

日本船舶振興会昭和40年度補助事業

調査資料 No.45

“船舶の経済性向上に関する調査”

第83研究部会
船体構造の合理化に関する調査
報告書

船体横強度に関する調査研究

昭和41年3月

社団法人

日本造船研究協会

はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和40年度補助事業「船舶の経済性向上に関する調査」の一部として日本造船研究協会第83研究部会においてとりまとめたものである。

第83研究部会委員名簿(五十音順、敬称略)

| | | | |
|-------|-----|-------|------------|
| 部 会 長 | 吉 譲 | 雅 夫 | 東京大学 |
| 幹 事 | 藤 田 | 謙 | 東京大学 |
| | 山 口 | 勇 男 | (財) 日本海事協会 |
| 委 員 | 昌 秋 | 田 好 雄 | 石川島播磨重工業㈱ |
| | 綾 | 日 天 彦 | 三井造船㈱ |
| | 上 田 | 幸 雄 | 大阪大学 |
| | 宇 川 | 教 | 昭和海運㈱ |
| | 梅 崎 | 一 夫 | 三菱重工業㈱ |
| | 大 井 | 浩 | " |
| | 仰 木 | 盛 綱 | 佐世保重工業㈱ |
| | 岡 田 | 弘 明 | 佐野安船渠㈱ |
| | 尾 川 | 宣 之 | 日本鋼管㈱ |
| | 鬼 塚 | 則 義 | 鶴岡造船所 |
| | 郷 田 | 国 夫 | 船舶技術研究所 |
| | 小 杉 | 隆 祥 | 大阪商船三井船舶㈱ |
| | 小 林 | 三 藏 | 伊丹村造船所 |
| | 杉 浦 | 邦 雄 | 日本鋼管㈱ |
| | 高 城 | 清 | 川崎汽船㈱ |
| | 竹 中 | 重 外 志 | 佐世保重工業㈱ |
| | 田 代 | 新 吉 | (財) 日本海事協会 |
| | 千 葉 | 博 | 運輸省 |
| | 寺 田 | 泰 治 | (財) 日本海事協会 |
| | 中 川 | 万 蔵 | 三菱重工業㈱ |
| | 中 野 | 毅 | ㈱藤永田造船所 |
| | 長 沢 | 準 | 船舶技術研究所 |
| | 新 田 | 顕 | (財) 日本海事協会 |
| | 西 牧 | 興 | 日立造船㈱ |
| | 野 沢 | 登 | 函館ドック(㈱) |
| | 萩 原 | 孝 一 | 三菱重工業㈱ |
| | 服 部 | 堅 一 | 浦賀重工業㈱ |
| | 浜 田 | 昇 | 運輸省 |
| | 原 原 | 洋 一 | 日立造船㈱ |
| | 原 田 | 耕 次 | 舞鶴重工業㈱ |
| | 樋 口 | 道 之 助 | 日本鋼管㈱ |

| | | | | |
|-------|---|---|---|----------------|
| 平 | 田 | 幸 | 広 | 川崎重工業㈱ |
| 藤 | 井 | 登 | 喜 | 夫 |
| 吉 | 田 | 和 | 久 | " |
| 本 | 間 | 康 | 之 | 東京大学 |
| 真 | 能 | 創 | | 海技大学校 |
| 八 | 木 | 順 | 吉 | 大阪大学 |
| 安 | 川 | 度 | | 川崎重工業㈱ |
| 山 | 口 | 博 | | (特)日本原子力船開発事業団 |
| 山 | 越 | 道 | 郎 | 九州大学 |
| 大 | 和 | 佳 | 助 | 運輸省 |
| 吉 | 田 | 愛 | 次 | 笠戸船渠㈱ |
| 参 加 者 | | 池 | 田 | 均 |
| | | 伊 | 東 | 達 |
| | | 岡 | 野 | 伊 |
| | | 押 | 切 | 史 |
| | | 篠 | 紀 | 佐世保重工業㈱ |
| | | 松 | 尾 | 昭 |
| | | 宮 | 本 | 夫 |
| | | 伏 | 見 | 元 |
| | | 安 | 江 | 陽 |
| | | 吉 | 義 | 敏 |
| | | 識 | 恒 | 日本鋼管㈱ |
| | | | | 川崎汽船㈱ |
| | | | | 三菱重工業㈱ |
| | | | | 川崎重工業㈱ |
| | | | | 川崎造船所 |
| | | | | 昭和海運㈱ |
| | | | | 川崎重工業㈱ |
| | | | | 三井造船㈱ |

目 次

| | | |
|-----------------|---------------------------------------|-------|
| 第1章 | 緒 言 | 1 |
| 第2章 | 高経済性油送船および高経済性鉄鉱石専用船試設計関係ワーキング・グループ資料 | 4 |
| 第3章 | 防撓材付パネル・ワーキング・グループ資料 | 2 2 |
| 第4章 | トランスバース・リング・ワーキング・グループ資料(含む、剪断影響調査) | 3 6 |
| 第5章 | オブチマム・セクション・ワーキング・グループ資料 | 5 6 |
| 第6章 | 外力ワーキング・グループ資料 | 6 2 |
| 第7章 | 結 言 | 7 9 |
| 附 錄 | | |
| 提出資料一覧表(本委員会関係) | | 8 0 |
| 資料一 4 | 大型油送船、鉱石およびバラ積専用船損傷例 | 8 2 |
| 〃 - 5 | 横強度部材損傷資料 | 9 3 |
| 〃 - 12 | 船殻構造に関する検討 | 9 6 |
| 〃 - 13 | ウイング・タンクの構造 | 1 0 0 |
| 〃 - 14 | W.T. の L.P. 法による M.W.D. | 1 0 2 |
| 〃 - 17 | 横強度における高張力鋼の利用の問題点 | 1 0 7 |
| 〃 - 20 | 粘着力のない土の土圧 | 1 0 8 |
| 〃 - 21 | 水 圧 変 動 | 1 1 0 |
| 〃 - 23 | Ore Carrier Wing Tank の Mp 分布の一例 | 1 1 3 |
| 〃 - 24 | 損傷発生船の損傷発見年月一覧 | 1 1 6 |
| 〃 - 25 | 銀河丸の実船計測による船底水圧変動と波高の比の分布 | 1 1 7 |
| 〃 - 26 | 塑性設計と弾性設計の比較 | 1 1 8 |

第1章 緒 言

本委員会は昭和40年4月6日第1回委員会を開き、昭和41年3月まで計7回の委員会を開催し、船体横強度に関する調査研究を行なつた。

その間詳細な検討を要する5つの項目についてワーキング・グループが設置され、各ワーキング・グループにおいてそれ数回の委員会を開き、検討、調査を行なつた。

なお、本委員会の委員構成は別紙のとおりである。

1.1 委員会における審議内容

本研究部会設立当初、もつとも問題になつたのは、昨今のように船舶が巨大化し、また専用化したため、これに伴なう船体横強度上の問題点^{(3)*}であつた。これらの問題点を明確にするため、下記の項目について調査する必要が認められた。

- A) 従来の横強度関係文献の調査
- B) 横強度関係損傷調査
- C) 船体横強度部材に加わる外力に関する調査
- D) 最小重量設計および塑性設計の観点からの船体横強度

以下各項目ごとにその審議内容および調査結果を報告する。

1.1.1 従来の横強度関係文献の調査

Bruhnの輪切りとしての横強度計算法から現在の縦部材を考慮した立体計算法および端部変断面や剪断変形が部材の曲げモーメントに及ぼす影響についての研究の概要を述べた横強度研究の展望⁽⁶⁾⁽⁷⁾が紹介され、マンモスタンカの計算法として、立体計算法、端部変断面および剪断変形が曲げモーメントに及ぼす影響や端部隅角部の応力計算法についての具体的計算方法⁽⁸⁾が紹介された。

最近のように大型化した油送船や鉱石運搬船およびバルク・キャリアでは、貨物の積付け方如何により、ウイング・タンクの剪断変形がかなり大きくなり、横強度上重大な問題であることが指摘された。⁽²²⁾

また、最近行なわれた高経済性油送船試設計(HET)および高経済性鉄鉱石専用船試設計(HEO)における船体横強度上の問題点が紹介され、外力の推定、塑性設計適用上の問題点が残っていることが指摘された。⁽⁹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾

以上、従来の横強度関係文献を調査した結果、船体横強度に関する弾性計算法はかなり精密化され、外力さえ明確になれば、外力に対応する内力の計算について、実用的には問題点が少ないと解つた。もちろん、上述の文献は、船体横強度の計算法について論じたものであつて、現在の船舶の横部材がどの程度の安全性を有するかについて言及したものではない。また実船における測定結果との対応も少ない。そのため、実船の各部材の応力を測定し、上記計算法の精度を確かめ、また、これらの計算法を使用して現存船舶の横強度計算を行ない、その安全性を確かめる必要があろう。

1.1.2 横強度関係損傷調査

大型油送船、鉄鉱石運搬船およびバルクキャリアの損傷例が紹介された。

本資料⁽⁴⁾は、造船協会船体構造委員会に提出された損傷例をまとめたものである。

損傷の原因として、応力集中によるもののもつとも多く、その他、タンク内液体の動圧によるもの、振動および波浪荷重によるものが続いている。応力集中による損傷として、油送船の荷油槽内では、縦横桁材の肘板端部の止端部や2材桁の交叉結合部、波型隔壁の桁材の折れ曲り部、2次防撃材などの損傷があり、バルクキャリアの荷物倉内では、船側肋骨端部や鉱石バルク船倉口隅部などの損傷がある。動水圧による損傷としては、タンク内ウエブの防撃材開孔部に

*()の中の数字は委員会に提出された資料番号を示す。以下同様(末尾の提出資料一覧表参照のこと。)

クラックが発生している。

また、横強度部材の損傷発生件数を統計的に調査した資料⁽⁵⁾⁽¹⁹⁾が紹介され、油送船の横部材にかなりの損傷が発生し、特に、応力集中の高い箇所に多くのクラックが発生していることが指摘された。

また、建造後何年目に、損傷が発生しているかについて調査した結果大体2～8年位が一番多かつた。⁽²⁴⁾

以上損傷関係を調査した結果、横部材にもかなりの損傷例があるが、その多くは応力集中の高い箇所であり、いわゆる局部強度の向上について、考慮を払うことにより、その損傷はある程度防ぎ得ると思われ、設計工作上細心の注意が必要であろう。

また、今回提出された資料は、少なくとも4～5年前に建造された船舶についてのものであつて、現今の大形船、専用船の就航実績は今後も注意深く見守る必要があろう。

1.1.3 船体横部材に加わる外力に関する調査

船体横部材に加わる外力として、海洋の波浪による外部水圧および鉱石などの鉱圧や荷油の運動に伴なう動的液圧があげられる。荷油の運動に伴なう動的液圧については本研究協会内に別の研究部会（第74研究部会）が設置され、実船実験などを行なつているので、本研究部会では、調査の対象外とした。

波浪による外圧について Ocean Vulcan 号の実測結果が紹介された。⁽²¹⁾

同船の実測結果によると、船体中心線部附近の船底の水圧は、波の山あるいは波の谷の場合でも、平水の静水圧に近い値を示し、また船側部においても、変動水圧の影響は、その変動水圧を静的水圧と考えた場合よりかなり小さいことが判明した。

またわが国における銀河丸の実測結果も紹介された。⁽²⁵⁾

横強度に及ぼす波浪荷重については、今後模型・試験による系統的な調査および、実船の測定結果の集積が必要であろう。

次に、鉱石の圧力に関する資料を調査したが、これに関する研究は極めて少ない。

土木関係では、土圧の大きさを求める式としてクーロンあるいはランキンの公式が使用されている。これらの土圧の式を鉱石などの圧力に適用し得るか否かは不明である。

例えば、クーロンの公式を使用して受動圧を計算するとかなり大きな値となる。⁽²⁰⁾

鉱石の圧力については、今まで実測結果が皆無のため、今後実測により、その値を正確に測定する以外にないと結論に達した。

本年度は調査研究であるため、本格的な実験を行なうことはできないが、その予備試験として、本協会第74研究部会「荷油の動的水圧の研究」で測定している供試船に便乗して、鉱石運搬船の船倉のウイングタンクに合計6個の歪計を貼布して、航行中の鉱圧の変化および荷積時の鉱圧などを測定することになった。⁽³¹⁾⁽³²⁾⁽³⁶⁾

鉱石の圧力に関しては、かなり不明の点が多く、これらは今後模型試験および実船実験において、究明すべきであろう。

1.1.4 最小重量設計および塑性設計の観点からの船体横強度

ウイングタンクの最終強度を計算した資料が審議された。まずウイングタンクのstrutのもつとも効果的な数を検討するため、Linear Programmingを応用して、その塑性解析を行なつた結果、Strutの全然ない場合に比べてStrutが1本ないし2本の場合の方がかなり全体の重量を減らし得ること、また1本の場合と2本の場合とではその全体の重量の差は少いことなどが判明した。⁽¹⁴⁾

また鉱石運搬船について、Strutが1本の場合のウイングタンクの塑性解析を行ない最小重量設計の見地よりその塑性断面係数の分布を計算した結果が報告された。⁽²³⁾

また塑性設計の観点から端部結合部の問題点についての、米国リーハイ大学における実験結果⁽¹⁶⁾が紹介された。本

資料は土木建築関係で使用している種々の端部結合部の模型の曲げ試験を行ない、その最高荷重、回転容量 (Rotation Capacity)などを調査したものである。回転容量の観点からみると、船体に使用しているようなRound Cornerは回転容量が小さい。しかし船体には、波浪による繰返し荷重が加わり、そのためクラックが発生する可能性があるので、本資料の実験結果をそのまま船体設計に適用することは困難ではないかとの意見があつた。

また英國の海軍艦艇において、前記実験結果を大幅に採用した例が紹介された。(15)

この艦艇のその後の経過(クラック発生の有無など)が明らかになると、端部結合部の問題点もかなり明確になるものと考えられる。

船体横強度部材は、そのスパンに比して、深さがかなり深いため、剪断力の塑性モーメントに及ぼす影響を考慮せねばならない。また、中立軸の交点を節点と考えた解析方法では、正確な値は期待できない。

塑性計算においても、弹性計算におけると同様、スパンポイントと同様な考え方導入すべきであろう。これらの問題点について、文献調査を行なつた結果が紹介された。(11)

以上の塑性計算は骨組構造としての考え方で行なつたものであるが、船底外板や船側外板、あるいは隔壁板などを防撃板として、その最終強度を調査した。

すなわち、防撃板に支持、固定、弹性支持の境界条件を与え、その板厚と防撃材の配置および寸法をどのように定めると、最小重量になるかを検討した資料が提出され(10)(28)審議された。

またこれらの防撃材の型鋼をどんな形状にすると、塑性強度上最小重量になるかを調査した資料が提出された。(18)(26)(27)

本資料は各種高張力鋼混用鋼の最小重量解析をも行なつている。

なお、高張力鋼を横強度部材に使用するときの問題点についても審議した。(17)

以上、塑性設計を船体横強度に適用する場合の問題点について調査したが、かなりの問題点が残されているので昭和41年以降において実験研究を行なう必要があろう。

1.2 ワーキング・グループの設置

以上、本委員会で審議した結果、船体横強度に関する問題点がかなり明確になつた。

これらの問題点は各専門項目ごとに、ワーキング・グループを作り、作業を進めた方がより効果的であると考えられたので、下記に示すワーキング・グループを設置した。

- A) 高経済性油送船および高経済性鉄鉱石専用船試設計関係ワーキング・グループ
- B) 防撃機付パネル調査ワーキング・グループ
- C) トランスリング調査ワーキング・グループ

(剪断影響の調査をも含む)

- D) オプチマム・セクション調査ワーキング・グループ
- E) 外力調査ワーキング・グループ

各調査グループごとにその調査結果を次に報告する。

第2章 高経済性油送船および高経済性鉄鉱石専用船試設計 関係ワーキング・グループ資料

2.1 まえがき

本報告は昭和38年度に運輸省から委託された高経済性油送船試設計作業および昭和39年度に実施された高経済性鉄鉱石専用船試設計作業において検討された問題の中で特に船体横強度に関する諸問題の検討結果を取りまとめたものである。

また上記の諸問題の中で未解決の問題ならびに今後必要とする研究課題を検討し、本委員会の研究項目および研究方針設定の参考資料とされた。

なお一部の問題すなわち長倉口の開閉変形および舷側タンクの剪断変形については油送船ならびに鉄鉱石専用船の試設計作業完了後に検討された結果についても報告する。

試設計作業中に検討された結果の詳細は、すでに報告書として公布されているので、本報告では、それらについては簡単に述べ、主として今後研究すべき問題点ならびに、それに関する一部の検討結果について報告する。なお、これらの研究問題のある項目については本委員会のワーキング・グループによつて研究されており、それらについてはそれぞれのグループによつて報告される予定である。

2.2 高経済性油送船の試設計 (HET)

2.2.1 現行船級協会規則による重量比較

現行船級協会規則(NK, 33年規則)を適用して、タンクの構造様式を変化させた場合の船体重量の変化、ならびに船体主要寸法と船体重量の関係を調査した。構造様式と重量の関係については次の結論が得られた。

- a) タンク内構造様式はタンク長さが20m程度でも、縦横桁による相持構造とするよりも、横桁のみの構造の方が重量的に有利であり、これはタンク長さが長くなるほど顕著となる。
- b) 本船の場合は、舷側タンクの幅をB/3とする方が、B/4にするより重量がやや軽くなる。
- c) 舷側タンクの構造は、支材を配置した構造が重量的に有利であり、支材数が1本のものと2本のものを比較した結果では、2本の方がやや軽い。

なお支材を廃止したものは、現在の規則によると重くなる。

- d) 船殻の重量が最少になる肋骨心距は約4.5mと見られる。
- e) タンクの長さは長くなるほど、重量は小となる。
- f) 横隔壁は波形隔壁が重量上もつとも有利である。
- g) 波形隔壁が使用できない場合、堅防撓方式の方が有利になる。ただし、防撓材心距が著しく大きくなる場合には、堅防撓方式と横防撓方式の差は小となる。

これらの結論は、船体構造の設計資料としては有用であるが、単に規定をそのまま適用した結果であつて、横強度上の問題的についての検討資料としては十分ではない。

2.2.2 タンク長さがタンク内構造に及ぼす因子の検討

(1) 縦横桁による相持構造の限界

中央タンクの船底および甲板構造に、現在一般に採用されている。中心線縦桁を主強力部材とした相持構造は、タンク長さが増大すると縦桁の支持効果が低下するため、重量的に不利になると推定される。よつて相持構造が有利に使用できるタンク長さの限界、および長いタンクにもつとも有利な構造様式について検討された。

中央タンクの船底および甲板の前後は横隔壁、左右は縦隔壁によって固定された防撃板と見なし、これに等分布荷重が加わる場合を対象にして、その強度が検討された。

その結果、相持ち構造が有利と見られるのは、タンクの長さと幅の比 ℓ/b が 1.0 程度、大きく見ても 1.5 以下であつて、それ以上のタンクでは縦桁を廃止した構造が重量上有利となり、またその傾向はタンク長さが増すほど顕著になることが明らかになつた。

また長いタンクに有利とみられている横桁の寸法をタンク内の位置に応じて変化さす構造も、横桁を廃止した構造より軽くならないことも判明した。

なおこれらの結論は、縦横桁の形状が現在採用されている形から、大きく変化した場合には、若干の修正を必要とするものと推定される。

(2) 舷側タンクの剪断変形を考慮した場合のタンク長さの限界

舷側タンクの長さが長くなると、ある荷重条件の下では、タンク横断面の剪断変形が増大し、タンク内の横桁に過大な応力が発生することが考えられる。この見地から舷側タンクの長さを制限する必要があるのではないかとの見地から検討が加えられた。

しかし、この段階では横隔壁の変形は無視できるとの見解を基として解が求められただけで、十分な結果は得られなかつた。

ただ剪断変形の特性、基準となる載貨条件については、ある程度の見解は得られたが、全般的には未解決といえる段階に止まつた。

(3) 荷油の動揺による動的影響

タンクの大きさを決定するのに、最も重要な事項と見られるものに、荷油の動揺によつて隔壁に加えられる動的圧力がある。この点から次の点について検討された。

a) 船体の加速度による圧力

b) 液体が隔壁面に衝突することによる衝撃圧力

種々検討の結果を列記すると次のようになる。

i) 前後動の加速度によつて横隔壁に加わる圧力 h_s は次式で与えられる。

$$h_s = 0.05\ell \quad \ell : \text{タンク長さ}(m), \text{以下} h \text{ はすべて水高}(m)$$

ii) 上下方向の加速度を α とすると、圧力 h_h は次式で与えられる。

$$h_h = \frac{\alpha}{g} rz \quad (r : \text{液体の比重}, z : \text{液面よりの距離}(m))$$

α の決定には大きな縦揺、上下揺と大きな横揺は同時に起こらないことを考慮する必要がある。

iii) 縦揺とタンク内の液体の動揺が同調しないための条件は

$$1.3\sqrt{\ell} \leq T_p \quad T_p : \text{船の縦揺周期(sec)} = \sqrt{2B + 5d}$$

で与えられ、同調しないか減衰源が十分なときは、隔壁に働く圧力 h_p は

$$h_p = \frac{r\ell}{2} \frac{9}{L}$$

で与えられる。同調時の h_p は上式の 2 倍程度と見られる。本船では ℓ が 50 m 以下であれば、同調の心配はない。

iv) 横揺とタンク内の液体の動揺が同調しないための条件は、

$$1.5\sqrt{b} \leq T_r \quad T_r : \text{船の横揺周期(sec)}, b : \text{タンクの幅}(m)$$

で与えられ、同調しないか減衰が十分なときは、圧力 h_r は次式で与えられる。

$$h_r = \frac{r_b}{2} [0.3 \sqrt{6 - 0.32\sqrt{L}}]$$

同調し、減衰が十分でないときは上式の2倍程度と見られる。

V) 制油隔壁に加わる圧力は、油密と見なして両面に働く h_r (h_p) の和をとればよい。

VI) 液面近くの水平桁には衝撃圧力が加わることがある。

なおタンク内の動搖による圧力は、さらに研究を進める必要があると思われる。

2.2.3 新しい構造法の検討

(1) 輪切構造の中心線縦桁の寸法

タンクの長さが長い場合、縦桁を廃した構造（以下輪切構造とよぶ）がもつとも有利なことは明らかになつたが、この構造を実用する場合、中心線桁板は入渠時、あるいは建造中に盤木から負荷される支持圧力を支えるだけのものが必要となる。よつて入渠時の支持圧力を対象にして中心線桁板に要求される寸法を検討した。

船体が盤木上にあるとき、中心線桁板は横桁によつて弾性支持され、盤木も一種の弾性基礎と見られる。このような条件を入れて盤木の支持圧力の最大値を求めた結果、大体単位長さ当りの船体重量の1.6倍程度であることが明らかとなつた。

よつて中心線桁板は両端を横桁で固定され、船体重量の平均値の1.6倍の分布荷重が負荷される梁、さらに安全側をとるなら、これらの荷重が中央集中荷重として負荷される梁として十分な強度があればよいことになる。この程度の荷重で本船の場合は、船底縦通梁が2～3本が盤木上にくるようにすれば、中心線縦桁を特に設ける必要もないとの結論が得られた。

