影響数であるから求める有効バネ常数は行列  $G$  の最大の固有値の逆数である。ビームの影響数  $B$  の代りに  $G$  を用いることにより要素の数は減り且つ対称荷重を扱えばよいからその算出も容易となつた。Fr 10 の中間梁の有効バネ常数の算定経過は表 6 および 7 による。表 6 は影響数  $G$  の例 (Case II), 表 7 は求められた固有値等 (一部電子計算機使用) である。なお前もつて中間梁内の不静定力の算定を行なつている。影響数を求める際に用いられた中間梁の両端の境界条件は左端において次のとおりである。

表 6 影 響 数

0.293	0.316	0.318	0.313	0.307	0.302	0.299	0.149
0.316	0.364	0.387	0.394	0.399	0.402	0.403	0.202
0.318	0.387	0.436	0.471	0.494	0.510	0.520	0.262
0.313	0.394	0.471	0.536	0.588	0.626	0.648	0.328
0.307	0.399	0.494	0.588	0.677	0.743	0.782	0.398
0.302	0.402	0.510	0.626	0.743	0.842	0.904	0.462
0.299	0.403	0.520	0.648	0.782	0.904	0.990	0.510
0.298	0.404	0.523	0.655	0.796	0.925	1.020	0.528

$$y = -\frac{EI_1}{k_1} \cdot \frac{d^3 y}{dx^3} + \frac{EI_1}{k_2} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2},$$

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{EI_1}{k_3} \cdot \frac{d^3 y}{dx^3} + \frac{EI_1}{k_4} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2}$$

表 7 有 効 バ ネ 常 数 等

CASE	梁の条件	固有値 入	有効バネ 常数 $\bar{c}$	反力 (固有ベクトル $\gamma_i$ )								備考
				4L	5L	6L	7L	8L	9L	10L	11L	
I	舷側端単純支持 中間支承 2 個 ロンジ固定軸芯間: 158	4.1097	0.2433 $\frac{EI_1}{l_1^3}$	0.394	0.506	0.616	0.725	0.833	0.921	0.982	1.000	$r_0 > 0$
II	舷側端単純支持 中間支承 2 個 ロンジ固定軸芯間: 241	4.1725	0.2396 "	0.403	0.513	0.622	0.729	0.833	0.921	0.980	1.000	$r_0 = 0$
III	舷側端単純支持 中間支承 2 個 ロンジ固定軸芯間: 323	4.2396	0.2359 "	0.414	0.523	0.629	0.734	0.836	0.922	0.980	1.000	$r_0 < 0$
IV	舷側端単純支持 中間支承なし ロンジ固定軸芯間: 241	19.499	0.0513 "	0.449	0.586	0.699	0.801	0.885	0.948	0.987	1.000	$r_5 = 0$
V	両端自由・中間梁 中間支承 2 個 $EI_1 \rightarrow \infty$	—	0.1975 "	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	$r_0=r_5=0$ $r_5 \neq 0$
VI	舷側端固定 中間支承なし 梁全長に一樣ロンジ	—	0.0692 "	0.400	0.532	0.656	0.769	0.864	0.937	0.981	1.000	$r_5 = 0$
注	$\frac{EI_1}{l_1^3} = 84.25 \text{ kg/cm}^2$											

ここに  $k_1, k_2, k_3, k_4$  は前に求めた端梁端の諸剛性である。なお表 6 の  $G$  の要素は実際の影響数  $\delta/P$  を無次元化した  $\frac{\delta}{P} \frac{EI_1}{l_1^3}$  である。よつて表 7 の固有値  $\lambda$  と有効バネ常数  $\bar{c}$  の関係は  $\bar{c} = \frac{EI_1}{\lambda l_1^3}$  である。有効バネ常数を求めた表 7 には試索法で必要な Case I ~ III の外に若干の Typical case をも掲げてある。とくに Case V は  $EI_1 \rightarrow \infty$  とした場合で有効バネ常数は  $\frac{2k_5}{(\text{ロンジの数})}$  である。この表によると Case IV と case V の有効バネ常数の和が Case II に近い値となつている。

ロンジの座屈強度については  $n=1$  の場合の有効バネ常数に対するロンジの座屈曲線を図 14 に示す。曲線①はロンジが両端単純支持の場合、②はロンジ (T-11) の応力歪関係を用いてえられたその塑性座屈、曲線③は隣接の支点剛性を無限大としてロンジの両端の回転を若干拘束した場合、また曲線④は③の荷重の小さな部分を  $\frac{P}{P_e} = 2.07 + \frac{3}{20} \cdot \frac{\alpha l}{P_e}$  で近似してえられる塑性座屈の曲線である。図 14 からロンジの座屈応力を算定した結果を表 8 に示す。假定応力の大小が計算結果に効いていないのは上甲板端梁が固定条件に近いウエスパンが小であつて剛性が大ロンジに比し著しく大であるためである。各種座屈応力は弾性値 ( $\sigma_e$ ) にはかなりの差があるが塑性値 ( $\sigma_p$ ) では大差なく、実験値に近くなつている。