(2) 横桁形状

従来の1支材方式、2支材方式と新しい形式の支材貫通方式、K形支材方式、および支材のない方式の各種のものを考え、もつとも合理的な横桁形状を調べた。

荷重条件として、船側から圧力が働く場合、中央タンクおよび船側から圧力が働く場合を仮定した。その結果舷側タンクの幅が $B/3$ の場合は支持のない方式、 $B/4$ の場合は2支材方式が最も軽いことが明かとなつた。ただし支材の変形を無視すると、 $B/3$ の場合は1支材方式の方が軽くなる。K形はこのような荷重条件では重くなるが、舷側タンクの剪断変形には強い抵抗をもつので、なお考慮の余地があると思われる。

(3) 4条の横桁と1条の縦桁を支材1本で結合する舷側タンク構造

支材を縦桁に代える構造であるが、検討の結果重量的に不利であることが、明らかになつた。このような構造はタンク長さが大となるとさらに不利になるものと推定される。

(4) 縦通制水隔壁

大型タンカでは L/D が小さい船型を採用すると、縦強度上要求される断面係数は、外板と上甲板だけで十分を与える場合に対応する構造として提案された。重量軽減は相当なものとなり、おもしろい構造であるが、用途は限定されると推定される。

(5) ピルジ外板の構造

従来のタンカではピルジ外板にも縦肋骨を配置していたが、この部分は円筒状をなしているから、外板のみであつても水圧等の外力に十分耐えられると考えられるので、縦肋骨を廃止した場合について検討した。

すなわち

- a) 水圧による円周方向の応力
- b) 水圧による座屈
- c) 船体の縦曲げ応力による座屈

d) 水圧と軸力を同時にうけた場合の座屈

e) ピルジ外板を船底、船側外板を含む連続梁としての水圧に対する強度

について検討し、座屈に対しても十分な強度があり、e) の場合は隣接する船底、船側外板の曲げ応力が若干大となる程度で、問題とならぬことも明らかになつた。

本構造はその後実船でも採用されている。

(6) 横隔壁に耐衝錆を使用する場合

耐衝錆についても現在十分な資料もなく、利益も顕著でないので時期尚早と考えられる。

2.2.4 その他、強度上の諸問題

(1) 横桁の外力

横桁に働く外力は、その横桁の配置されるタンクの用途によつても異なる。この点を考慮した横桁に対する外力をタンクの用途に応じて決定する方法が提案された。

すなわち

$$\begin{array}{ll} \text{船底横桁} & \text{貨物油専用タンク} \quad h = d \text{ (m)} \\ & \text{バラスト専用および空所} \quad h = 1.35d \text{ (m)} \end{array} \quad \left. \right\} \text{等分布荷重}$$

船側横桁 キール上 $1.35d$ の点を水頭の頂点とする三角荷重

$$\text{甲板横桁} \quad h_{mean} = \left\{ 0.31 - 0.065 \left(\frac{L}{100} \right) \right\} b \text{ (m)} \quad (h_{mean} < 2.45 \text{ m})$$

で与えられる水頭の三角荷重

を想定することに決定された。

これらの荷重で重要なことは、波浪中の動的荷重に関する研究資料が少ないことで、今後の横強度の研究にせひとともとり上げねばならない重要な問題である。

(2) 横桁の許容応力

タンクの縦横桁は従来の慣習から非常に深さの大きい形が採用されており、強度計算結果では曲げ応力に比べ剪断応力が高くなつてゐる。このような形状が合理的であるか否かは、横強度上検討を要する問題点であるが、一応桁の最終崩壊に対する安全率は少なくとも従来程度の値を確保し、桁の剪断強度を増した場合には、曲げ強度を減じ得るようにして、重量上不利にならず、上記の不釣合が是正できるか検討された。

現行の船底横桁の応力推定値を使用し、Mises-Henckyの式に代入した結果

$$\sigma_{oct} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 24 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

となる。よつて τ が現在の横桁に対する許容応力 13.5 kg/mm^2 、曲げ応力は 12 kg/mm^2 をこえないような許容応力として次式が提案された。

$$\sigma + 2\tau \leq 32 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$\text{ただし } \sigma \leq 12, \tau \leq 13.5 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

この許容応力を横桁の設計に応用した結果、若干の重量軽減が期待できることがわかつた。

(3) タンク内部材配置と重量の関係

船底外板を局部強度上必要な最小板厚とした場合、断面係数が要求される値を超過しないような横肋骨心距の限界値が検討された。また縦助骨心距および横助骨心距と船側外板の等価板厚との関係が調査された。

主として現行規則による検討であり、最小板厚の適正值が問題となつたが、船側外板の最小板厚の検討が未解決の問題としてのこされた。本検討に示された解析的方法は本船に限らず応用することができる。

2.3 高經濟性鉄鉱石専用船の試設計 (HEO)

2.3.1 主要寸法が横強度部材に及ぼす影響

2.2.2と同様の方法によつて検討が行なわれた。

2.3.2 塑性設計を考慮した部材寸法の再検討

従来の構造を塑性設計を考慮して再検討し、もつとも合理的な船体構造を見出すことは、このような一試設計に限定された問題ではなく、横強度上もつとも基本的な重要な問題である。しかし同時に、短時間の間に結論を出すことが要求される試設計で、処理するには無理な問題であつた。そのため他の委員会で専門的に研究することとして、主として基本的な考察と、塑性設計を考慮する場合の問題点の調査が行なわれた。

縦横桁の強度に関しては、等分布荷重をうける両端固定梁について、曲げ応力が降伏応力に達したとき、その部のウェブが座屈するような形状の梁と、歪硬化まで座屈しないような形状の梁について、最高荷重および降伏荷重の比較検討がなされた。

また試設計船の骨組が、どの程度の強度を保持しているかについても、解析した結果、現在の構造は座屈強度があまり強くないことが明らかにされた。

塑性設計を従来の骨組構造に適用する場合、考えられる問題点には次のようなものが挙げられる。

a) 塑性座屈に対するスチフナの効果

b) 塑性域での板の有効巾の評価

c) 従来の縦横桁のような深い梁、およびその結合部の強度および回転容量

d) 船体に要求される剛性

e) 船側横桁における塑性関節の位置の評価

f) 縦横桁に必要な最小高さ

g) ウエブにステフナのない型鋼による構造法の検討

h) 梁の局部座屈後の挙動

i) 曲げ、圧縮、剪断等の組合せ応力に対する許容力の検討

j) 座屈危険応力と使用応力の関係

2.3.3 長船倉、長倉口の合理的設計法

(1) 倉口幅の開閉に関する検討

本船のような二重船側構造の船では、縦隔壁のない船に比べると、縦、横強度要因による倉口変形量は小さい。しかし本船は倉内に横隔壁がなく、倉口側甲板は倉口間甲板に支えられているにすぎないので、開閉量の検討が必要となつた。

倉口側甲板は縦、横強度要因に対して、ともに横桁柱のバネで支えられた弾性支持の梁として取扱える。また倉口間甲板はこの梁を支えるバネと見なせる。

表 2.1

| 倉口間甲板の形式 | 倉口数 | 開閉量(cm) |
|----------|-----|---------|
| 同一高さの甲板 | 1 | 3.04 |
| | 2 | 0.84 |
| | 3 | 0.32 |
| | 4 | 0.19 |
| 隆起甲板 | 2 | 0.84 |
| | 3 | 0.33 |
| | 4 | 0.19 |
| | | |

このようにして求められた倉口開閉量の最大値を表 2.1 に示す。本計算で問題となつたのは鉱石の縦隔壁に対する側圧であつて、表の値は安全側をとつて求めた結果を示す。

一般に横強度の計算で荷重については不明な点が多く、船体構造の合理化のためには、今後一層の研究が要望される問題点である。

なお上記の計算で隆起甲板では高い応力が発生する可能性があることが明らかにされた。

(2) 振れ強度の点からの倉口変形の検討

長倉口を採用する場合の一つの問題点として、振り剛性の低下による倉口変形が考えられるので検討された結果、次の決論が得られた。

本船のような舷側タンクをもつ構造は、振り剛性は大で倉口変形は問題にならない。すなわち倉口間甲板の影響を無視しても変形は許容量以下になる。

したがつて、この場合は倉口間甲板が隆起甲板であつても問題はないが、倉口隅の応力集中には注意をはらう必要がある。

2.3.4 船側構造の検討

(1) 支材構造の検討

支材の数と横桁枠の重量の関係を、舷側タンクの幅(B_s)と深さ(D)の和が一定になるような形状について比較検討した。

D/B_s が1.8以下では支材のないものが軽くなるが、それ以上では常に支材が1本の場合が軽くなることが明らかにされた。

(2) 舷側タンク内の横隔壁の間隔

舷側タンク内の横隔壁の間隔の限界値を、横隔壁の倉口開閉に対する補強と、舷側タンクの剪断変形に対する補強の点から検討を加えた。

このうち前者に対しては、本船の場合は中央の鉱石倉に横隔壁が存在しないため、舷側タンク内に横隔壁を配置しても、倉口開閉に対する剛性は低く、補強効果が期待できないことがわかつた。

剪断変形に対しては、本船のように隔壁間隔が5.0mをこえるようになると、剪断変形量は相当大となるので、横桁枠の形状とくにプラケットの大きさ等に工夫をする必要があることが明らかになつた。

ただ、本計算に使用された理論計算式は、鉱石船のような荷重条件では適用できるものであつて、タンカ等を含めたすべての船の舷側タンクの变形が完全に解明されたわけではなかつた。なおこの問題のその後の解明については後でさらに述べる。

(3) 制水隔壁の縦搖時流体運動に対する減衰効果

本船のように舷側タンク内のタンク長さが長い船では、制水隔壁は流体運動に対する減衰作用と、横強度に対する補強の両面から設けられている。このうち減衰作用に対して検討された結果、舷側タンクのように横枠が多数ある場合は、制水隔壁による減衰効果はわずかであつて、横隔壁に対する動的圧力には、制水隔壁の有無によりほとんど差が認められないと結論された。

(4) 横隔壁に接する船側タンク内の横桁の強度

船殻構造の合理化に対する一試案として検討されたもので、横隔壁に接する横桁は、横隔壁とプラケットで結束することによつて補強されるので、若干の重量減少が期待できることが明らかになつた。

この構造は船底、甲板に対しても応用できる。

(5) 壓桁および水平桁のいづれを主にするかの検討

深さ、幅、長さがそれぞれ19.2m、9.1m、16mの場合について検討された結果、支材数が1本の壓桁を配置する方が、重量的にもつとも有利なことが明らかになつた。水平桁構造はタンク長さが増すほど不利になるものと推定される。

2.3.5 鉱石の圧力に関する各部材の寸法に関する調査

(1) 鉱石の周壁に与える圧力

この問題については、すでに2.3.3 (1) でふれたが、鉱石の側圧については不明の点が多い。鉱石倉に鉱石が積載

された場合は、ランキンの主動土台の式が一応適用できる。

$$p = \frac{\cos\alpha - \sqrt{\cos^2\alpha - \cos^2\varphi}}{\cos\alpha + \sqrt{\cos^2\alpha + \cos^2\varphi}} p'$$

ここに $p' = \gamma y \cos\alpha$, γ …鉱石の単位重量, y …鉱石表面からの鉛直深さ

α …鉱石表面の傾斜角, φ …鉱石の内部摩擦角

しかし、この場合側壁がせばまるようなときには、鉱石の圧力は受動土圧に変化し、その値は上式の p' の係数を逆数としたものになる。

鉱石積載中の吃水の変化、波浪中の倉口の開閉等を時間経過と併せ考えると、鉱石はどのような圧力を囲壁に与えているかは全くわからない。

この問題は実験的研究によるよりほかに目下のところ解明する方法はないようと思われ、研究の必要が痛感される。

(2) 鉱石倉の内底板および内底板付縦通材の寸法

内底板については、鉱石の荷重、縦曲げ応力、およびグラブによる衝撃荷重を考えて検討された。内底板に対しては次の板厚が提案される。

$$t = 6.13 s \sqrt{h} + 5 \quad (\text{鉱石荷重と縦曲げ応力を考慮})$$

$$t = 19 \sqrt{s} + 5 \quad (\text{グラブの衝撃})$$

ただし、

$$s : ロンヂ心距 (m)$$

$$h : 内底板より上甲板までの高さ (m)$$

縦通材については鉱石の荷重および縦曲げ応力を考えて次の断面係数が提案される。

$$z = 16.5 s h \ell^2 \quad \ell : 縦通材のスパン (m)$$

(3) 肋板の許容応力の検討

実船例をもとにして解析した結果、許容応力は 12kg/cm^2 にしても差支えないと結論された。

(4) 中心線桁板の必要性

2.2.3.(1)と同様の見解から中心線桁板の強度を論じた。本船の場合は鉱石倉内に横隔壁が存在しないので、中心線桁板に対する荷重条件はさらによくなる。

さらに中心線桁数を廃止した場合の、ステナとしての中心線桁板の働きがなくなるための肋板の座屈強度を検討し、十分な強度をもつことを確かめている。

中心線桁板を廃止した場合考えられる2つの構造型式

i) 内底板付横桁を廃止する構造

ii) 内底板付横桁のみとする構造

を比較した結果 i) の方がわずかであるが軽くなることが判明した。

2.4 横強度に関する問題点

2.2 および 2.3 で述べられた検討結果より、船体横強度上解決すべき問題点としては次のような事項が考えられる。

2.4.1 船体に作用する波浪横荷重の推定

船体に作用する波浪荷重の研究は近年になって盛んに行なわれるようになつたが、従来の研究は主として船体の縦曲げモーメントを推定するためのものがほとんどすべてであり、横強度を対象とした波浪による圧力分布についてはあまり研究が行なわれていない。

従つて従来は横荷重としては主として貨物による載荷荷重と波高を考慮した静水圧を用いて横強度が検討してきた。

船体の横強度部材の合理的な寸法ならびに配置の検討には横荷重の正確な評価がぜひ必要である。

このため本委員会においては外力を評価するためのワーキング・グループが設けられ、これに関する研究が始まられて いる。そのために実験による波浪圧力の計測が必要があるので、昭和40年度においては、模型試験に使用される水圧 計の調査検討および試作等が行なわれた。41年度以降においては模型実験による研究が実施される予定である。

2.4.2 鉱石圧力の評価

鉄鉱石運搬船の横強度を検討する場合は前項で述べられたように波浪荷重の推定も必要であるが、特に鉱石による圧 力の評価をどのようにすべきか問題がある。

砂あるいは穀類のような微小粒子でしかもその形に局端なむらが存在しないような粒子に対してはある程度土木関係 で圧力に関する研究が行なわれているが、鉄鉱石のようなものによる圧力に関してはほとんど研究が行われていない。

鉄鉱石の圧力推定に対して特に問題となつたのは鉱石運搬船の倉口開閉の問題を検討した場合である。この場合には タンク側壁が内側へ変位する時と外側へ変形する時とでは鉱石の側壁に及ぼす圧力が相異することは明らかであるが、 それぞれの場合の圧力をどのように評価すべきか明白でない。

さらにまた、載荷後に船体振動あるいは船体運動等によつて鉱石がどのように倉内につまつて行くかについても不明 である。

従つて鉱石圧力の推定についても本委員会でとり上げられ、外力ワーキング・グループによつて昭和41年度から研 究が実施されることになつてゐる。

2.4.3 塑性設計適用の問題

従来は船体横部材の設計に当つては、主として弾性設計的な立場から検討されていた。ところが横構造の設計におい ては弾性設計以外に一部の塑性変形を考慮した弾塑性設計および構造の最終強度を考えた塑性設計等の立場からも検討 する必要がある。

そのためには従来の構造部材の座屈強度あるいは塑性変形後の挙動等について検討すると共に、塑性設計を適用し得 るような部材の形状寸法比等の研究が必要である。これらの問題点を列挙すれば次のような項目が考えられる。

- I) 横部材の座屈強度の検討
- II) 横部材の局部座屈後の挙動の検討
- III) 塑性座屈に対する補強材の効果
- IV) 板およびフランジの塑性域での有効幅の評価
- V) 補強材を持たない型鋼の最良断面寸法比
- VI) 横部材の塑性開節の位置の決定
- VII) 組合せ応力に対する許容応力の検討
- VIII) 船体の横剛性の制限に対する検討
- IX) そ の 他

上記の諸問題を究明するため、ワーキング・グループが組織され、各問題点の解明が行なわれつつある。

2.4.4 長舷側タンクの剪断変形

タンク長さの制限上の問題として、舷側タンクの剪断変形およびそれによつて生ずる横部材の曲げおよび剪断応力が 考えられる。

この問題については試設計委員会中、一部の検討が行なわれ制水隔壁等がタンクの剪断変形に及ぼす影響等について 計算が行なわれた。

この問題に関しては試設計委員会終了後も継続して研究が行なわれている。これらの結果については2.6で述べる。

2.4.5 長倉口の開閉変形

鉱石運搬船の倉口変形量の検討として、倉口の開閉変形および船体の振れによる倉口の剪断変形量の算定が行なわれ、クロスティックの影響ならびに変形量を許容値以下に制限するために必要なクロスティックの数、二重船側構造の効果等について検討された。

ところが倉口開閉変形については算定方法自身に、なお検討すべき問題があるので本委員会においてもこの問題がとり上げられ詳細な計算が実施された。

これらの結果については2.5において詳述する。

上記の諸問題は試設計委員会において検討された結果得られた主な問題点である。これ以外にも未解決な問題が多数考えられるが、ここでは試設計委員会に関するもののみをあげた。

2.5 倉口の開閉変形

倉口の開閉変形に対する一般的な計算法については、小型貨物船、鉱石運搬船およびバルクキャリアに対し、それぞれの場合について的一般式が示されている。(1)

本章では鉱石専用船試設計作業時に用いられた標準船 $L \times B \times D \times d = 223m \times 32.2m \times 19.7m \times 13.4m$ について文献(1)で示された方法によつて計算された結果について述べる。

なお本計算においては次に述べられる理由により、倉口の開閉変形については横荷重のみを考慮し、縦曲げモーメント分布の変化による影響は考慮しなかつた。

すなわち、本船は船側構造がダブルハル構造になつており、そのため船体の縦曲げモーメント分布の変化による剪断力に起因する甲板の変形に対しては、船側甲板は、外板および縦隔壁の両者から、それらの結合線において剪断力を受けることになる。これらの剪断力の作用線は、船側甲板の面内曲げに対する中性軸に関してほぼ対称な位置に存在するので、これらの剪断力による甲板の面内曲げ変形は微少であるとして考慮しなかつた。

2.5.1 倉口の開閉変形に対する基礎方程式

文献(1)によれば、倉口部の甲板の水平撓み u 、船側外板の撓み z および縦隔壁の撓み v に対する撓み方程式は、中心線縦桁の曲げ剛性および剪断剛性が、上記の部材のそれらに比べて微少な場合は、次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} EI_d u_b''' &= k_{uv}(u_0 - u) + k_{uv}(v_0 - v + z) \\ EI_e v_b''' &= k_{uv}(u_0 - u) + k_{uv}(v_0 - v + z) \\ EI_s z_b''' &= -k_{uv}(u_0 - u) - k_{vv}(v_0 - v + z) + q_0 \\ -GA_d u_s'' &= k_{uv}(u_0 - u) + k_{uv}(v_0 - v + z) \\ -GA_e v_s'' &= k_{uv}(u_0 - u) + k_{vv}(v_0 - v + z) \\ -GA_s z_s'' &= k_{uv}(u_0 - u) - k_{vv}(v_0 - v + z) + q_0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ただし、 $u_b + u_s = u$

$v_b + v_s = v$

$z_b + z_s = z$

u_b : 甲板の曲げ撓み、内側への方向を正とする

u_s : 甲板の剪断撓み //

v_b : 縦隔壁の曲げ撓み、鉛直下方向を正とする

v_s : 縦隔壁の剪断撓み //

z_b : 船側外板の曲げ撓み //

z_s : 船側外板の剪断撓み //

I_d : 甲板の面内曲げに対する有効断面2次モーメント

A_d : 甲板の有効断面積

I_e : 縦隔壁の面内曲げに対する有効断面2次モーメント

A_e : 縦隔壁の有効断面積

I_s : 船側外板の面内曲げに対する有効断面2次モーメント

A_s : 船側外板の有効断面積

E : 鋼の弾性係数

G : 鋼の剪断弾性係数

$$k_{uu} = K_{uu}/s, \quad k_{uv} = K_{uv}/s, \quad k_{vv} = K_{vv}/s$$

s : トランス心距

$$K_{uu} = K_3/\Delta, \quad K_{uv} = -K_2/\Delta, \quad K_{vv} = K_1/\Delta$$

$$\Delta = K_1 K_3 - K_2^2$$

$$q_0 = Q_0/s$$

K_{uu}, K_{uv} および K_{vv} は 1 トランスリングを取り出した平面構造に図 2.1 に示されたような力を作成させたときのバネ定数に相当するものである。

すなわち図に示されたように甲板部に水平力 U 、縦隔壁に鉛直力 V および船側部に上向きに力 z を作用させたとき、それらの力による作用点での変位をそれぞれ \bar{u} 、 \bar{v} および \bar{z} とすれば、これらの力と変位との関係は次式のような形で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \bar{u} &= K_1 U + K_2 V \\ \bar{v} - \bar{z} &= K_2 U + K_3 Z \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

力の平衡の関係上、 $V = Z$ であり、(2)式を U, V について解けば

$$\left. \begin{aligned} U &= K_{uv} \bar{u} + K_{uv} (\bar{v} - \bar{z}) \\ V &= K_{uu} \bar{u} + K_{vv} (\bar{v} - \bar{z}) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

(3)式の係数 K_{ij} は 1 トランスリング構造を j 方向に単位量変形させるに要する i 方向の力を表わすものである。

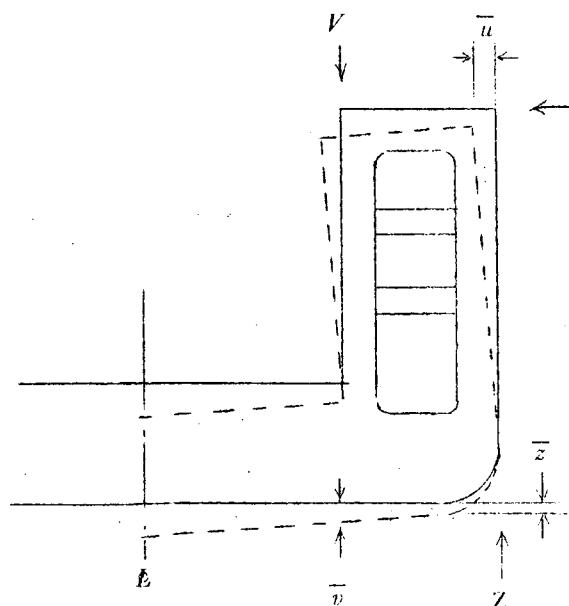


図 2.1

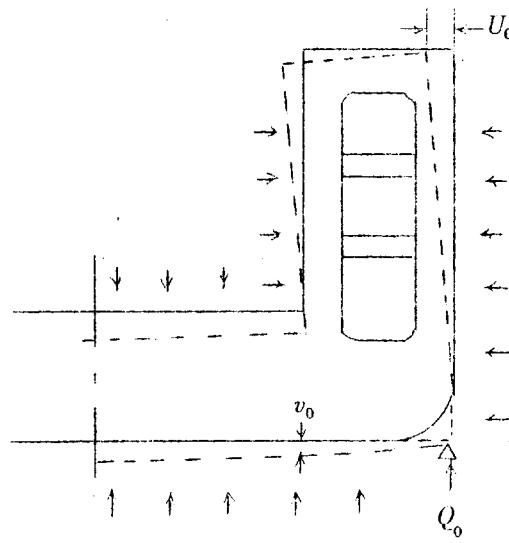


図 2.2

Q_0 は図 2.2 に示されるように、1 トランスリングを取り出した構造に、横荷重が作用する場合、この構造を船側下端で両舷で支持するときの支持反力の大きさを表わす。

この場合の甲板の変位、縦隔壁の撓みがそれぞれ u_0 および v_0 である。

すなわち(1)式は図 2.2 に示されるように各トランスリングを切出して、横荷重のみによって自由に変形させた状態に、甲板、縦隔壁および船側外板を取り付けたと考えた場合に、それぞれの縦部材と、トランスリングとの間の相互反力が各縦部材に作用するときの縦部材の撓み方程式に相当する。

計算に用いられた鉱石運搬船に対する(1)式の諸係数は次のようになつた。

$$K_1 = 0.4963 \times 10^{-4} \text{ cm/kg} \quad K_{uu} = 4.6081 \times 10^4 \text{ kg/cm}$$

$$K_2 = 0.1491 \times 10^{-4} \text{ "} \quad K_{uv} = -8.6315 \times 10^4 \text{ "}$$

$$K_3 = 0.0796 \times 10^{-4} \text{ "} \quad K_{vv} = 28.7310 \times 10^4 \text{ "}$$

$$k_{uu} = 1.1520 \times 10^7 \text{ kg/cm}^3 \quad u_0 = 2.662 \text{ cm}$$

$$k_{uv} = -2.1579 \times 10^2 \text{ "} \quad v_0 = 1.329 \text{ "}$$

$$k_{vv} = 7.1828 \times 10^2 \text{ "} \quad g_0 = -3.268 \times 10^2 \text{ kg/cm}$$

倉口長さ $A_d = 2.856 \times 10^3 \text{ cm}^2 \quad A_e = 2.985 \times 10^3 \text{ cm}^2 \quad A_s = 4.099 \times 10^3 \text{ cm}^2$

$\ell=7.2m \quad I_d = 9.524 \times 10^8 \text{ cm}^4 \quad I_e = 1.1357 \times 10^{10} \text{ cm}^4 \quad I_s = 8.486 \times 10^9 \text{ cm}^4$

$\ell=4.2m \quad I_d = 8.140 \times 10^8 \text{ "} \quad I_e = 1.0996 \times 10^{10} \text{ "} \quad I_s = 6.864 \times 10^9 \text{ "}$

$\ell=3.3m \quad I_d = 7.396 \times 10^8 \text{ "} \quad I_e = 1.0550 \times 10^{10} \text{ "} \quad I_s = 6.161 \times 10^9 \text{ "}$

$$E = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2 \quad G = 0.83 \times 10^6 \text{ kg/cm}$$

上記の諸数値中、有効断面2次モーメント I は倉口長さ ℓ によって有効幅が変化するため、 ℓ が小さくなるにつれて減少している。

2.5.2 計算結果

倉口長さと閉閉量との関係を検討するため、計算は倉口長さ ℓ が 3.3m、4.2m および 7.2m の 3 種類について行なつた。甲板端の固着度 β (端部のモーメント / 端部の完全固持のモーメント) は実船計測結果および模型試験結果を参考として $\beta = 0.8$ とした。

その他の縦部材の倉口端での固着度は、隣接倉口の載荷状態によって相異するので、両端支持の場合と固定の場合の両者について計算を実施した。

これらの計算結果を図 2.3 ~ 図 2.6 に示す。

図 2.3 は船側外板および縦隔壁を倉口端で固定としたときの各部材の剪断撓みの分布状態を示すものであり、図 2.4 図はそのときの曲げ撓み、図 2.5 はそれら両者の和である全撓みの分布を示したものである。

これらの図を比較すれば次のことがわかる。すなわち図 2.4 では縦隔壁の曲げ撓み v_b は他の部材の曲げ撓みに比較して非常に微小であるので図中には現われてない程度である。従つて縦隔壁の曲げ撓みは、このような計算においては無視することができる。また船側外板の曲げ撓み z_b も剪断撓み z_s に比べて小さいので、これも近似的に無視することができて計算を簡単化することができる。

それゆえ、ダブルハル構造の倉口開閉計算においては、船側外板および縦隔壁は剪断変形のみを考慮し、曲げ変形は近似的に無視することができる。一方甲板の変形は ℓ が大なる場合は剪断撓みは曲げ撓みに比べて非常に小さいが、 ℓ が小さい場合は両者はほぼ同程度の値となつている。それゆえ倉口の開閉量を対象とする計算においては、甲板部の変形に対しては、 ℓ が非常に大きい場合を除いては一応曲げ変形と剪断変形の両者を考慮すべきである。

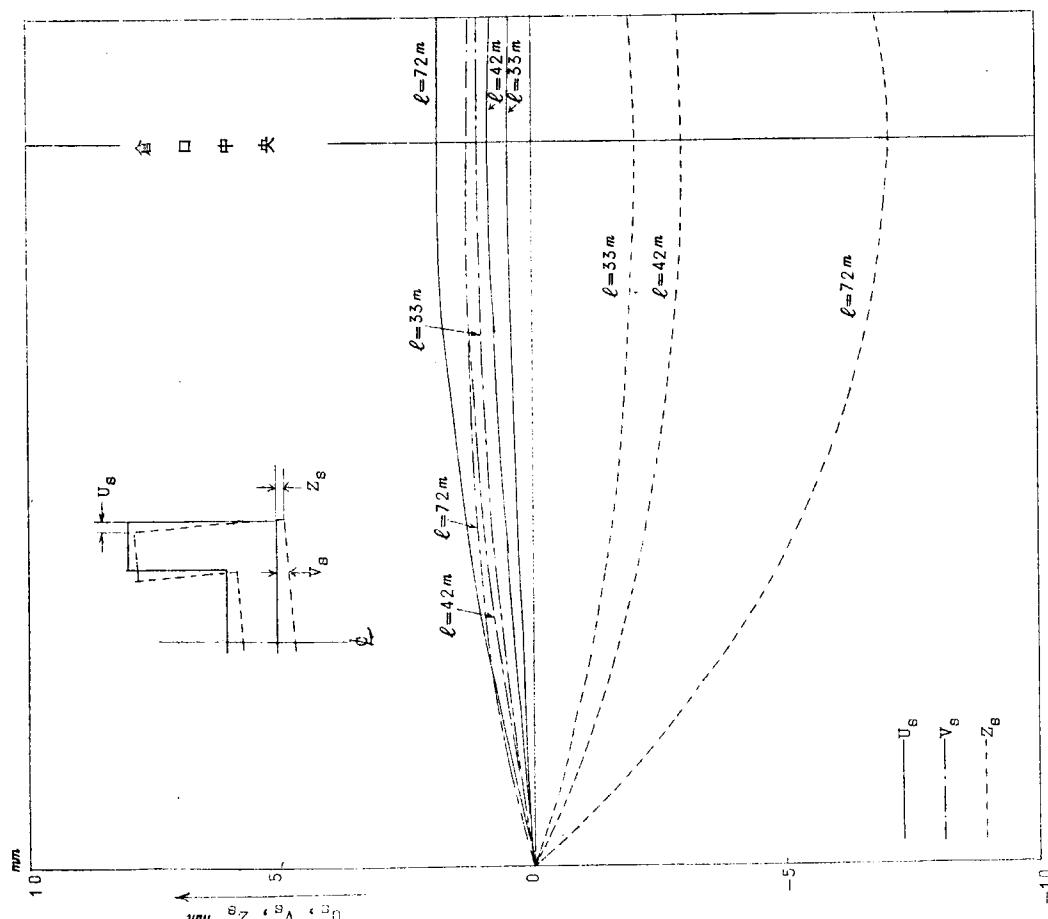


図 2.3 縦部材の剪断挑み（船側外板および縦隔壁は倉口端で固定）

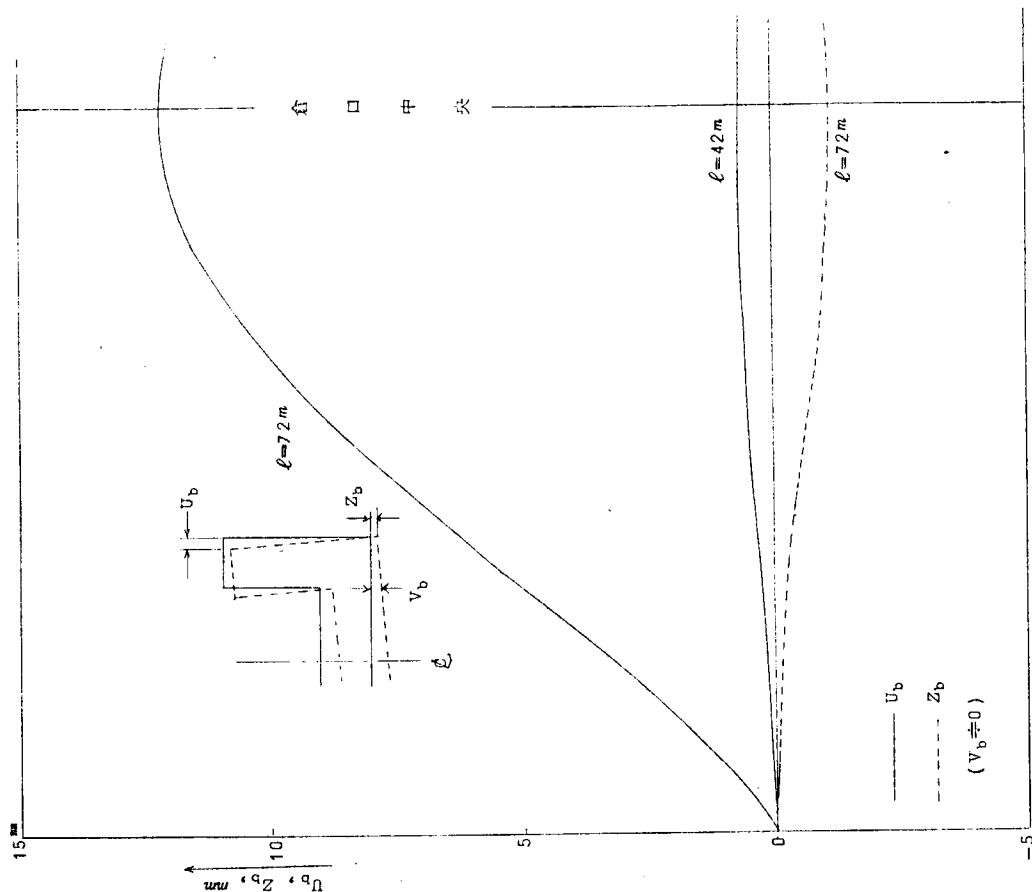


図 2.4 縦部材の曲げ挑み（船側外板および縦隔壁は倉口端で固定）

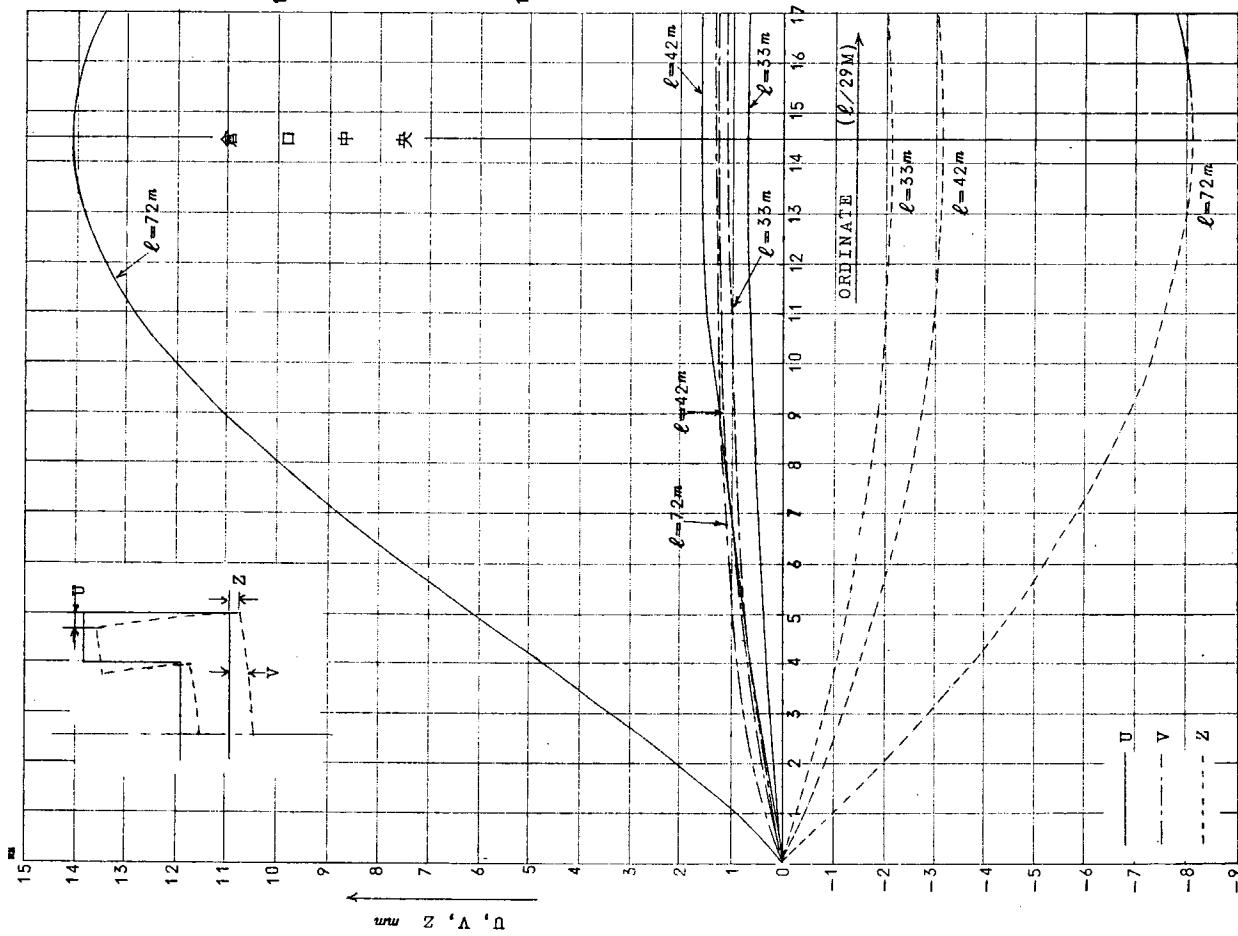


図 2.5 縦部材の挠み（船側外板および縦隔壁は倉口端で固定）

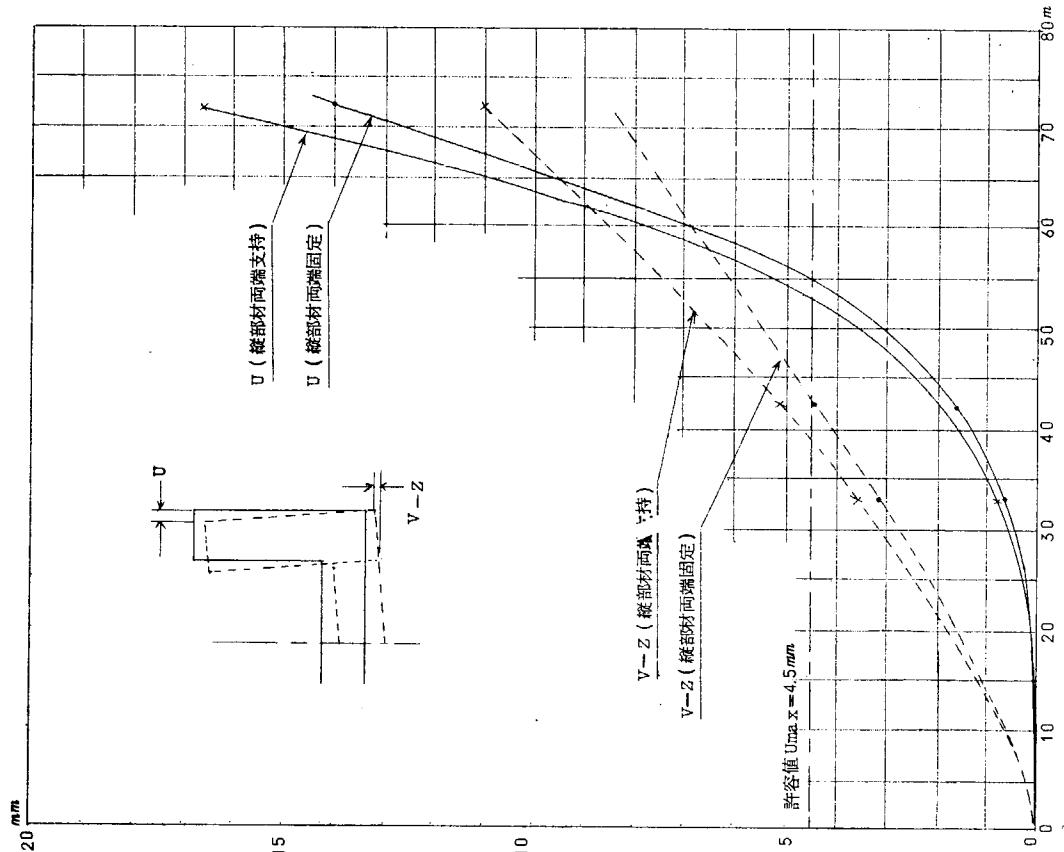


図 2.6 倉口長さ ℓ と倉口中央での挠みの関係

次に倉口長さ ℓ と倉口中央における変形量との関係を図示したものが図 2.6 である。同図は船側外板および縦隔壁を倉口端で固定とした場合と支持とした場合との両者について図示したが、倉口の開閉量 u については両者の差はあまり大きくない、一方舷側タンクの剪断変形を示す横 $v - z$ については、 ℓ の大なる部分では、端部の条件の差による相異は開閉段の場合に比べてやや大きな比率になつてゐる。

舷側タンクの剪断変形量は外板および隔壁部の剪断撓み量によるものが大部分であるので、 ℓ の大きさにしたがつてほぼ直線的に増大している。一方倉口の開閉量は ℓ がある程度以上大になれば甲板部の曲げ変形によるものが支配的になるので ℓ の増大に従つて急増する。

HEO の作業時に仮定された倉口の開閉量の許容値 $U_{max} = 4.5mm$ を越えないようにするには、同図より倉口長さを $\ell < 5.2 \sim 5.5m$ の範囲にすればよいことが判る。

2.6 油送船の舷側タンクの剪断変形

2.6.1 舷側タンクの剪断変形に対する基礎方程式

2枚の縦隔壁を持つ油送船の舷側タンクの剪断変形に対する撓み方程式は前章の(1)式から次のようにして導くことができる。

すなわち油送船では倉口が存在しないので $\bar{u} = U = 0$ とし、甲板部の変形を無視すれば(1)式に対応して次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} EI_s z_b''' &= -k(v_0 - v + z) + q_0 \\ EI_v v_b''' &= k(v_0 - v + z) \\ -GA_s z_s'' &= -k(v_0 - v + z) + q_0 \\ -GA_v v_s'' &= k(v_0 - v + z) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ただし、この場合のばね定数 k はトランスリングを外板および縦隔壁の位置で鉛直方向に相対的に単位量撓ますに要する力を 1 トランスリングの心距で割つたものである。

さらにまた船側外板および縦隔壁の相対曲げ変形は、甲板および船底部の剪断ずれの現象を無視すれば生じ得ないことになる。このように甲板と船底外板の剪断ずれを無視すれば、舷側外板および縦隔壁は剪断撓みのみが生じることになり(4)式の代りに(5)式を用いることができる。

$$\left. \begin{aligned} GA_s z'' - k_z + k_v &= k_{v_0} - q_0 \\ GA_v v'' + k_z - k_v &= -k_{v_0} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

(5)式の右辺はそれぞれ単位長さ当りの輪切構造を舷側および縦隔壁の位置で支持したときの支持反力と大きさ等しく逆向きの力を表わしている。この力は近似的には船底に作用する荷重について舷側タンクに働く荷重の $1/2$ が船側外板に作用し、残りの荷重が縦隔壁に作用すると考えたものとほとんど同じになる。

山越等²⁾は船側外板と縦隔壁との相対撓みのみを求めるため、両者に同じ剪断撓みを生ぜしめるような荷重を差引いた残りの偏荷重のみを荷重項として用いている。すなわち船側外板と縦隔壁とが同じ剪断撓みを生じるような両者に働く剪断力の比を $\alpha_s : \alpha_l$ とし、 $\alpha_s + \alpha_l = 1$ とする。 α_s および α_l は横断面の構造で定まるもので、近似的には $\alpha_s : \alpha_l$ は船側外板と縦隔壁との断面積比で与えられる。(5)式からも判るように横荷重の鉛直方向の不平衡力は片舷について q_0 であるから、 q_0 を $\alpha_s : \alpha_l$ の比で外板および隔壁に分配すれば、それらの荷重によつてはタンクの剪断変形は生じない。したがつて全荷重からこれらの荷重を差引いた残りの荷重が偏荷重となる。すなわち、外板側では上向きに $(k_{v_0} - q_0) + \alpha_s q_0$ 、隔壁側では上向きに $-k_{v_0} + \alpha_l q_0$ の荷重が偏荷重となり、これらの和は当然 0 となる。これらの偏荷重を用いると(5)式はつぎのようになる。

$$\left. \begin{array}{l} GA_S z'' - k_z + k_v = k\delta \\ GA_l v'' + k_z - k_v = -k\delta \end{array} \right\} \quad \dots\dots(6)$$

ただし、 $k\delta = k\nu_0 - \alpha_l q_0$

2.6.2 索側タンクの剪断変形の計算例

(1) 索側タンクの剪断変形

数値計算例として、(6)式の構造方程式を用い図2.7に示されるような横断面を持つ長さ168mの油送船の各種載荷状態におけるタンクの変形量が求められた。載荷状態およびタンク配置はそれぞれ図2.8に示されるように4種の場合を仮定しタンク長さを種々にかえて縦隔壁と船側外板との相対変位が求められた。それらの結果を図2.9～図2.12に示す。図2.9は縦隔壁端から2枚目の横隔壁の位置、図2.10は3枚目の横隔壁の位置での縦隔壁と船側外板との相対剪断とタンク長さとの関係を示したものである。図2.11は横隔壁と横隔壁との間も含めて全タンク領域にわたる相対変位の最大値とタンクの長さとの関係を示したものである。図2.12は1例として $\ell=18.315m$ の場合における相対変位の分布状態を示したものである。

これらの結果を検討すると、まず図2.11より④の場合の最大相対変位は①②③の場合のそれに比べて非常に小さいことがわかる。これは図2.8に示されるように④の場合は全部または一部の中央タンクが空の状態にあるのに対し、④の場合には中央タンクがすべて満載状態であるため偏差荷重の値が他の場合に比べて非常に小さくなっているためである。したがつて索側タンクの変形に対しては中央タンクが空の場合には注意を要する。つぎに図2.8の③と①とを比べると、載荷状態は全く同一であり、③の場合は端から2枚目の横隔壁の位置で、舷側タンク内に隔壁があるのに対し、①ではこれが点だけが異なる。したがつて図2.12の③と①の相異は舷側タンク内の横隔壁の有無の影響を示していることになる。両者を比較することにより舷側タンク内の横隔壁がタンクの剪断変形軽減に役立っている状態がわかる。また本船で、仮に横隔壁の剛性を2倍にしても最大相対変位は約17%しか減少しないので、