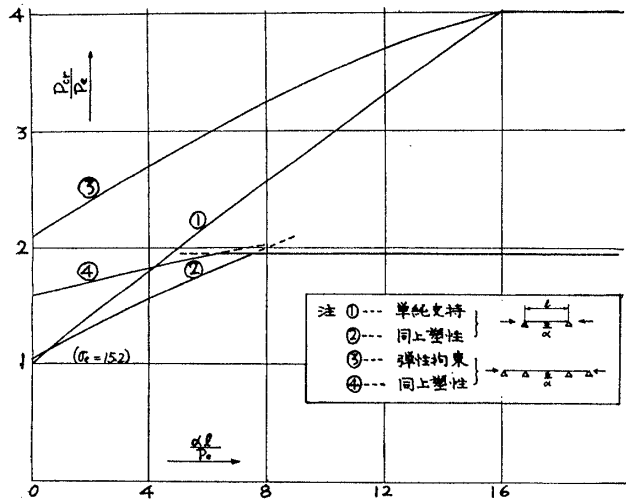


図 14 座屈荷重線図

表 8 計算座屈応力

1反定加力 $\frac{kg}{mm^2}$	15.8	24.1	32.3		
有変加力係数 $\frac{EI}{GA}$	0.2433 $\frac{EI}{GA}$	0.2396 $\frac{EI}{GA}$	0.2399 $\frac{EI}{GA}$		
図14の横軸 $\frac{l}{L}$	4.226	4.162	4.098		
ロ ン ジ の 多 様 性 お よ び 塑 性 影 響 の 考 慮 条 件	CURVE①	$\frac{P}{P_e}$	1.84	1.83	1.82
		$\frac{P}{G}$	27.9	27.9	27.65
	CURVE②	$\frac{P}{P_e}$	—	1.57	—
		$\frac{P}{G}$	—	23.9	—
	CURVE③	$\frac{P}{P_e}$	—	2.71	—
		$\frac{P}{G}$	—	41.2	—
	CURVE④	$\frac{P}{P_e}$	—	1.84	—
		$\frac{P}{G}$	—	27.9	—

6 結 言

(1) 実験に使用した装置は大型構造物の単純曲げ試験用として考案したものである。固定基礎を持たない点  
が特徴であり簡素な装置であるが、実験により精度上からも満足できるものであることが確認された。

供試模型は実艦の 1/5 縮尺であり、2 mm 程度の薄板構造のため、製作にはかなりの困難を伴ったが、初期撓  
みは実艦相当量であり、実験の目的には十分適うものであった。また薄板材の圧縮に対する機械的性質が懸念さ  
れたので簡単な方法で圧縮材料試験を試みた結果、使用材料では圧縮と引張りの特性には大差のないことが判つ  
た。

(2) 模型は上甲板の平均応力 24.7 kg/mm<sup>2</sup> で破損した。破損は上甲板から中甲板諸部材におよび上甲板の  
全体座屈と判断された。全体座屈の理論については Langhaar が同一寸法のロンジが密にある場合について解  
いているが、今回はそれをやや一般化した行列の固有値を用いる方法を基にして解析を行なった。計算には上甲  
板梁、船側肋骨、中甲板梁、支柱、中甲板縦桁、ロンジの多様性および塑性影響を考慮したが結果は実験値とよ  
く一致した。

(3) 本実験によつて護衛艦の上甲板が全体座屈を起こしうることが示されたが、実艦には室壁が縦通してい  
るのでその心配はない。また破損曲げモーメントを実艦に換算すると L/10 波高の場合の静的計算値の約 2 倍と  
なり艦は安全であると考え。本実験研究の結果、支柱等の甲板下構造の重要性が再確認された。全体座屈を避  
けるため、支柱が設けられない個所には十分な剛性をもつ縦桁を設ける等の配慮が必要と思われる。

本実験研究について終始助力をいただいた前部長菅野三男氏、海上幕僚監部の渡辺英一氏、また、実験の実施  
にあたり協力していただいた部内各位および学生上野光三君に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) 野崎政治：規則波中にて警備艦に生じる縦曲げモーメントについて、造船協会論文集第 114 号
- (2) Timoshenko；坐屈理論
- (3) H. L. Langhaar；Parallel Columns With Common Lateral Supports, Journal of Applied Mecha-  
nicse Dec. 1945
- (4) G. Gerard；Introduction to Stability Theory, Mc. Graw-Hill Co. 1962