最大相対変位を小さくするためには横隔壁の剛性を増すよりも、その間隔を小さくする方が有効である。

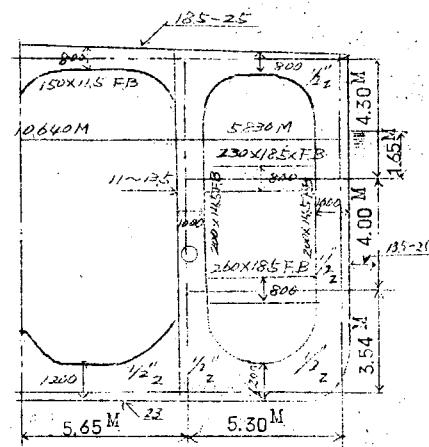


図2.7 油槽船の横断図

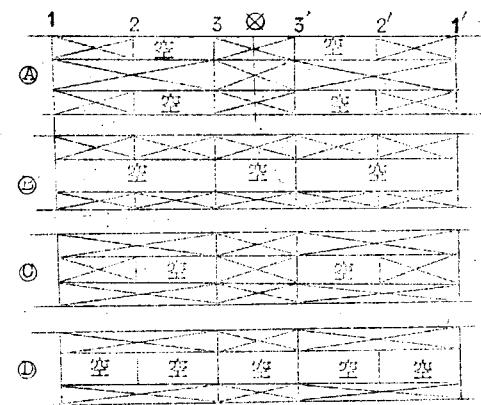


図2.8 タンク配置および載荷状態

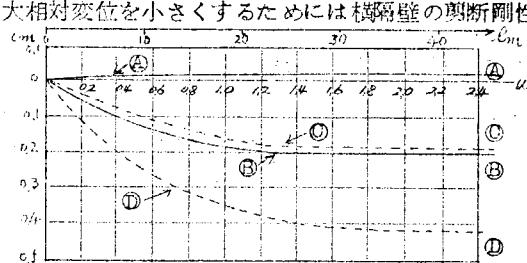


図2.9 ($v_2 - z_2$)とタンク長さとの関係

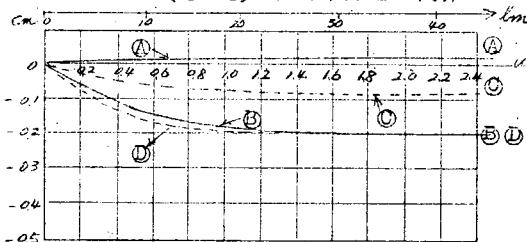


図2.10 ($v_3 - z_3$)とタンク長さとの関係

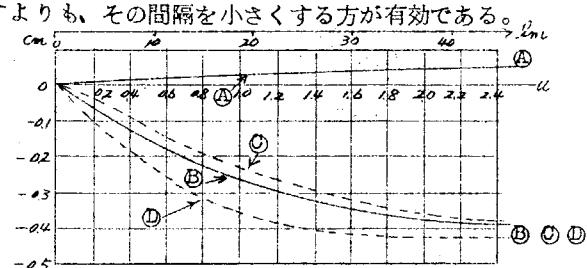


図2.11 ($v-z$)maxとタンク長さとの関係

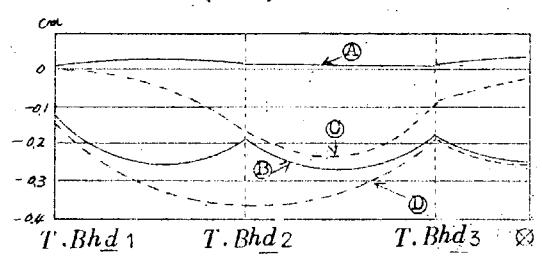


図2.12 $v-z$ ($u=1.0$, $1=18.315m$ の場合)

(2) 荷重状態および隣接タンクの影響

前項の計算例では基礎方程式として(6)式を用い、縦隔壁および舷側外板は偏差荷重のみを受けるものとして計算された。その場合には一般に前後端タンクを除いた中央部のタンク部では近似的に正しい変形が求められるが、前後端タンクでは縦隔壁がその端でなくなっているので実際と異なる変形が計算される結果となる。真能³⁾はこの点につき検討し、偏差荷重による変形と偏差のない荷重による変形との相異を明らかにすると共にタンクの剪断変形に対する近似計算法を導いた。

すなわち(5)式において $k_{v_0} = q_v$, $q_0 - k_{v_0} = q_z$ とおく。 q_v および q_z はそれぞれ縦隔壁および船側外板に作用する下向きの荷重である。いま(5)式の解を求め 1 つのタンクを取り出し、タンクの両端で船側外板の撓みを 0 と仮定して縦隔壁と船側外板との相対変位 $v - z$ を求めるとつきのように表わされる。

$$v - z = \frac{A_s q_v - A_l q_z}{A_l + A_s} \cdot \frac{1}{k} \left(1 - \frac{\cosh \gamma x}{\cosh \gamma l/2} \right)$$

$$+ v \sqrt{\frac{\cosh \gamma x}{\cosh \gamma l/2}} \quad (7)$$

ただし、

x = タンク長さ l の中央にとつた長さ方向の座標

$v l/2$ = タンク前端での縦隔壁の撓み

$$\gamma = \sqrt{\frac{K(A_s + A_l)}{G A_s A_l}}$$

(7)式の右辺の第 1 項は全荷重 $q_s + q_v$ を縦隔壁と船側外板の断面積比 $A_l : A_s$ の分配した荷重からの偏差量に相当する荷重による相対変位を表わしており、第 2 項は残りの偏差のない荷重による相対変位を示している。いま偏差荷重がないとするとき(7)式の右辺の第 1 項は 0 となり、相対撓みは $v l/2$ のみの函数で表わされる。最前端のタンクを考えると、そのタンクの前端における横隔壁の剪断剛性が無限大の場合は $v l/2 = 0$ となり、偏差荷重のない場合にはタンクの剪断変形が生じないことになる。ところが横隔壁の剛性は有限であるから $v l/2 \neq 0$ であるので、前後端タンクでは、偏差荷重以外の荷重も考慮しなければならない。すなわち前後端タンクでは、縦隔壁がその端でなくなるので、縦隔壁に作用していた荷重は横隔壁を通して船側外板へ移つてしまはなければならないからである。

全荷重を偏差のない荷重とある荷重とに分けて考える。偏差のない荷重のみが作用する場合は前後端タンクでの変形が大であり、中央部のタンクの剪断変形は小さくなり、また逆に偏差荷重のみが作用する場合は前項の計算例でみられるように一般に端の横隔壁の変形より中央部の横隔壁の変形の方が大となり、しかもタンクの相対変位の分布は横隔壁の位置で節となるような形状になる。

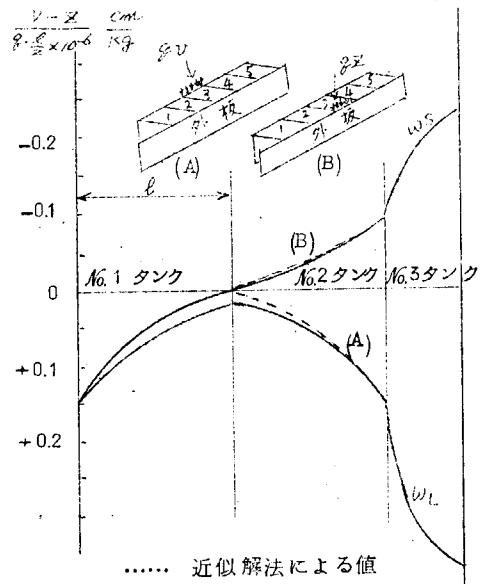


図 2.13 No. 3 タンクの縦隔壁または船側外板に負荷した場合の撓み

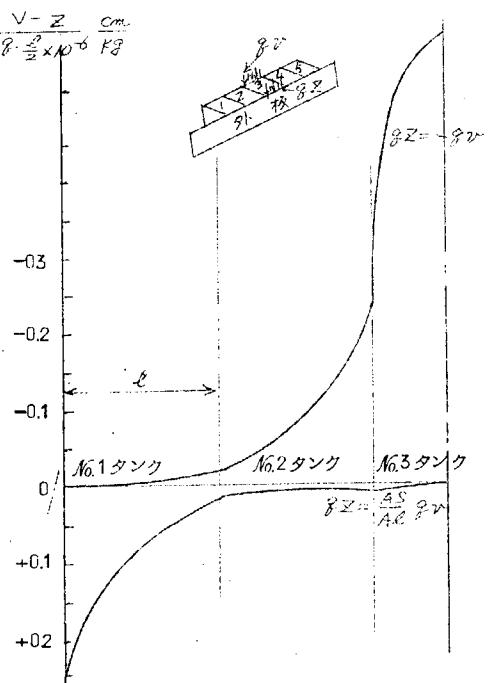


図 2.14 No. 3 タンクに負荷した場合の撓み

つぎに隣接タンクの影響について検討する。前項で用いられたものと全く同じ船について、(a)タンクのみに荷重を加えた場合の縦隔壁と船側外板の相対挠み $\nu-z$ の分布状態を図2.1.3および図2.1.4に示す。図2.1.3(a)は(a)タンクの縦隔壁のみに荷重を加えたものであり、(b)は船側外板のみに荷重を加えた場合である。また図2.1.4は偏差のない荷重を加えた場合と偏差荷重のみを加えた場合を示す。これらの撓み分布を検討すれば、荷重タンクおよびその隣接タンクの性質を知ることができる。すなわち隣接タンクは荷重タンクの影響を受けて変形を生じるが、荷重の偏差量は横桁を通じて急速に伝達されてしまうので、隣接タンクの端ではほとんど剪断変形が生じなくなっていることがわかる。この場合、(a)2タンクの後端の縦隔壁と船側外板に加わる剪断力は全剪断力を $A_l : A_s$ の比に分配した値とほとんど等しくなっている。したがつて1荷重タンクの変形の影響はその前後の隣接タンクでほぼ消滅し、それより遠いタンクにはほとんど影響を与えない。

一方前後端タンクでは縦隔壁に作用していた剪断力がこのタンク内ですべて船側外板に伝達されることになるので、中央部のタンクと異なる変形を生じる。例えば偏差のない荷重では荷重タンクや隣接タンクの変形はほとんど生じないが、前後端タンクでは非常に大きな変形が現われている。また逆に偏差荷重のみの場合は、前後端タンクはほとんど変形することなく、荷重タンクとその隣接タンクのみが変形している。

以上のことからつぎのことがいえる。すなわち荷重タンクの変形を近似的に求めるには、その前後の隣接タンクを含む3タンクのみを考えればよい。この場合のそのタンクの荷重としては偏差荷重のみを考慮すればよく、隣接タンクの端では相対撓みを0とおくことができる。一方隣接タンクの荷重の影響は、そのタンクがいまの例で(a)2タンクになつたと考えて処理することができる。このことは最前後タンクおよびその隣接タンクでは適用できない。この場合についても近似法が提案されている。⁶⁾

(3) 油送船の舷側タンクの剪断変形に伴う横部材の曲げ応力

(1)述べられた油送船の舷側タンクの剪断変形に伴うトランスリングの曲げ応力の計算例を図2.1.5に示す。同図は中央タンクが空倉で、舷側タンクが満載状態での縦隔壁と船側外板の相対変位とトランスリングの各点の曲げ応力との関係を示したものである。

図2.1.5中の各番号で示された線は図2.1.6の各番号で示された位置に生じる最大応力値をあらわしており、彎曲部での応力は応力集中を考慮したものである。図の $(\nu-z)=0$ の鉛直線上の応力は舷側タンクの剪断変形が生じないときのトランスリングの曲げ応力であり、その応力と他の点での応力の差がタンクの剪断変形のみによつて生じた応力である。図中の(1)の位置の応力が非常に大きくなっているが、これは中心線縦桁がある船に対して、それが効かないと仮定して計算されたためである。本船での $\nu-z$ の最大値は約0.4cm前後であるので、舷側タンクの剪断変形に伴う応力変化は最大約10kg/cm²であるが、ここに示されたのは1例に過ぎないので、今後さらに検討する必要があると思われる。

なお鉱石運搬船に対しても舷側タンクの剪断変形と二重底の曲げ応力との関係等が検討されている。⁴⁾

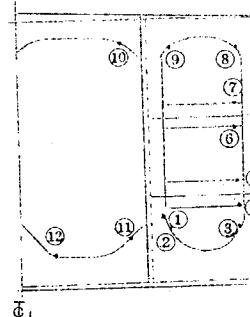
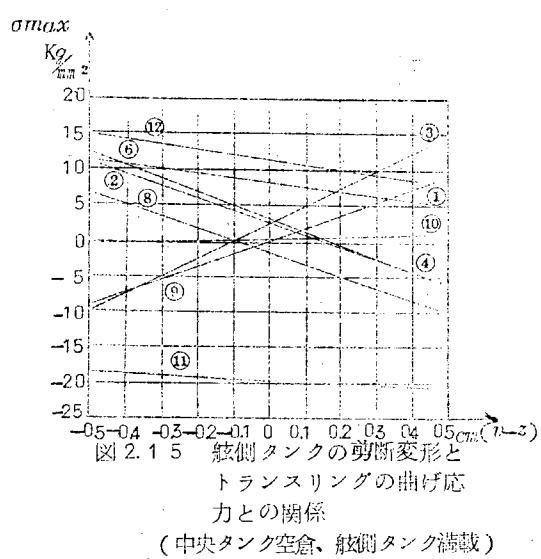


図2.1.6 曲げ応力の計算位置

2.7 むすび

以上ここでは高経済性油送船試設計および鉄鉱石専用船試設計作業時に検討された問題点の中で、横強度に関する諸問題を取りまとめ報告した。

一方これらの問題の中で未解決の問題および今後解明すべき事項を検討し、それらの問題の大部分が本委員会の研究項目としてとり上げられた。

なお本報告においては倉口の開閉変形および舷側タンクの剪断変形について試設計作業後、研究された結果を同時に報告した。

倉口開閉の問題に関しては試設計作業時に用いられた鉱石専用船の寸法を用いて計算を行ない、倉口長さの開閉量に及ぼす影響を検討した。

一方舷側タンクの剪断変形については油送船について計算を行ない、タンク長さとタンクの剪断変形量との関係ならびにそれによつて生じる横部材の曲げ応力との関係が示された。またタンクの剪断変形に対する近似計算法も示した。

さらにこれらの計算法を用いて実船計測結果を解析し、計算値と実測値との比較が行なわれたが、両者の間にはかなりの差異があり、その原因が計測法による誤差かあるいは理論式の仮定によるものか不明であるので、本報告には述べなかつた。

従つて舷側タンクの剪断変形に関してはさらに実船試験を実施し、理論値と比較して誤差の原因を究明する必要があると思われる。

参考文献

- 1) 八木順吉：倉口および舷側タンクの変形。
造船協会誌 第440号(昭和41年3月)
- 2) 山越道郎外：ウイングタンクの剪断変形について。
西部造船会会報 第29号(昭和40年2月)
- 3) 真能創：舷側タンクの剪断変形におよぼす隣接タンクの影響。
船体構造委員会、関西地区部会(昭和40年7月) [65・7・20]
- 4) 真能創：舷側タンクの剪断変形が中央タンク内の部材におよぼす影響。
船体構造委員会、関西地区部会(昭和40年7月) [65・7・21]

第5章 防撓材付パネル・ワーキング・グループ資料

3.1 目的

船体構造において、隔壁等分布荷重を受ける防撓板構造の最小重量設計を検討することを目的として、縦および横の2方向に等間隔の防撓材を有する長方形の直交防撓平板が一定の等分布荷重を常時受ける場合、その重量が最小となる防撓板の板厚、防撓材の寸法および防撓材の数を求める。

3.2 解析の方針

図3.1に示すような防撓板において、寸法 $a \times b$ および使用圧力 q は与えられるものとし、防撓板の周辺条件は支持とする。また防撓材の断面形はT型の場合のみについて解析を行なうこととする。

2方向の防撓材の数を m, n とすると、防撓板は $(m+1) \times (n+1)$ 個の小区画に分割され、その大きさ $(\frac{b}{m+1}) \times (\frac{a}{n+1})$ と使用圧力 q から板厚 h が求められる。

防撓材の寸法は次の方法で決定することができる。すなわち、防撓板は使用圧力 q に安全率 s を乗じた荷重 q_c で崩壊（塑性関節形成圧力）を生ずるものとすると必要な全塑性モーメント M_{0sx}, M_{0sy} は板撓板の寸法 $a \times b$ および圧力 q_c からえられる。そして必要な全塑性モーメントを有する防撓材断面のうちで断面積が最小となる断面の形状を求める。

防撓板の板厚と防撓材の形状から防撓板の全重量が求まる。 m, n をかえて同じ計算を行ない、重量が最小となる場合を求める。

記号

$a \times b$ 防撓パネル寸法

h 板厚

m, n 防撓材の数

A_{sx}, A_{sy} 防撓材の断面積

q 使用圧力（一様分布荷重降伏点）

σ_y 降伏点

E ヤング率

$a_0 = a/(n+1), b_0 = b/(m+1)$

$r = a_0/b_0$ 又は $b_0/a_0 \geqq 1$

q_c 防撓板の崩壊圧力

$S = q_c/q$ 安全率

$M_0 = \frac{1}{4} \sigma_y h^2$

M_{0sx}, M_{0sy} 防撓材の塑性モーメント（有効幅を含む）

W, V 防撓板重量および容積、 ρ ：材料の比重

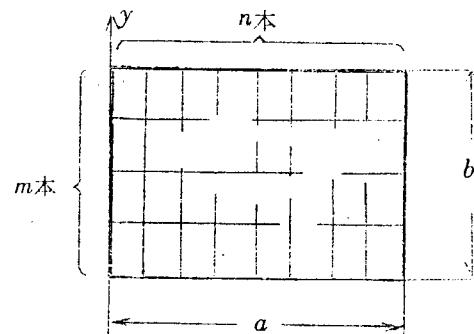


図3.1

3.3 解析

3.3.1 板厚の決定

小区画の寸法 a_0, b_0 と使用圧力 q から板厚をきめるさいに板の周辺条件は固定として考え、膜力を考慮するものとする。この場合にはいわゆる崩壊現象ではなく、許容圧力は構造物の種類により破壊、たわみあるいは残留たわみのいづれかをベースとして決定されよう。ここで対象としている構造物は常時荷重を受けるのであるから、使用荷重を加えたときのたわみ量、または残留たわみによって許容圧力をきめることになる。

ところで許容たわみ量は個々の構造物の事情により異なる性質のものであり、したがつてたわみ量によつて使用荷重を規定することを一般的に論することは無理と思われる。そこで、荷重を加えたあと大きな残留たわみを生じない圧力を許容圧力とする。

(a) 帯板の許容圧力

両端固定の帯板が等分布荷重を受ける場合、端部における弾性曲げモーメントが膜力を入れた全塑性モーメントに等しくなる圧力を許容圧力とすることとする。この圧力は、端部引張側の歪みが急増しはじめる圧力とほぼ一致しており、また板厚の厚い場合には商船関係の鋼船規則によつて求めた深水タンク隔壁板とも極めて近い値となつている。この許容圧力を計算し、えられた結果をとり扱い易い形とするため次式で近似する。(附録参照)

$$\frac{q_1 a_0^2}{\frac{1}{4} \sigma_Y h^2} = 12.5 + 0.436 \frac{\sigma_Y a_0^2}{E h^2} \quad (1)$$

ここに

q_1 : 板の両端が塑性関節となる圧力

(b) 矩形板の許容圧力

周辺上の最大曲げモーメント、すなわち長辺の中点の曲げモーメントが全塑性モーメントに達するときの圧力を許容圧力とする。現在のところ、この圧力を理論的に求めることのできる資料は発表されておらず、また新しく計算することも長期間を要するので、ここでは矩形板についての線形理論からえられる結果を利用して帯板の許容圧力を修正して使用する。

膜力を無視した弾性計算(線形理論)によれば等分布荷重を受ける $a_0 \times b_0$ の長さを有する周辺固定の矩形板の長辺上の最大応力は次式で与えられる。

$$\sigma = \frac{\alpha}{4} q \cdot \frac{a_0^2}{h^2} \quad (2)$$

ここで α はアスペクト比によりきまる係数である。

$\alpha=3/2 \sigma_Y$ のとき、その位置における曲げモーメントは、塑性モーメントに達するから、長辺の中点の曲げモーメントが、塑性モーメントになるときの圧力 q_e は

$$\frac{q_e a_0^2}{\frac{1}{4} \sigma_Y h^2} = \frac{24}{\alpha} \quad (3)$$

一方、膜力を無視した帯板では、端部が塑性関節になるときの圧力 q_{1e} は

$$\frac{q_{1e} a_0^2}{\frac{1}{4} \sigma_Y h^2} = 12 \quad (4)$$

また、膜力を考慮した帯板で、両端が塑性関節になるときの圧力 q_1 はすでに求められている。したがつて、膜力を考慮した矩形板の許容圧力 q を次式で与える。

$$q = \frac{2}{\alpha} q_{1e} \quad (5)$$

α は次の式から求められる。(附録参照)

$$\begin{aligned}\alpha &= -2.458 + 6.012\gamma - 2.752\gamma^2 + 0.429\gamma^3 \quad 1 \leq \gamma \leq 2 \\ \alpha &= 2.00 \quad 2 < \gamma \\ \gamma &= b_0/a_0 \geq 1\end{aligned}\quad (6)$$

(1), (5)式から

$$\frac{qa_0^2}{\frac{1}{2}\sigma_Y h^2} = \frac{2}{\alpha} \left(12.5 + 0.436 \frac{\sigma_Y a_0^2}{Eh^2} \right)$$

変形して

$$\frac{h^2}{a_0^2} = \frac{\alpha}{25.0} \left(\frac{4q}{\sigma_Y} - \frac{0.872}{\alpha} \frac{\sigma_Y}{E} \right) \quad (7)$$

この式によつて、使用圧力 q 、区画寸法 $a_0 \times b_0$ の短形板の板厚 h を決定することができる。

図3.1に示す場合には

$$a_0 = \frac{a}{n+1}, \quad b_0 = \frac{b}{m+1} \quad \text{for } \frac{b}{m+1} \geq \frac{a}{n+1}$$

あるいは

$$a_0 = \frac{b}{m+1}, \quad b_0 = \frac{a}{m+1} \quad \text{for } \frac{a}{n+1} > \frac{b}{m+1}$$

したがつて、

$$\frac{b}{m+1} \geq \frac{a}{n+1} \quad \text{で} \quad \left(\frac{h}{\frac{a}{n+1}} \right)^2 = \frac{1}{25} \left(\frac{4q}{\sigma_Y} \alpha - 0.872 \frac{\sigma_Y}{E} \right), \quad \gamma = \frac{b}{m+1} / \frac{a}{n+1} \quad (8)$$

$$\frac{b}{m+1} \leq \frac{a}{n+1} \quad \text{で} \quad \left(\frac{h}{\frac{b}{m+1}} \right)^2 = \frac{1}{25} \left(\frac{4q}{\sigma_Y} \alpha - 0.872 \frac{\sigma_Y}{E} \right), \quad \gamma = \frac{a}{n+1} / \frac{b}{m+1} \quad (9)$$

3.3.2 防撓材の断面積 A_{sx} , A_{sy}

防撓平板の崩壊圧力 q_c としては次式を考える。

$$q_c = \frac{M_{oy}}{b^2} \cdot \frac{1}{3 - 2 \frac{\sqrt{1+3\beta^2}-1}{\beta^2}} \quad \beta^2 = \frac{a^2}{b^2} \cdot \frac{M_{oy}}{M_{ox}} \quad (10)$$

この崩壊圧力は、防撓材の剛性が比較的大であればいわゆる崩壊圧力として考えられる。しかし、防撓材の剛性がかなり小である場合は崩壊の現象というより塑性関節生成の荷重として考えられる。ここで、

$$M_{ox} = M_o + \frac{m}{a} M_{osx}$$

$$M_{oy} = M_o + \frac{m}{b} M_{osy}$$

(10)式において M_{oy} を一定と仮定したとき、 q_c が最大となる β^2 の値は

$$\beta^2 = \frac{a^2}{b^2} \frac{M_0 y}{M_{0x}} = 1$$

であることが容易に求められる。したがつて、 $\beta^2 = 1$ となるように縦横の防撓材を配置する。

このときの崩壊圧力 q_c に対する防撓材の塑性モーメントは

$$M_{0sx} = \frac{a}{m} \left(\frac{a^2}{24} q_c - M_0 \right)$$

$$M_{0sy} = \frac{b}{n} \left(\frac{b^2}{24} q_c - M_0 \right)$$

安全率を s とすると、防撓材の必要性モーメントは

$$\left. \begin{aligned} M_{0sx} &= \frac{a}{m} \left(\frac{s}{24} a^2 q - M_0 \right) \\ M_{0sy} &= \frac{b}{n} \left(\frac{s}{24} b^2 q - M_0 \right) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

次に防撓材の塑性モーメント M_{0s} が与えられた場合、防撓材の最小断面積を求める。

図3.2に示したような断面の防撓材の塑性モーメント M_{0s} と断面

積 A_s との関係は、

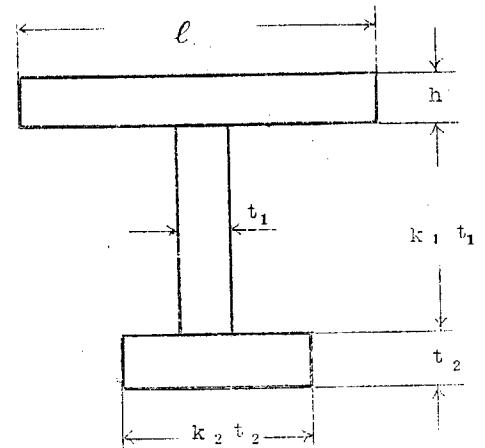
$$A_p = \ell h$$

$$A_s = k_1 t_1^2 + k_2 t_2^2$$

$$k = t_2/t_1$$

(a) $A_p \geq A_s$ の場合（塑性中立軸が板にある場合）

$$M_{0s} = \frac{1}{2} \sigma_Y h A_p \left\{ \frac{1}{2} + \frac{A_s}{A_p} + \frac{k_2 k^3 + 2 k_1 k^2 + k_1^2 A_s^{3/2}}{(k_1 + k_2 k^2)^{3/2} \ell h^2} - \frac{A_s^2}{2 \ell^2 h^2} \right\} \quad (13)$$



あるいは変形して、

$$\frac{1}{2} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^2 + K \sqrt{\frac{\ell}{h}} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^{3/2} - \frac{A_s}{A_p} - \frac{1}{2} + \frac{M_{0s}}{\frac{1}{2} \sigma_Y h A_p} = 0 \quad (14)$$

ここに、

$$K = \frac{k_2 k^3 + 2 k_1 k_2 k^2 + k_1^2}{(k_1 + k_2 k^2)^{3/2}}$$

k_1, k_2 は座屈に対する限界から適当な基準をとることができる。

また M_{0s} は防撓板の崩壊圧力 q_c から与えられる。したがつて A_s/A_p は k の函数となる。

ゆえに、

$$\frac{d}{dk} \left(\frac{A_s}{A_p} \right) = 0$$

の条件から $k_1, k_2 \gg 1$ として k を求めると、

$$k = \frac{1}{2 k_2} \left(\frac{3}{2} + \sqrt{2 k_1 k_2 + 9/4} \right) = \frac{1}{2 k_2} \left(\frac{3}{2} + \sqrt{2 k_1 k_2} \right) \quad (15)$$

k は k_1, k_2 によって定まる常数である。 k を(14式)に入れ、 $0 < A_s < A_p < 1$ を満足する A_s/A_p の最小正根を求める
と最小断面積がえられる。

(b) $A_p < A_s$ の場合 (塑性中立軸が防撓材にある場合)

塑性モーメント M_{os} は、

$$M_{os} = \sigma_Y \left\{ \frac{1}{2} h A_p - \frac{(k_1 + k_2 k^2)^{1/2}}{4} \frac{(A_s - A_p)^2}{A_s^{1/2}} + \frac{1}{2} K A_s^{3/2} \right\}$$

変形して

$$\begin{aligned} & \frac{k_1^2 + 2k_1 k_2 k^2 + 2k_1 k^2 - k_2^2 k^4}{(k_1 + k_2 k^2)^{3/2}} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^2 + (k_1 + k_2 k^2)^{1/2} \left(2 \frac{A_s}{A_p} - 1 \right) \\ & - \frac{4}{A_p^{1/2}} \left(\frac{M_{os}}{\sigma_Y A_p} - \frac{1}{2} h \right) \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^{1/2} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

(16式)で A_s/A_p は k のみの関数であり、 $A_s/A_p > 1$ の条件のもとに A_s/A_p の最小値を求める。

k で微分し、

$$\frac{d}{dk} \left(\frac{A_s}{A_p} \right) = 0$$

とすれば、

$$(k_1^2 + 6k_1 k - 6k_1 k_2 k^2 - k_2 k^4) \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^2 + (k_1 + k_2 k^2)^2 \left(2 \frac{A_s}{A_p} - 1 \right) = 0 \quad (17)$$

A_s/A_p について解くと、

$$\frac{A_s}{A_p} = \frac{-(k_1 + k_2 k^2) \pm \sqrt{2k_1^2 + 6k_1 k - 4k_1 k_2 k^2}}{k_1^2 + 6k_1 k - 6k_1 k_2 k^2 - k_2 k^4} \times (k_1 + k_2 k^2) \quad (18)$$

$A_s/A_p > 1$ の条件から複号は負のみとなる。

(16, 18式)から $A_s/A_p > 1$ の条件を満足する A_s/A_p の最小根を求めるとき、防撓材の最小断面積がえられる。

なお(18式)の判別式 ≥ 0 の条件から k の最大値を求めてみると

$$k \leq \frac{1}{2k_2} \left(\frac{3}{2} + \sqrt{2k_1 k_2 + 9/4} \right)$$

となり、 $A_s/A_p \leq 1$ の場合の k の値と一致することが証明される。

3.3 最小重量を求める計算

板および防撓材を含む防撓板全体の最小重量を求める計算の順序を図3.3に示した。このフローチャートを使用して電子計算機により計算を行なつた。*fixed parameter* の値は次のとく与えた。

$$E = 21,000 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_Y = 23 \text{ kg/mm}^2$$

$$k_1 = 43, k_2 = 17$$

$$S = 2$$

また計算を行なつた $a \times b$ は $5 \times 5 \text{ m}, 10 \times 10 \text{ m}, 5 \times 10 \text{ m}, 10 \times 20 \text{ m}$ の4種で、 q はそれぞれ $a \times b$ に対して 1 kg/cm^2 と 2 kg/cm^2 である。

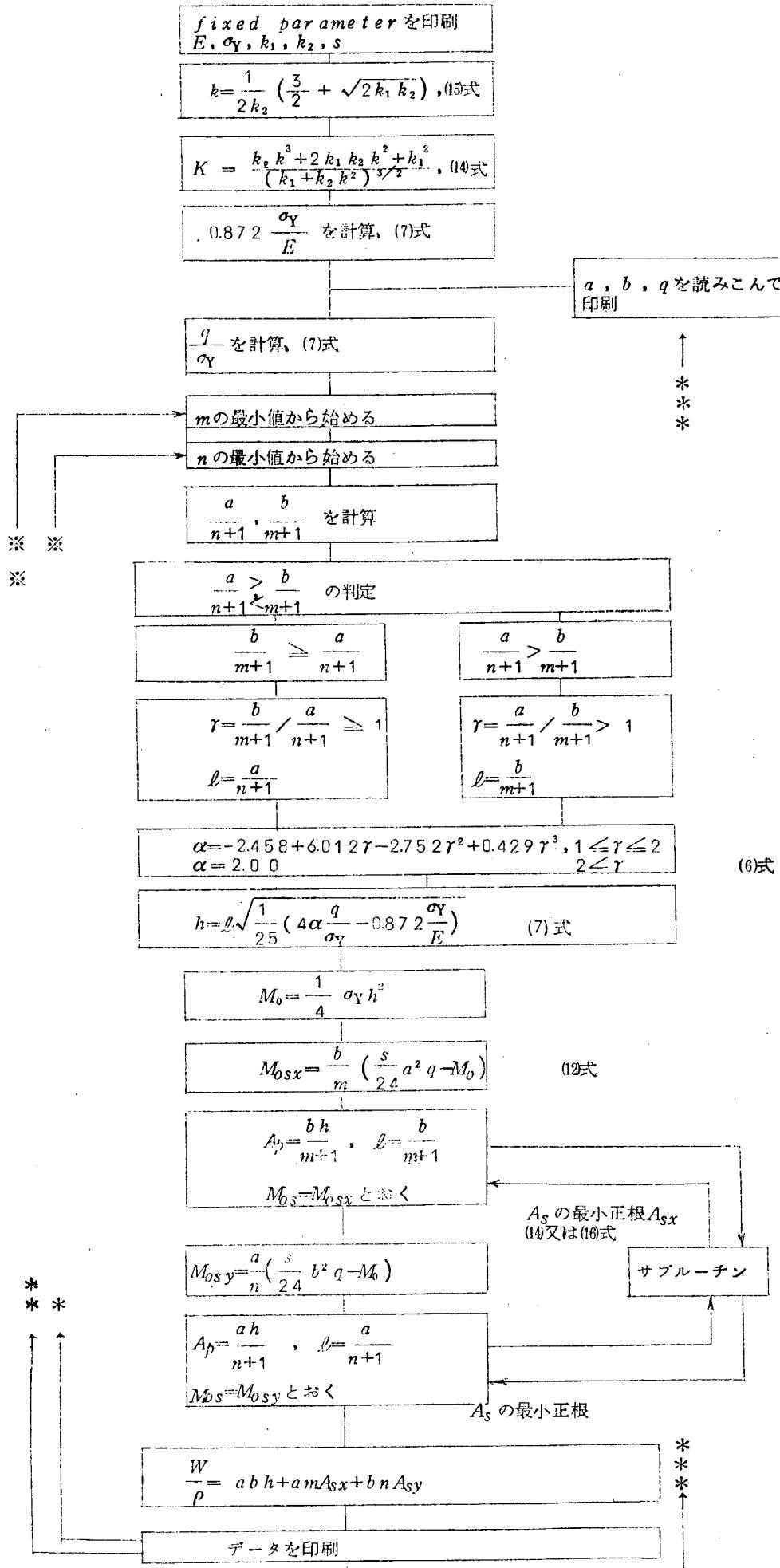


図 3.3
- 27 -

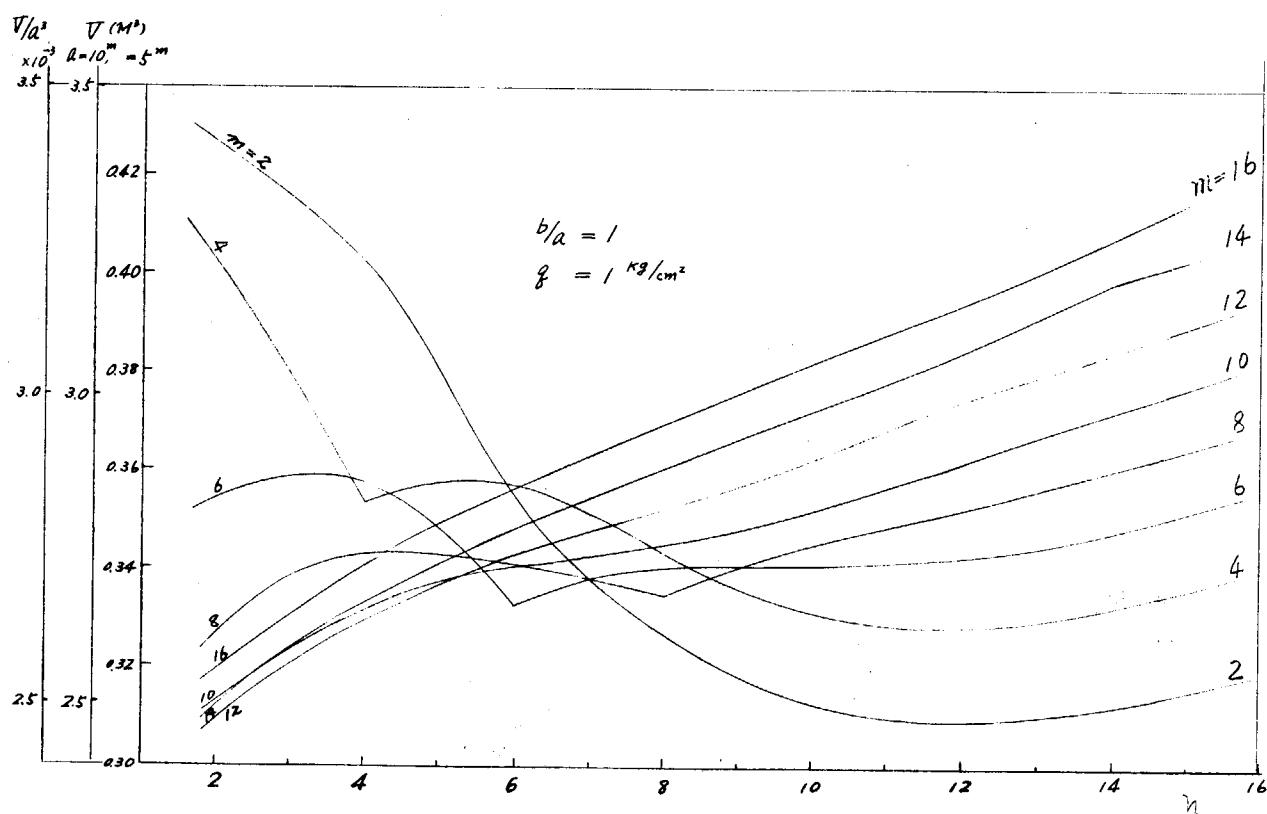


図 3.4 防 搾 板 の 重 量

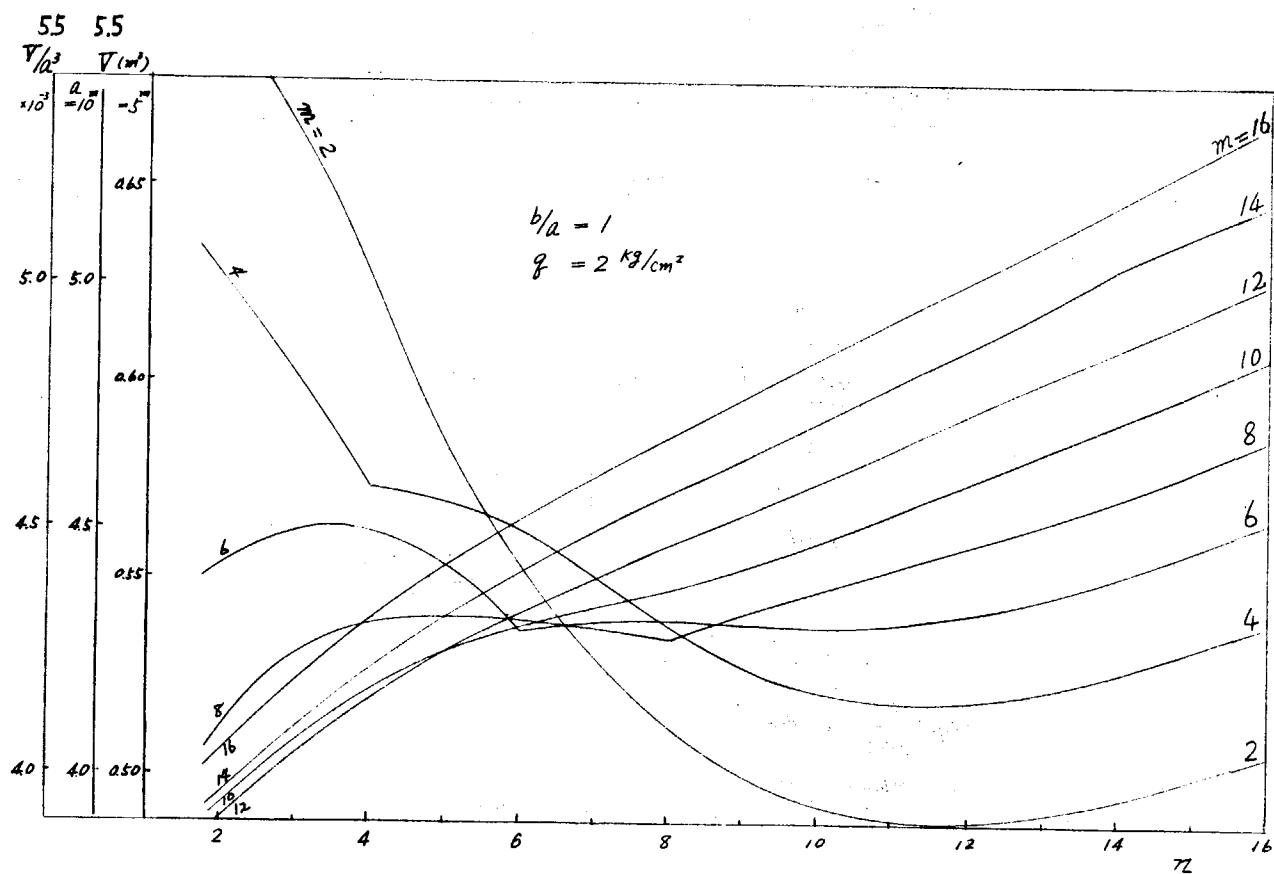


図 3.5 防 搾 板 の 重 量

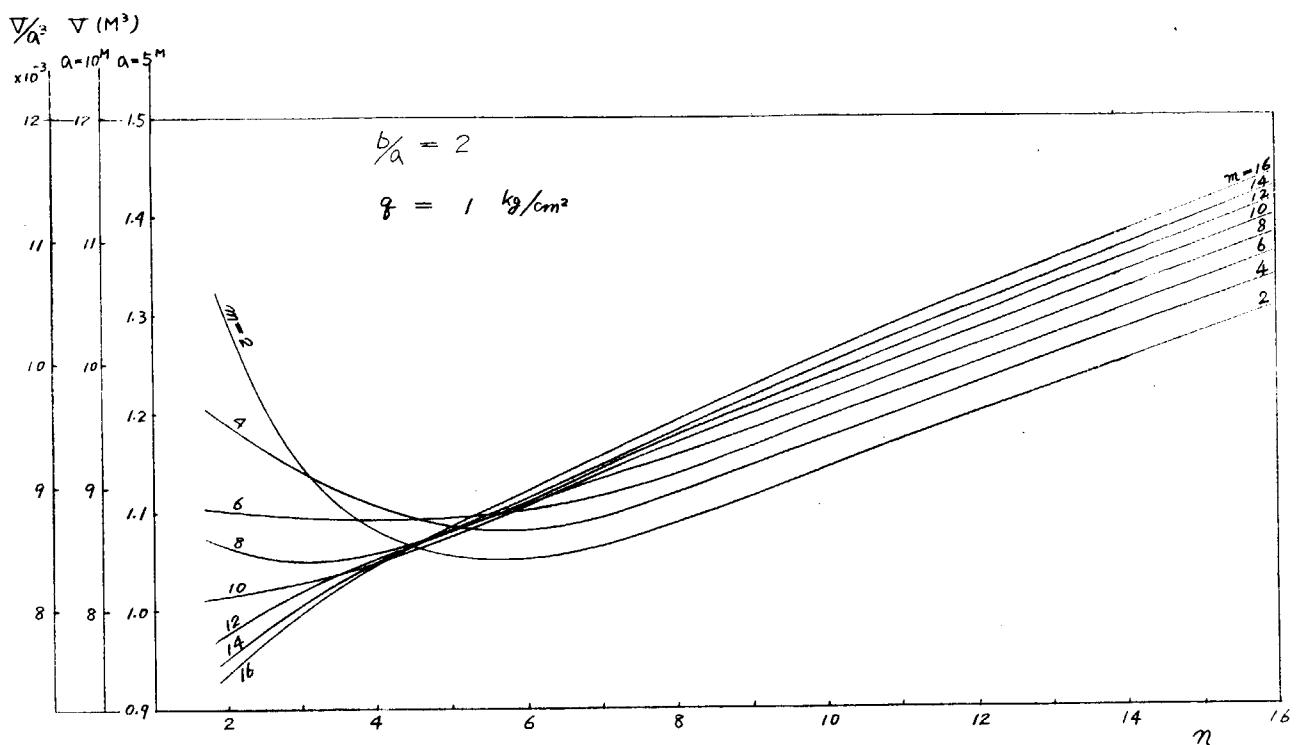


図 3.6 防撓板の重量

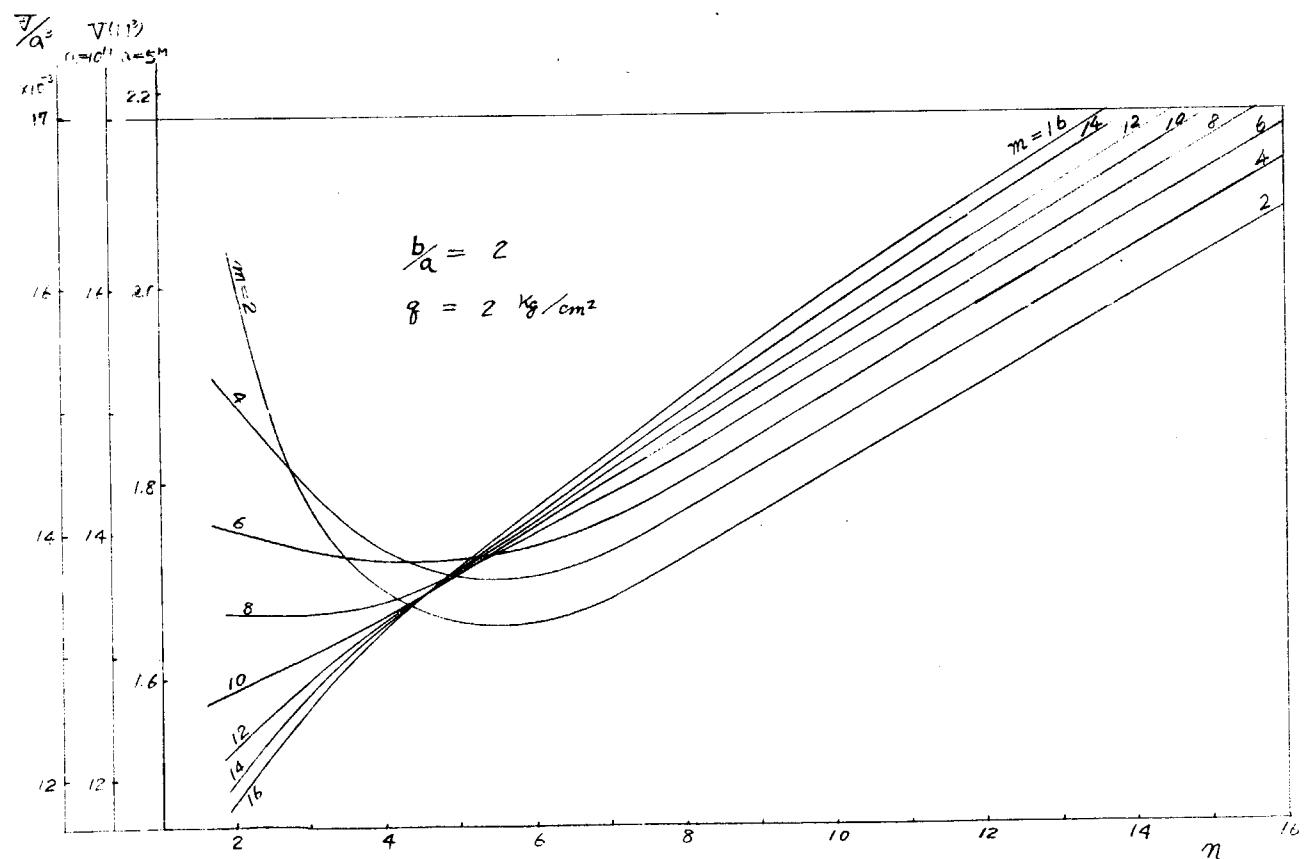


図 3.7 防撓板の重量

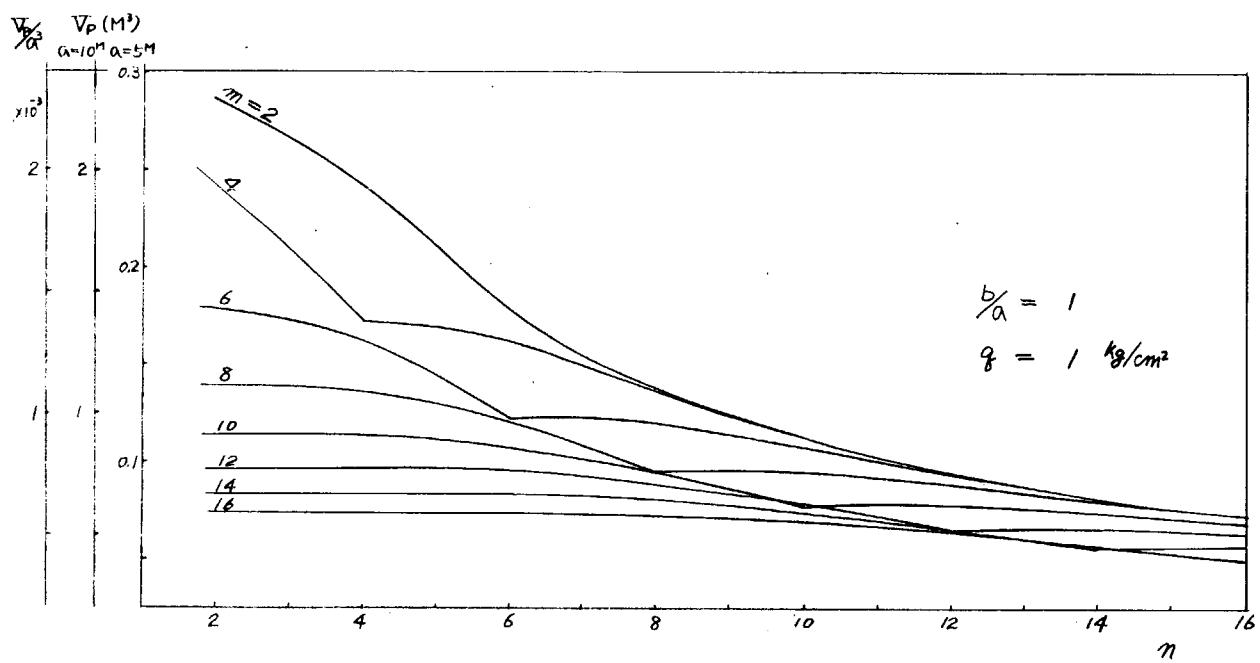


図 3.8 板のみの重量

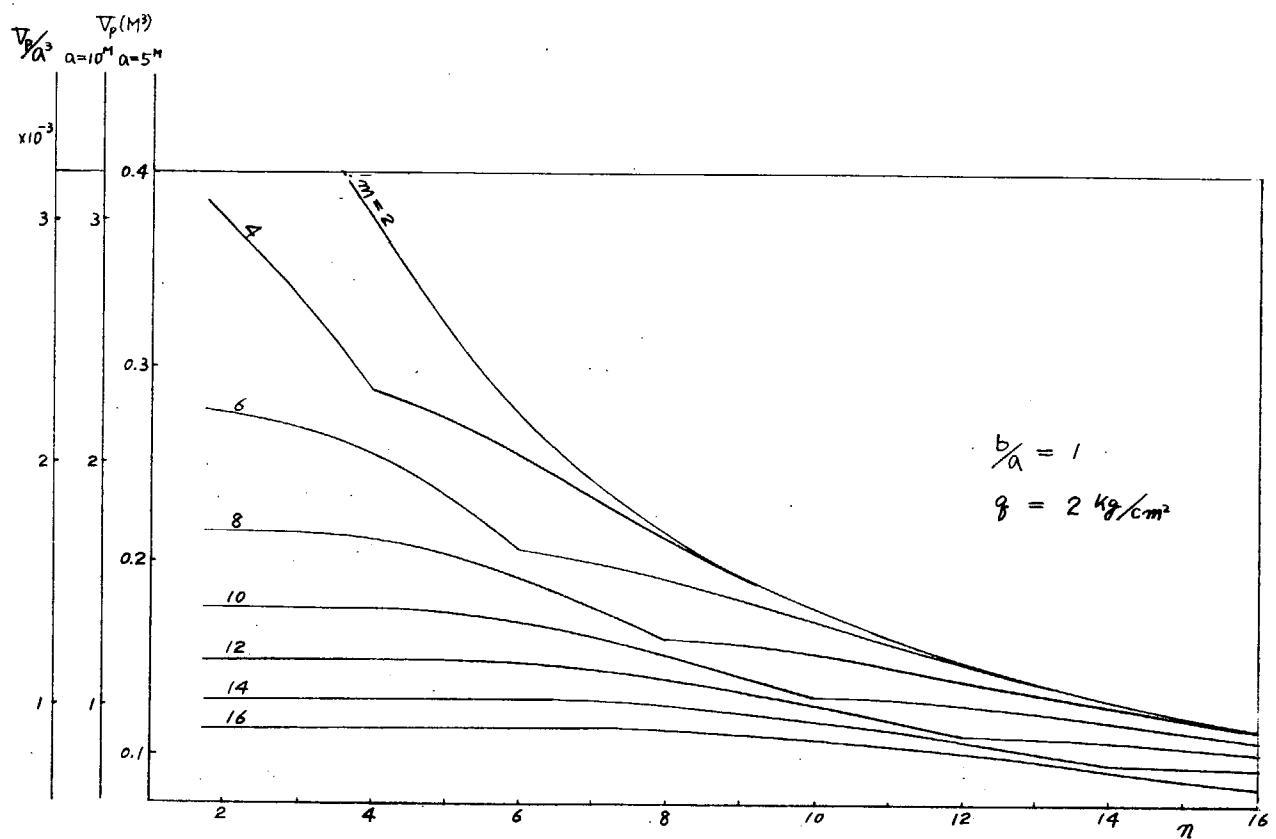


図 3.9 板のみの重量

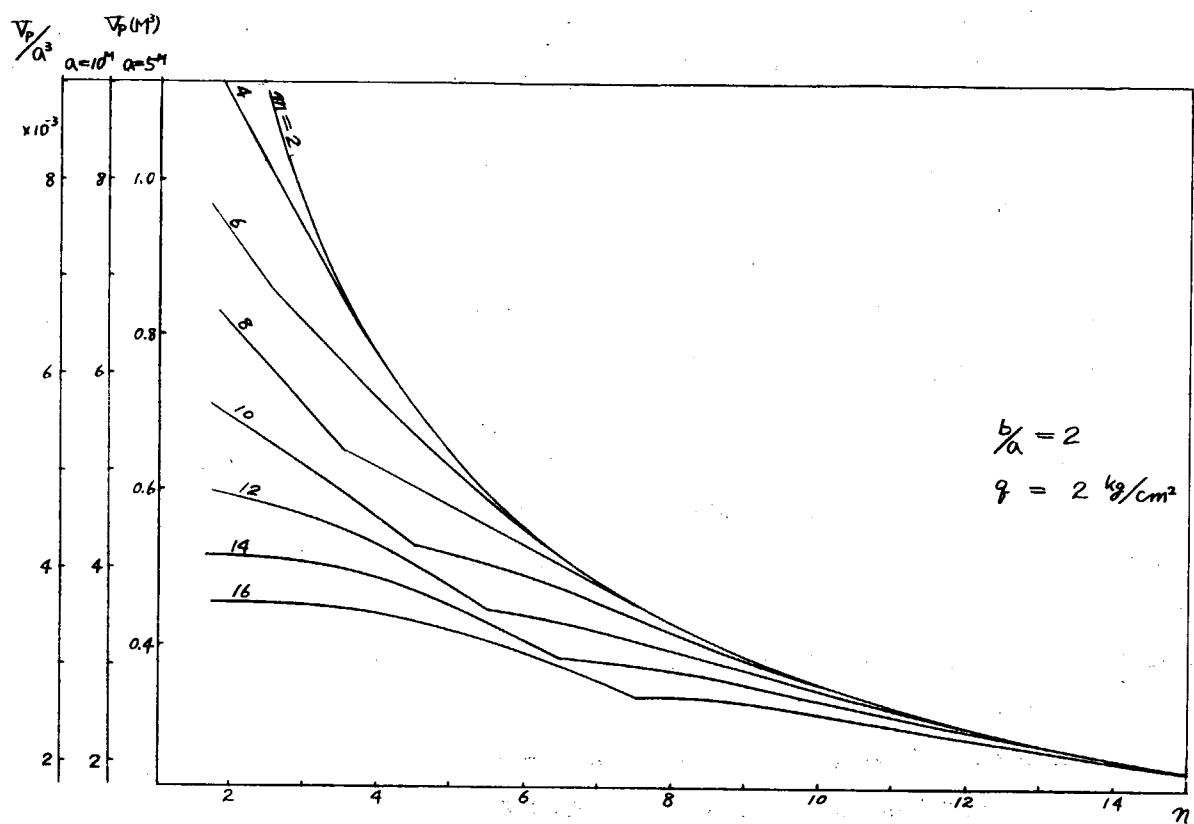


図 3.11 板のみの重量

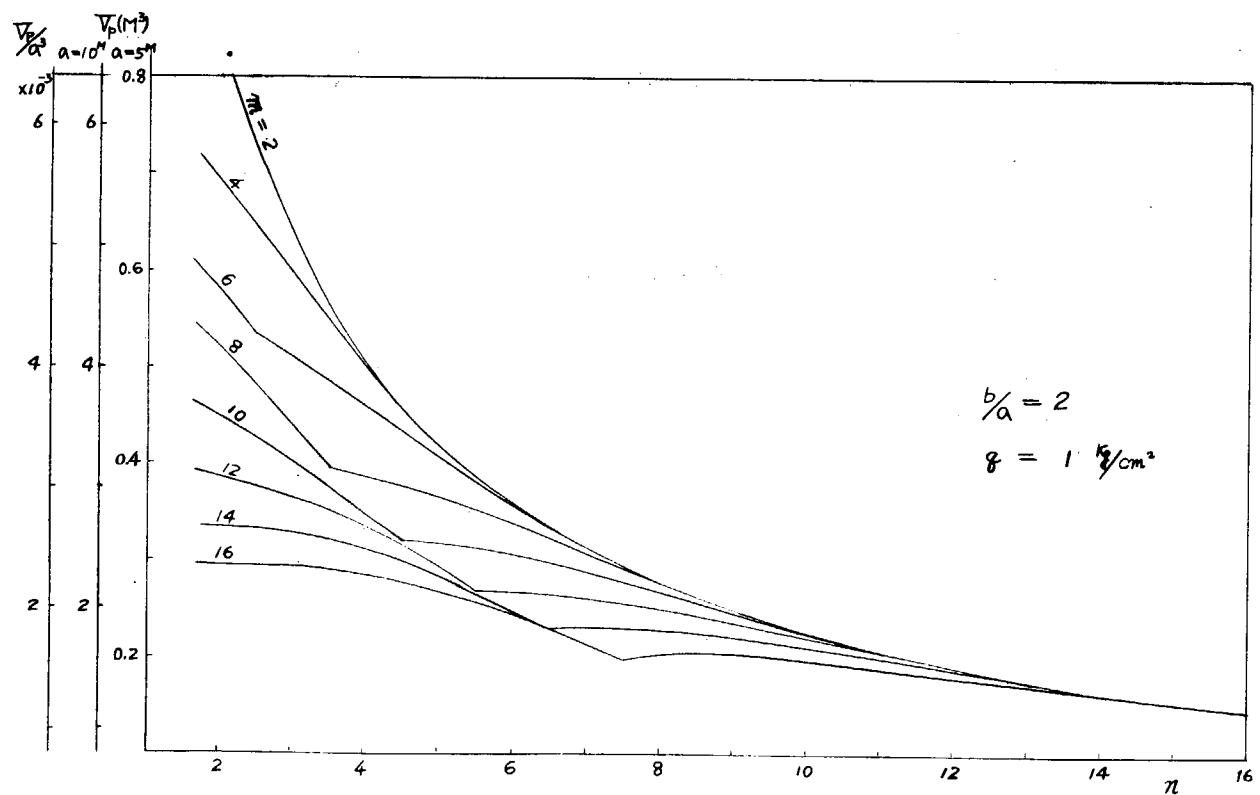


図 3.10 板のみの重量

3.4 計算結果の考察と今後の問題点

図3.4から図3.1に数値計算結果の防撓板の重量の変化を示したが、これらの計算から次のような結論がえられる。すなわち、

- (1) 縦横の防撓材の本数 m 、 n に対する防撓板の重量の傾向は、 m が小である場合は n が増加すれば重量減少し、 m が比較的大となると逆に n が大であればあるほど重量は増加する。 m がこの中間の適当な値であると ($a/b=1$, $q=1 \text{ kg/cm}^2$ で $m=6$ 位) n によつてあまり重量が変化しないことがわかる。

これは、どちらか一方の方向に密な防撓材を配置すれば板厚がかなり減少し、したがつて直角方向の防撓材について考へると、数を増してもパネルの板厚には影響しないので防撓材の本数は少ない方が重量が軽くなることになる。

板厚だけの増減の傾向を図3.8から図3.1に示した。重量曲線が不連続となる点は、 $\gamma = b/a \cdot n+1/m+1 = 1$ となる点であつて、このパネル寸法の場合を境として(7式で示したパネル板厚計算の基準となる板幅方向が x または y 方向から y または x 方向に変るため、計算式に不連続が生ずるためである。

この板厚の不連続の影響で防撓板の重量も、パネル寸法が正方形になる場合を境として傾向が変わることとなつてゐる。

- (2) 圧力が一定の場合、縦横比が一定であれば、 m 、 n に対する重量の変化は一定であり、したがつて最小重量を与える m 、 n は同じ値になる。

しかし、実際の構造を考えると、パネルの最小寸法は $600 \sim 800 \text{ mm}$ 程度が常識的であり、したがつてこれ以上幅のせまいパネルを考えても実用上はあまり意味がないと考えられる。

この範囲での最小重量を考えれば a 、 b によって変わることになり $q=1 \text{ kg/cm}^2$ の場合、 $b/a=1$ では $m=2$ 、 $n=12$ が基準として求められているが、 $a=5 \text{ m}$ であれば $n=8$ が限度と考えられ、 $a=10 \text{ m}$ であれば $n=12$ まで考えうることになる。

以上ごく少数の例について計算を行なつた結果の考察であるが、これらの計算にはいくつかの仮定があり、今後これらの仮定のうち主として次の点について、実際の構造設計で使用されている値も参考とし、あるいは実験結果等を参考として逐次計算を行なつてゆくことを考へている。問題点としては、

- i) k_1 、 k_2 の基準値
 - ii) 有効幅の問題、とくにスペースの広い場合についての考え方
 - iii) S 、すなわち防撓板としての安全率と板だけの安全率の間の関係
 - iv) 使用荷重の性質ならびに大きさ
- などである。

3.5 付 錄

3.5.1 等分布荷重を受ける帯板

- (a) 等分布荷重を受ける帯板の平衡式

$$\frac{d^4 w}{d\xi^4} - 12\alpha^2 t \frac{d^2 w}{d\xi^2} - 3\alpha^2 p = 0 \quad (\text{A } 1)$$

ここで、

$$w = \text{撓み/板厚}, \quad \xi = x/a, \quad T: \text{膜力}, \quad \nu: \text{ポアソン比}$$

$$Y = \sigma_y / \sqrt{1-\nu+\nu^2}$$

$$t = T/Yh$$

$$p = q c^2 / \frac{1}{4} Y h^2$$

$$\alpha^2 = \frac{1-\nu^2}{\sqrt{1-\nu+\nu^2}} \frac{\sigma_Y a^2}{E h^2}$$

$$\eta_Y = \frac{1-\nu^2}{\sqrt{1-\nu+\nu^2}} \frac{\sigma_Y}{E}$$

座標の原点をスパンの中央にとり、端部における傾斜と撓みが0となるように積分常数を定めると、

$$w = \frac{p}{8t} \left[\frac{\cosh \kappa \xi - \cos h \frac{\kappa}{2}}{\kappa \sinh \frac{\kappa}{2}} - \xi^2 + \frac{1}{4} \right] \quad (\text{A } 2)$$

ここに

$$\kappa = \sqrt{1/2 \alpha^2 t}$$

(b) 伸びと撓み

撓み w を生じたことによる歪み ϵ は

$$\epsilon = \frac{h^2}{a^2} \int_0^{\frac{1}{2}} \left(\frac{dw}{d\xi} \right)^2 d\xi$$

膜力による歪み η は

$$\eta = \eta_Y t$$

端部の x 軸方向の移動は 0 であるから、 η と ϵ は等しくなる。

$$\frac{h^2}{a^2} \int_0^{\frac{1}{2}} \left(\frac{dw}{d\xi} \right)^2 d\xi - \eta_Y t = 0 \quad (\text{A } 3)$$

(c) 端部の条件

膜力を考慮した全塑性モーメント M_t は、

$$M_t = \frac{1}{4} (1-t^2) Y h^2$$

M_t に対応する曲率 w_t'' は

$$M_t = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)} \frac{h}{a^2} \left| \frac{d^2 w}{d\xi^2} \right|$$

$$\text{ゆえに、} |w_t''| = 3(1-t^2)\alpha^2 \quad (\text{A } 4)$$

(d) 塑性関節を生ずる圧力

(A 2) から w'' を求め $\xi=1/2$ において

$$[w'']_{\xi=1/2} = \frac{p}{4t} \left[\frac{\kappa/2}{\tan \kappa/2} - 1 \right] = 3(1-t^2)\alpha^2 \quad (\text{A } 5)$$

したがつて、端部が塑性関節になるときの圧力 P_h は (A 5) 式とかについて解いて

$$P_h = \frac{12(1-t^2)\alpha^2 t}{\frac{\kappa/2}{\tan \kappa/2} - 1} \quad (\text{A } 6)$$

(A 2)、(A 3)、(A 6) を同時に満足する解を求めると、塑性関節を生ずる圧力 P_h がえられる。

数値計算の結果を表 3.1 に示す。

表 3.1

| $\frac{\sigma_Y a^2}{Eh^2}$ | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 |
|-----------------------------|------|------|------|------|------|
| P_h | 13.0 | 15.1 | 17.1 | 19.1 | 20.8 |

また、これを図に示したものが図 3.1-2 である。さらに P_h と、 σ_{ya^2}/Eh^2 の関係はほとんど直線と考えることができる。従つて P_h を次式で近似する。

$$P_h = \frac{qa^2}{\frac{1}{4}Yh^2} = 11.2 + 0.39 \frac{\sigma_{ya^2}}{Eh^2} \quad (\text{A7})$$

あるいは $Y/\sigma_Y = 1.12$ を乗じて

$$\frac{qa^2}{\frac{1}{4}\sigma_Y h^2} = 12.5 + 0.436 \frac{Y a^2}{Eh^2} \quad (\text{A8})$$

3.5.2 等分布荷重を受ける矩形板の応力

等分布荷重 q を受ける周辺固定の矩形板の最大応力 σ は

$$\sigma = \frac{1}{4} \alpha_1 q \frac{a_0^2}{h^2}$$

α_1 は $\gamma = a_0/b_0$ によつてきまる係数で表 3.2 の値をとる。

表 3.2

| γ | 1.0 | 1.2 | 1.4 | 1.6 | 1.8 | 2.0 | ∞ |
|------------|------|------|------|------|------|------|----------|
| α_1 | 1.23 | 1.53 | 1.74 | 1.87 | 1.95 | 1.99 | 2.0 |

電子計算機にかけやすい形とするため、 γ と α_1 の関係を γ の3次式で近似すると (A10) 式がえられる。

$$\alpha_1 = -2.458 + 6.012\gamma - 2.752\gamma^2 + 0.429\gamma^3 \quad \left. \begin{array}{l} 1 \leq \gamma \leq 2 \\ 2 < \gamma \end{array} \right\} \quad (\text{A10})$$

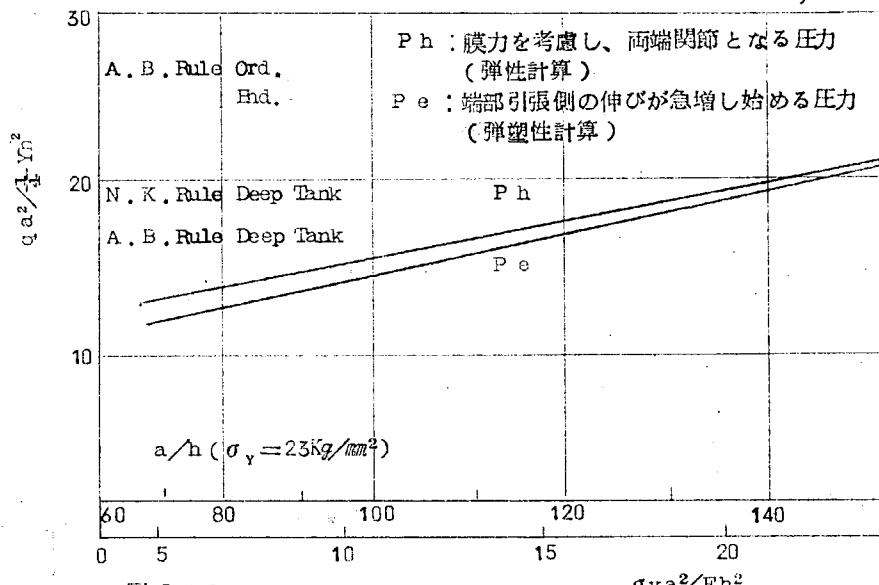


図 3.1-2

3.5.3 板付防撓材の塑性モーメント

(a) $A_p \geq A_s$ (塑性中立軸が板にある場合)

η_p を図 3.1.3 に示したように板の下端から中立軸までの距離とすると、

$$\eta_p = \frac{1}{2\ell} (A_p - A_s)$$

$$M_{os} = \frac{1}{2} \sigma_Y \left\{ \ell(h - \eta_p)^2 + \ell \eta_p^2 + k_1 t_1^2 (2\eta_p + k_1 t_1) + k_2 t_2^2 (2\eta_p + 2k_1 t_1 + t_2) \right\}$$

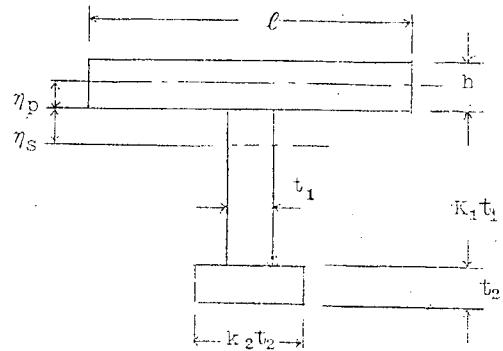


図 3.1.3

$$= \frac{1}{2} h A_p \left\{ \frac{1}{2} + \frac{A_s}{A_p} + \frac{k_2 k^3 + 2k_1 k_2 k^3 + k_1^2}{(k_1 + k_2 k^2)^{3/2}} \left(\frac{\ell}{h} \right)^{1/2} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^{3/2} - \frac{1}{2} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^2 \right\} \sigma_Y \quad (A.1.1)$$

(b) $A_p \leq A_s$ (塑性中立軸が防撓材にある場合)

η_s を板の下端から中立軸までの距離とすると

$$\eta_s = \frac{1}{2t_1} (A_s - A_p)$$

$$\begin{aligned} M_{os} &= \sigma_Y \left\{ \ell h \left(\frac{h}{2} + \eta_s \right) + \frac{t_1}{2} \eta_s^2 + \frac{t_1}{2} (k_1 t_1 - \eta_s)^2 + k_2 t_2^2 (k_1 t_1 - \eta_s + \frac{t_2}{2}) \right\} \\ &= \sigma_Y \left\{ \frac{1}{2} h A_p - \frac{(k_1 + k_2 k^2)^{1/2}}{4} \frac{(A_s - A_p)^2}{A_s^{1/2}} + \frac{1}{2} \frac{k_1^2 + 2k_1 k_2 k^2 + k_2 k^3}{(k_1 + k_2 k^2)^{3/2}} A_s^{3/2} \right\} \\ &= \frac{1}{2} A_p^{3/2} \left\{ \left(\frac{h}{\ell} \right)^{1/2} - \left(\frac{(k_1 + k_2 k^2)^{1/2}}{2} \right)^2 \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^{1/2} + (k_1 + k_2 k^2)^{1/2} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^{1/2} \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} \frac{k_1^2 + 2k_1 k_2 k^2 + 2k_2 k^3 - k_2^2 k^4}{(k_1 + k_2 k^2)^{3/2}} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^{3/2} \right\} \sigma_Y \end{aligned}$$

(A.1.2)

第4章 トランス・リング・ワーキング・グループ調査(含む剪断影響調査)

4.1 基本方針

巨大船においては、これまでに建造された船に比べると、深さに対して幅の広い船型になるものと予想され、また貨物油槽も長大となるので、横強度の面においても従来の設計では検討をそれほど必要としなかつた事項、すなわちウイングタンクの剪断変形の影響、ディープ・ガーダの局部挫屈などの設計時における検討が必要になつてくるものと考えられる。

船体の横強度については、今までにも多くの研究がなされているが、その大部分は構造物を弾性体として取扱い、手計算によることを前提として、複雑な計算式をいかに精度よく、近似的に取扱うかに重点がおかれたものであつた。

このワーキング・グループでは、来年度以降に新しい考え方で、船体横強度の合理的な設計の手法を確立することを目標とし、基本方針として次の2つの方法を検討することにした。

4.1.1 塑性設計法の導入

弾性計算では、まず構造方法を決め部材寸法を決定しなければ計算できない。これは実際に最適設計を行なう場合の最も大きな問題点である。これに対し塑性設計法を採用すれば、理論的には最小重量設計が可能であるので、合理的な部材配置の決定に塑性設計法を使用することを実用化する。

4.1.2 電子計算機の活用

船体横強度を考える場合、外力は変動するので疲労に対する考慮が必要であり、また局部挫屈および変形を考慮に入れた設計を行なうことが必要となる。

これらの問題点は、いづれも塑性設計では解決されないので弾性計算を必要とする。

弾性計算における本質的な問題点である計算の複雑さを解決するための手段として、最近急速に進歩した電子計算機を活用する。

本年度は、この問題に対する基礎的な検討を行なうこととした。塑性設計法については、すでに内部エネルギー・メソッドとリニヤー・プログラミングの使用によって、船体横強度を平面構造物として取扱う場合には前述の問題は解をうことができる事が確認されているので、電子計算機の本格的な使用に対する問題点の調査と、立体構造物である船体横強度を平面問題として扱うことの妥当性について検討を行なうこととした。

4.2 本年度の作業

電子計算機で応力解析を行なう場合、基本的な手法として次の2つの方法がある。

- A 新しいプログラムを作る。
- B 既成のアプリケーション・プログラムを使う。

船体の横強度の解析に電子計算機を使用することについては、個々の企業においても独自に研究課題として取上げ始めている。具体的には、前者の方法によるものとして川崎重工業において山越教授のウイングタンクの剪断変形に対する論文をFACOM231を使用してプログラム化することが試みられており、三菱重工・広島研究所においても曲げと剪断の両方を考慮して、IBM7040を使用してさらに詳細な計算を行なうことが試みられている。また一方、後者の方法によるものとしては、日本鋼管でIBM社のアプリケーション・プログラムFRAN-を使用して、タンカの横強度の解析が行なわれている。(4.5.1参照)

このワーキング・グループでは、さきに述べた基本方針と、今年度の時間と費用の点から考えて、IBM社とMITの共同開発による高速なアプリケーション・プログラムといわれる-FRAN- (Frame Structure Analysis Program 添付資料1参照)が船体の横強度の解析に使用できるかどうかの検討と、それと同時に立体構造物である船体の横強度を応力解析する際に、平面問題として取扱つてよいかどうかの検討を行なうこととした。

モデル船として、すでに S R 38 で実船実験の行なわれた「松島丸」を選定し、これについて次の事項を検討した。

- I) 立体構造物としての計算
- II) 平面構造物として取扱う場合の各種支持条件の検討
- III) 部材の剪断変形を考慮に入れた場合と曲げのみを考えた場合の比較
- IV) 端部を変断面梁として取扱つた場合の計算
- V) コーナ部の応力計算法の検討（ウエツジ・メソッドのプログラム化）

荷重状態として、もつともシビヤな条件として次の 2通りを考えた。

| | | | |
|----|-----------------------|----------|---------|
| I | 満 載 吃 水 | (波高考慮) | 1 2.7 m |
| | センター・タンク および ウイング・タンク | (空 倉) | |
| II | 軽 荷 吃 水 | (波高考慮) | 3.4 m |
| | センター・タンク | (満 載) | |
| | ウイング・タンク | (空 倉) | |

計算結果のうち曲げモーメントの計算値を表 4.1 に拂みの計算値を表 4.2 に示す。

4.3 本年度の検討結果

4.3.1 立体構造物としての計算

剪断変形の影響を入れ、74ジョイントの立体構造物として(図 4.1 参照)計算した。

各トランスは、単純化したラーメン構造とし 1 タンク長さを考え、横隔壁のところで外板、縦通隔壁、甲板および船底中心縦通材がそれぞれ固定されているものとした。

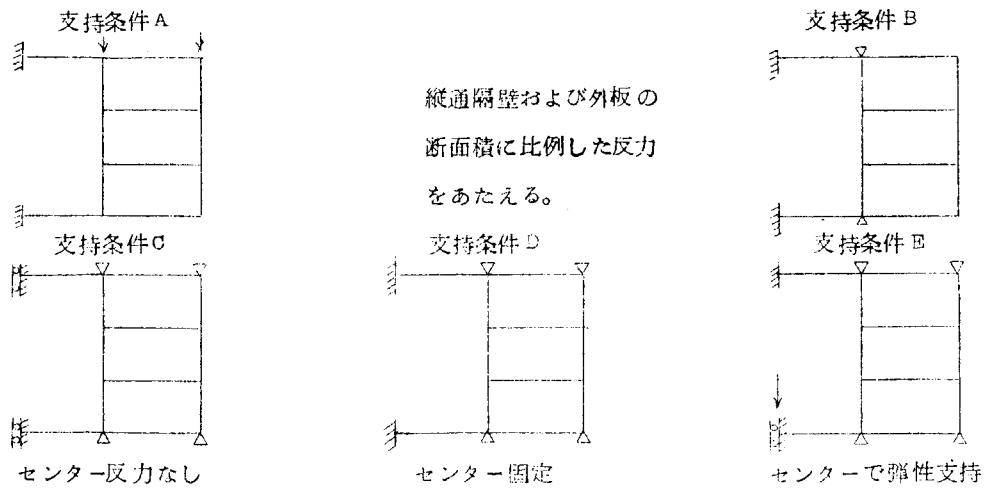
対称とした「松島丸」は、タンク長さが 11.6 m、トランス・スペース 2.9 m であるが、この程度のタンク長さで仮定を前述のように決めると、ウイング・タンク内においては各トランスリングの応力分布にはあまり差がないことが判明した。(図 4.2 参照)

タンク長さが変わつたりまた横断面のメンバの取り方の仮定を変える場合、これと同じ結果が出るとはいえないが、支持条件さえ適当に仮定すれば、必ずしも立体構造物としてのチェックは必要でなく、平面構造物として問題を取り扱つてもよいであろうとの見透しを得た。

縦通メンバーの曲げモーメントと拂みを図 4.3 に示す。

4.3.2 平面構造物として取扱う場合の各種支持条件の検討

単純化したラーメンとし曲げモーメントの分布を求めるため各部材の中央に一点とり、22ジョイントの構造物とし支持条件を次の 5 とおりに変えて計算を行なつた。



計算結果を図 4.4 に図示する。

通常継強度計算から考えて一見合理的と考えられる支持条件 A の場合はモーメント分布が立体計算とは一致せず、本船の場合は D と E が立体計算ときわめて良い近似値となつた。これはタンク長さが短くセンター・ガーダが強固なことと横隔壁のところで変位をしの固定とした仮定によるものと思われる。

4.3.3 部材の剪断撓みを考慮に入れた場合と、曲げのみを考えた場合の比較

F R A N は剪断変形を考慮することができるようになつた。このため、まずプログラムのチェックを行なつた。

プログラムの内部の式をとり出し検討した結果、プログラムの内容は、端部のプラッケットの修正は入ってないが理論式は正解であることが確認された。ただし、インプットを入れるときに見掛けの 0 として、 $K^T G$ を 0 としてあたえることが剪断変形を考慮する場合必要であることが発見され、このためのインプット用補助プログラムを作成した。

撓みの量については剪断撓みを考慮に入れるか大きく差ができるが、単純化したラーメン計算では曲げモーメントにはそれ程大きな差が出なかつた。これはスパンの影響によるものと考えられる。

前記の支持条件 D について剪断を考慮に入れた場合と曲げのみの比較を図 4.5 に図示する。

4.3.4 剪断面梁の影響

平面構造物として立体構造としての計算値とよい一致をしめした支持条件 D について、変断面梁として I の分布を変えた 52 ジョイントの構造物として計算し、単純化ラーメンと結果を比較した。表 4.1 ~ 4.2 に結果を示す。

この場合有効なスパンが短くなる影響が正しく計算できるようで、うまく切断すれば仮定を設けないでも正しいモーメント分布が得られることが確かめられた。

実際の数値について検討すると、単純化したラーメンと大幅に計算値がことなるので、絶対値を問題にする場合には変断面梁としての取扱いをすることが必要であると思われる。問題を単純化したラーメンとして取扱う場合はスパン・ポイントを何らかの形で考慮することが必要である。

なお、変断面梁として取扱つた場合は剪断変形の影響は単純化ラーメンの場合よりかなり大きい、これはスパンが短いことに起因するものと考えられる。

4.3.5 コーナー部の応力計算法の検討

横部材のコーナー部の応力は、単純な梁理論では計算できないものといわれている。

この部分の応力計算法としては、Wedge Theory が実験値と良い一致を得られるものとされているので、この検討を行なつた。(4.5.3 参照)

そして、サブルーチンの形式でプログラム化に着手し 4.1 年度、実用化が可能であるとの見透しを得た。

4.4 来年度の研究方針

本年度の基礎的な検討で F R A N が船体の横強度計算に有用なことがはつきりしたので、来年度は次の方針で研究を本格化する予定である。

i) 塑性設計の Min. wt design

実際に内部エネルギー・メソッドとリニヤー・プログラミングを使用し解を出す。

ii) F R A N を使用しての検討

タンク・パート全体を 3 次元および 2 次元構造物として取扱い、長大油槽、ウイングタンクの変形等の問題について巨大船をモデルとし数値的な検討を行なう。

iii) 新しいプログラムの開発

形状、部材寸法、荷重条件および強制変形をインプットとし、平面構造物として取り扱いコーナー部の影響も考慮に

入れて各部の応力分布が計算できる新しいプログラムを開発する。
併行して行なわれる実験研究の結果をただちに反映できるような形で研究を進め、最適設計の方法を確立するという目標に近づくための第一段階の研究を行なうものとする。

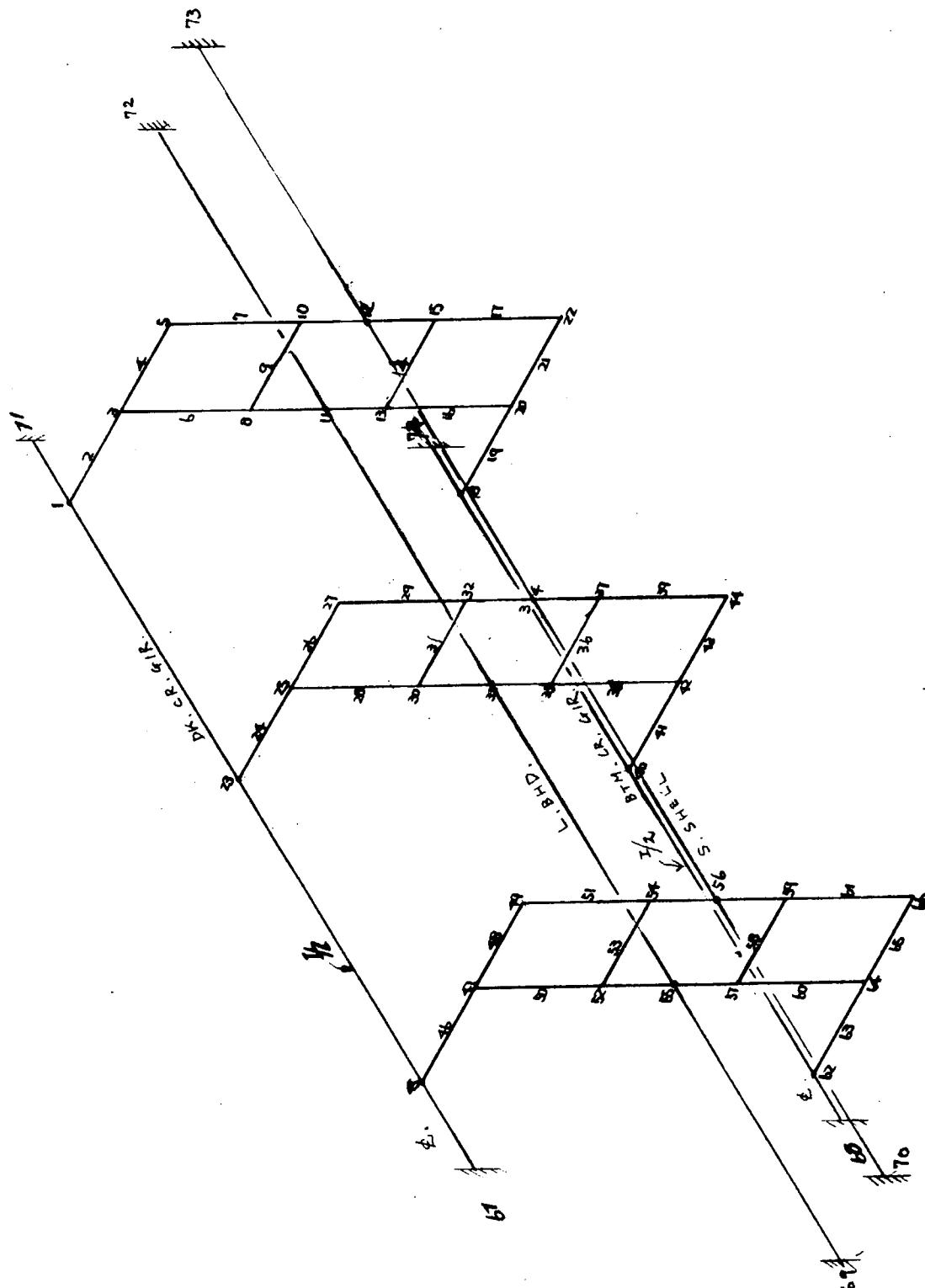


図 4.1 立体計算ジョイント
(横隔壁は変位なしと仮定)

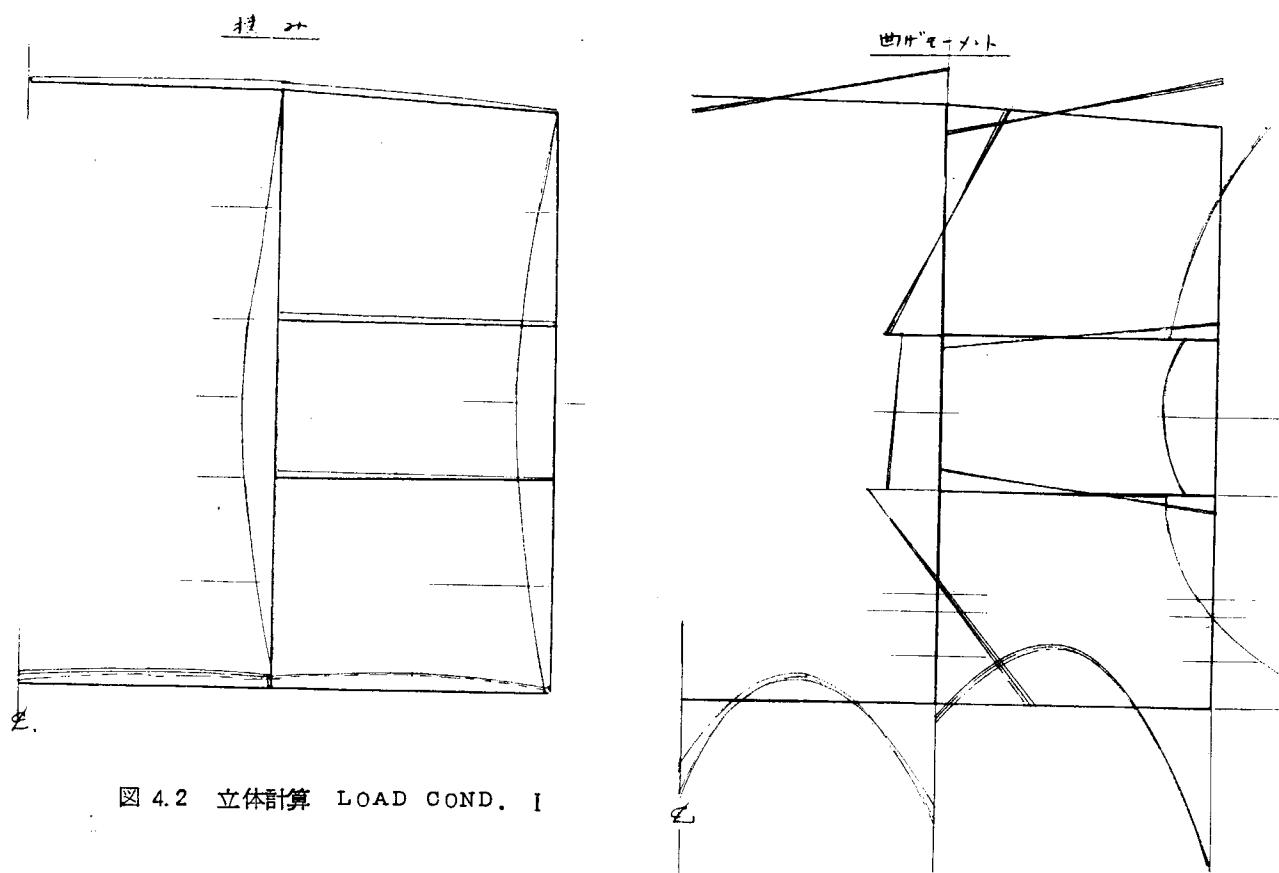


図 4.2 立体計算 LOAD COND. I

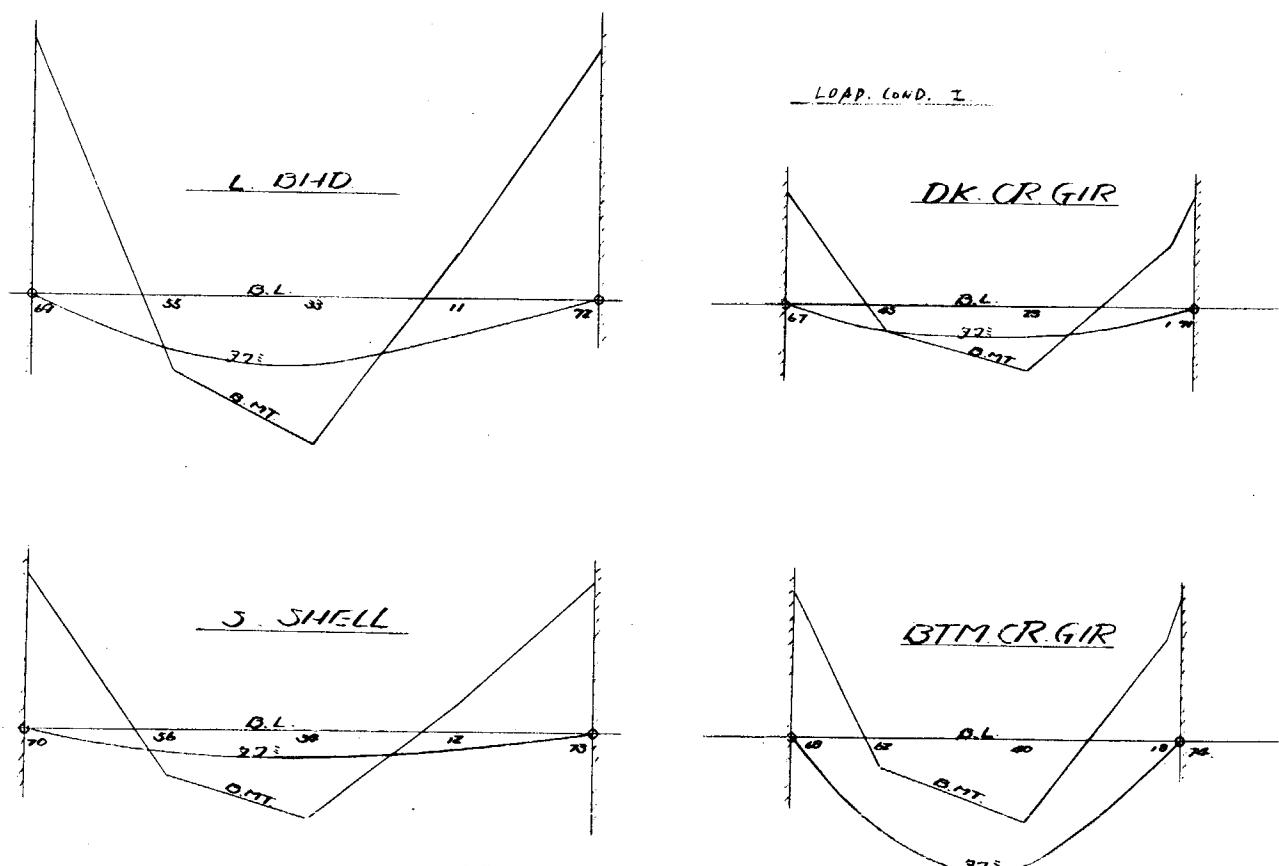


図 4.3 縦通メンバー曲げモーメントおよび撓み
LOAD. COND. I

図 4.3 10倍

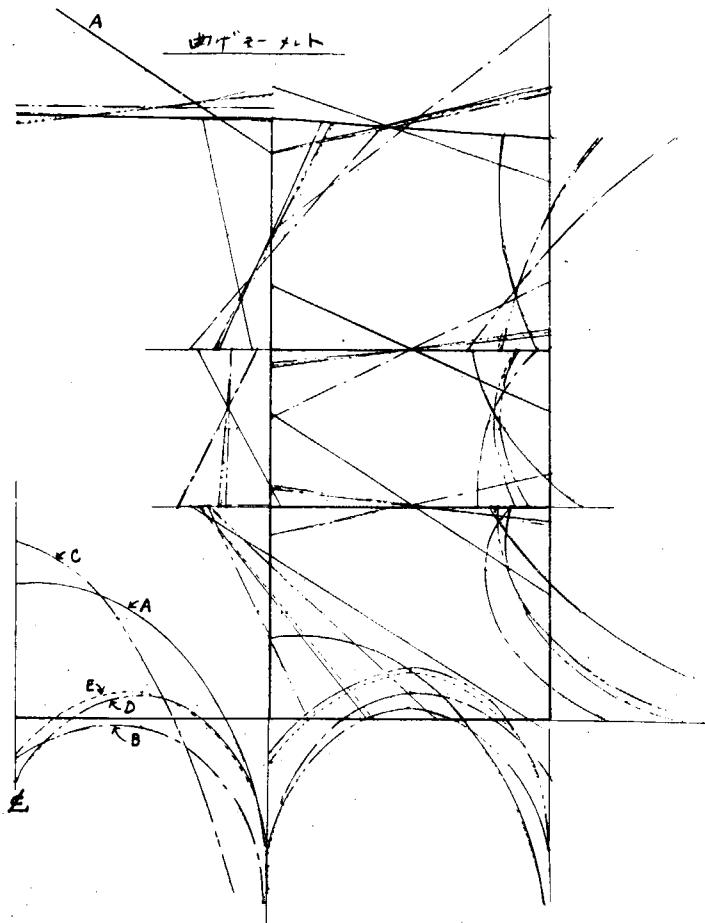
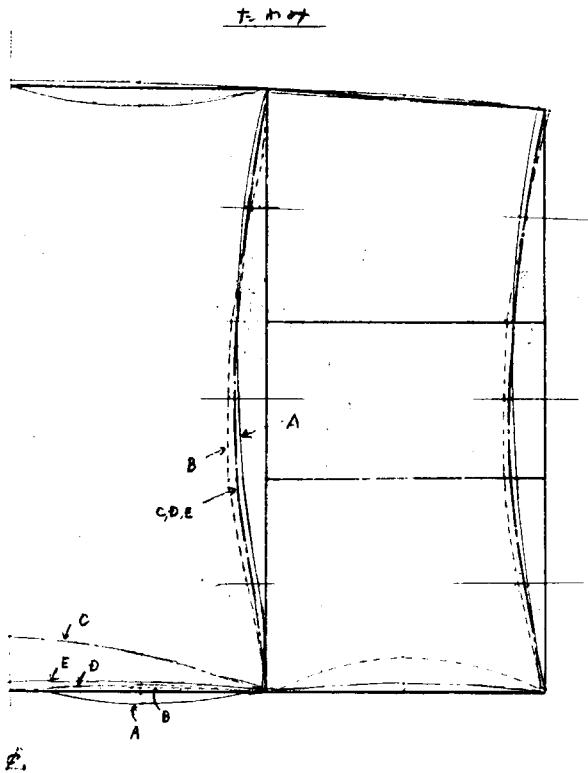


図 4.4 平面支持条件比較

LOAD. COND. I

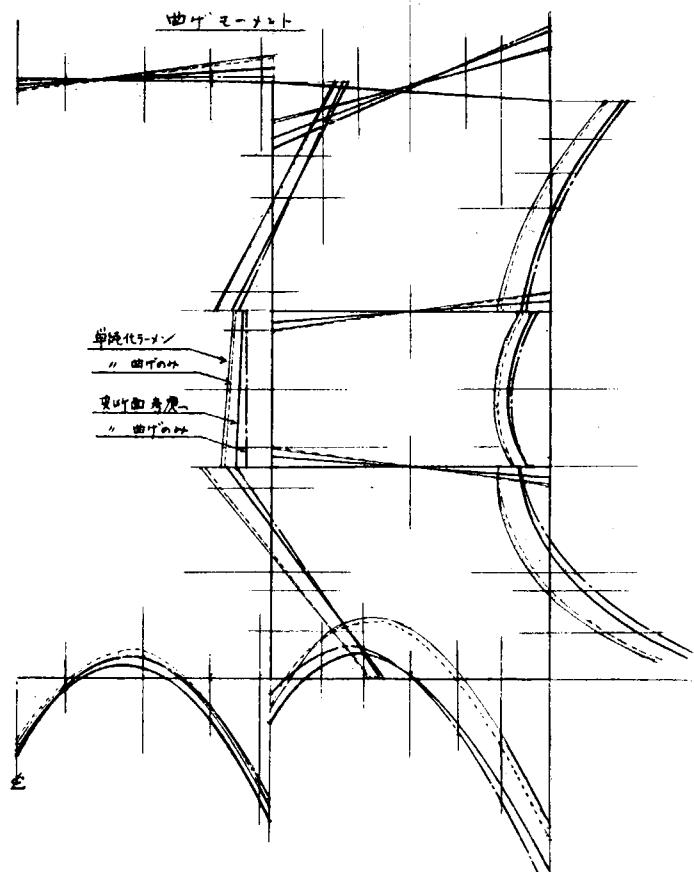
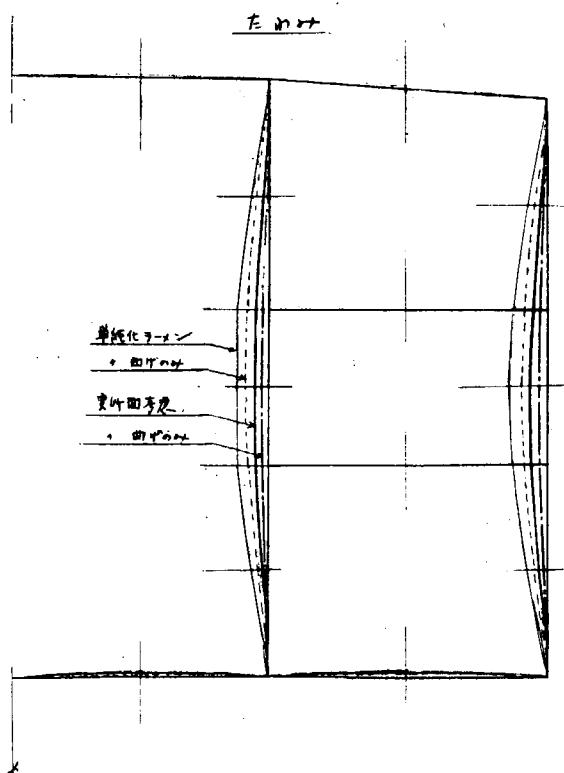


図 4.5 変断面染としての計算

LOAD. COND. I

表 4.1 FRAN 計算結果 曲げモーメント 一覧表

LOAD COND. 1.

(単位: t-m)

| | | | 剪断撓み考慮 | | | | | | | | | | 曲げのみ | |
|------------------|--------------|---|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--|
| | | | 立 体 | | | 平 面 | | | | | | | | |
| | | | 前 | 中 央 | 後 | A | B | C | D | E | 変断面 D | D | 変断面 D | |
| DECK TRANS | CR. TANK | 左 | - 18.10 | - 18.82 | - 17.77 | 135.0 | 1.08 | 10.37 | - 9.17 | - 9.05 | - 5.59 | - 12.71 | - 2.70 | |
| | | 中 | 8.96 | 8.95 | 8.89 | 48.26 | - 1.08 | 10.81 | 9.14 | 9.02 | 48.2 | 6.36 | 1.09 | |
| | | 右 | 36.02 | 36.73 | 35.55 | - 38.46 | 3.24 | 11.26 | 27.46 | 27.09 | 15.23 | 25.43 | 4.84 | |
| | WING TANK | 左 | - 29.40 | - 28.13 | - 31.45 | 33.68 | - 115.0 | - 38.28 | - 36.51 | - 36.04 | - 56.84 | - 39.45 | - 66.13 | |
| | | 中 | 8.61 | 8.70 | 8.63 | - 6.62 | 6.04 | 5.19 | 7.83 | 7.74 | 7.01 | 6.88 | 5.22 | |
| | | 右 | 46.62 | 45.47 | 48.71 | - 46.92 | 127.0 | 48.66 | 52.18 | 51.53 | 70.87 | 53.21 | 76.58 | |
| L. BHD. VER. WEB | 上 | 上 | 65.42 | 64.86 | 67.00 | - 72.14 | 111.7 | 49.54 | 63.97 | 63.13 | 72.07 | 64.88 | 70.97 | |
| | | 中 | 3.96 | 3.94 | 4.32 | - 45.90 | 13.48 | - 2.59 | 2.80 | 2.06 | 15.72 | 4.45 | 17.34 | |
| | | 下 | - 57.43 | - 56.97 | - 58.56 | - 19.66 | - 84.75 | - 54.71 | - 58.36 | - 57.91 | - 40.64 | - 55.98 | - 36.31 | |
| | 中 | 上 | - 42.28 | - 42.57 | - 41.81 | - 85.79 | - 13.55 | - 40.68 | - 40.82 | - 40.76 | - 31.28 | - 38.60 | - 27.79 | |
| | | 中 | - 47.54 | - 47.30 | - 48.14 | - 37.48 | - 53.80 | - 42.85 | - 47.33 | - 46.81 | - 33.12 | - 42.49 | - 26.22 | |
| | | 下 | - 52.79 | - 52.02 | - 54.48 | 10.83 | - 94.05 | - 45.03 | - 53.84 | - 52.85 | - 34.96 | - 46.33 | - 24.64 | |
| | 下 | 上 | - 74.81 | - 74.61 | - 75.55 | - 84.63 | - 64.04 | - 63.95 | - 73.24 | - 72.15 | - 45.68 | - 67.52 | - 35.43 | |
| | | 中 | 12.59 | 14.17 | 8.39 | 88.64 | - 12.02 | 52.40 | 11.78 | 16.38 | 32.81 | 15.71 | 36.52 | |
| | | 下 | 100.0 | 103.0 | 92.33 | 261.9 | 40.01 | 168.6 | 96.79 | 104.9 | 111.3 | 98.94 | 108.4 | |
| SIDE TRANS | 上 | 上 | 46.62 | 45.47 | 48.71 | - 46.92 | 127.0 | 48.66 | 62.18 | 61.53 | 70.88 | 53.21 | 76.57 | |
| | | 中 | - 18.41 | - 18.64 | - 18.05 | - 45.77 | 3.94 | - 16.42 | - 17.27 | - 17.20 | 3.52 | - 14.30 | 9.41 | |
| | | 下 | - 50.22 | - 49.56 | - 51.55 | - 12.91 | - 84.64 | - 48.28 | - 53.39 | - 52.63 | - 30.55 | - 48.54 | - 24.47 | |
| | 中 | 上 | - 34.17 | - 34.27 | - 34.09 | - 78.05 | - 10.80 | - 32.49 | - 34.63 | - 34.21 | - 20.28 | - 30.43 | - 14.99 | |
| | | 中 | - 56.36 | - 55.97 | - 57.31 | - 45.99 | - 65.29 | - 51.46 | - 58.60 | - 57.69 | - 44.11 | - 55.11 | - 40.99 | |
| | | 下 | - 32.52 | - 31.63 | - 34.51 | 32.11 | - 73.74 | - 24.39 | - 36.53 | - 35.12 | - 21.90 | - 33.76 | - 20.84 | |
| | 下 | 上 | - 51.63 | - 51.29 | - 52.72 | - 60.76 | - 39.51 | - 39.72 | - 53.34 | - 51.73 | - 31.80 | - 53.39 | - 31.73 | |
| | | 中 | - 15.94 | - 15.57 | - 16.48 | 37.32 | - 60.96 | - 24.31 | - 19.43 | - 20.0 | 15.24 | - 15.08 | - 25.31 | |
| | | 下 | 161.5 | 161.9 | 161.5 | 277.1 | 59.29 | 132.8 | 156.2 | 153.4 | 204.0 | 165.0 | 224.1 | |
| BTM TRANS | CR. TANK | 左 | - 75.01 | - 67.33 | 97.04 | 137.2 | - 42.12 | 1825 | - 67.49 | - 38.91 | - 75.73 | - 58.15 | - 79.22 | |
| | | 中 | 25.12 | 26.74 | 20.99 | 103.2 | - 8.63 | 59.92 | 23.09 | 27.32 | 11.91 | 29.07 | 20.80 | |
| | | 右 | - 119.8 | - 124.3 | - 106.1 | - 176.0 | - 220.2 | - 307.7 | - 131.4 | - 151.5 | - 145.5 | - 128.9 | - 124.3 | |
| | WING TANK | 左 | - 19.81 | - 21.33 | - 13.71 | 85.92 | - 18.02 | - 128.9 | - 34.62 | - 46.63 | - 34.22 | - 29.84 | - 15.82 | |
| | | 中 | 57.54 | 56.58 | 60.58 | 52.57 | 26.43 | 12.30 | 52.76 | 48.14 | 7.26 | 50.78 | 6.38 | |
| | | 右 | - 161.5 | - 161.9 | - 161.5 | - 277.1 | - 59.29 | - 1328 | - 156.2 | - 153.4 | - 204.0 | - 165.0 | - 224.1 | |
| CROSS TIE | 上 | 左 | - 15.15 | - 14.40 | - 16.56 | 66.13 | - 71.20 | - 14.03 | - 17.53 | - 17.15 | - 9.37 | - 17.38 | - 8.55 | |
| | | 中 | 0.45 | 0.44 | 0.45 | 0.49 | 1.31 | 0.88 | 0.61 | 0.63 | 0.45 | 0.37 | 0.47 | |
| | | 右 | 16.05 | 15.29 | 17.47 | - 65.15 | 73.82 | 15.80 | 1876 | 18.41 | 10.28 | 18.11 | 9.50 | |
| | 下 | 左 | 22.02 | 22.58 | 21.06 | 95.46 | - 30.0 | 1892 | 19.4 | 19.3 | 10.71 | - 21.14 | 10.76 | |
| | | 中 | 1.46 | 1.46 | 1.43 | 1.29 | 2.12 | 18 | 1.29 | 1.35 | 0.41 | 0.75 | - 0.01 | |
| | | 右 | - 19.11 | - 19.65 | - 18.21 | - 92.87 | 34.24 | - 15.32 | - 16.82 | - 16.61 | - 9.89 | - 19.64 | - 10.89 | |

LOAD COND. 2.

(単位: t-m)

| | | | 剪断撓み考験 | | | | | | | | | 曲げのみ | | |
|------------------|---------------|---|----------|----------|----------|---------|----------|---------|---------|---------|----------|---------|----------|--|
| | | | 立 体 | | | 平 面 | | | | | | | | |
| | | | 前 | 中央 | 後 | A | B | C | D | E | 変断面 D | D | 変断面 D | |
| C.R. TANK | CR. TRANS | 左 | 13.10 | 8.78 | 10.15 | - 84.09 | 14.32 | - 14.59 | 12.17 | 12.08 | 10.09 | 17.74 | 11.84 | |
| | | 中 | - 12.59 | - 13.29 | - 13.05 | - 36.26 | - 14.29 | - 15.22 | - 12.14 | - 12.05 | - 8.69 | - 8.87 | - 4.77 | |
| | | 右 | - 38.28 | - 35.36 | - 36.26 | 11.57 | - 42.90 | - 15.85 | - 36.45 | - 36.19 | - 27.47 | - 35.47 | - 21.22 | |
| | WING TANK | 左 | 39.71 | 39.39 | 39.53 | 6.14 | 26.75 | 46.71 | 41.41 | 41.08 | 63.84 | 43.55 | 70.25 | |
| | | 中 | - 4.51 | - 4.01 | - 4.17 | 5.26 | - 4.68 | - 1.34 | - 4.53 | - 4.47 | - 0.40 | - 3.86 | - 0.57 | |
| | | 右 | - 48.73 | - 47.41 | - 47.86 | 4.43 | - 36.10 | - 49.39 | - 50.48 | - 50.10 | - 64.63 | - 51.27 | - 69.13 | |
| L. BHD. VER. WEB | DECK TRANS | 上 | - 77.98 | - 74.74 | - 75.78 | 5.42 | - 69.64 | - 62.56 | - 77.86 | - 77.27 | - 91.31 | - 79.02 | - 91.49 | |
| | | 中 | 5.07 | 6.29 | 5.90 | 35.76 | 7.09 | 11.42 | 5.01 | 5.15 | - 11.34 | 2.83 | - 14.13 | |
| | | 下 | 47.89 | 47.10 | 47.36 | 25.88 | 43.60 | 45.17 | 47.67 | 47.36 | 28.42 | 44.47 | 23.0 | |
| | MID. VER. WEB | 上 | 29.37 | 29.82 | - 29.66 | 54.22 | 34.31 | 28.77 | 28.62 | 28.58 | 18.13 | 25.57 | 13.44 | |
| | | 中 | 58.35 | 57.75 | 57.93 | 51.84 | 57.68 | 54.93 | 58.11 | 57.74 | 44.57 | 56.28 | 40.29 | |
| | | 下 | 38.63 | 36.97 | 37.49 | 0.76 | 32.35 | 32.38 | 38.89 | 38.20 | - 22.32 | 38.29 | - 18.43 | |
| SIDE TRANS | UPPER | 上 | 59.23 | 58.39 | 58.62 | 63.26 | 61.49 | 52.35 | 58.94 | 58.18 | 34.34 | 61.10 | 31.01 | |
| | | 中 | 8.83 | 4.19 | 5.56 | - 41.15 | 4.97 | - 20.57 | 9.26 | 6.05 | - 55.92 | 4.01 | - 43.07 | |
| | | 下 | - 188.32 | - 196.76 | - 194.25 | - 292.3 | - 198.3 | - 240.2 | - 187.1 | - 192.8 | - 252.92 | - 199.8 | - 263.86 | |
| | MIDDLE | 上 | - 48.73 | - 47.41 | - 47.86 | 4.43 | - 36.10 | - 49.39 | - 50.48 | - 50.02 | - 6.46 | - 51.27 | - 69.11 | |
| | | 中 | 11.44 | 11.66 | 11.57 | 26.85 | 15.01 | 10.21 | 11.0 | 10.96 | - 8.49 | 8.03 | - 13.62 | |
| | | 下 | 70.23 | 69.38 | 69.65 | 48.76 | 64.97 | 68.45 | 71.09 | 70.56 | 46.37 | 65.98 | 40.61 | |
| BTM TRANS | UPPER | 上 | 52.53 | 52.86 | - 52.72 | 77.71 | 56.74 | 52.17 | 52.70 | 52.41 | 37.02 | 48.25 | 32.01 | |
| | | 中 | 53.72 | 52.93 | 53.16 | 46.92 | 52.66 | 49.60 | 54.23 | 53.59 | 35.73 | 46.28 | 28.75 | |
| | | 下 | 54.92 | 53.01 | 53.61 | 16.14 | 48.59 | 47.03 | 55.76 | 54.78 | 34.44 | 44.31 | 25.39 | |
| | MIDDLE | 上 | 74.82 | 73.64 | 73.96 | 77.96 | 77.18 | 65.58 | 75.15 | 74.02 | 45.11 | 65.46 | 36.30 | |
| | | 中 | - 1.71 | - 2.76 | - 1.93 | - 31.66 | - 8.19 | 2.50 | 0.9 | - 0.5 | - 18.47 | - 6.36 | - 25.38 | |
| | | 下 | - 63.60 | - 63.16 | - 63.18 | - 126.6 | - 78.93 | - 45.95 | - 62.41 | - 60.47 | - 67.41 | - 63.55 | - 72.46 | |
| CROSS TIE | C.R. TANK | 左 | 48.71 | 23.99 | 31.11 | - 110.8 | 53.24 | - 132.8 | 49.02 | 29.06 | 50.51 | 40.66 | 42.89 | |
| | | 中 | - 17.37 | - 21.70 | - 20.41 | - 67.68 | - 21.73 | - 43.11 | - 16.44 | - 19.06 | - 4.09 | - 20.33 | - 10.61 | |
| | | 右 | 95.86 | 111.92 | 107.4 | 15.48 | 82.61 | 22.58 | 97.40 | 111.5 | 120.60 | 97.99 | 115.15 | |
| | WING TANK | 左 | - 92.46 | - 84.84 | - 86.88 | - 137.5 | - 115.69 | - 14.39 | - 89.77 | - 81.39 | - 132.32 | - 101.8 | - 148.70 | |
| | | 中 | 26.53 | 30.12 | 29.11 | 35.52 | 22.58 | 56.75 | 27.28 | 30.51 | 85.1 | 21.81 | 2.84 | |
| | | 右 | 63.60 | 63.16 | 63.18 | 126.6 | 78.93 | 45.95 | 62.41 | 60.47 | 67.42 | 63.55 | 72.45 | |
| CROSS TIE | UPPER | 左 | 18.52 | 17.28 | 17.70 | - 28.34 | 9.29 | 16.40 | 19.05 | 18.79 | 10.29 | 18.90 | 9.63 | |
| | | 中 | 0.41 | 0.38 | 0.39 | 0.30 | 0.53 | 0.06 | 0.33 | 0.32 | 0.46 | 0.58 | 0.52 | |
| | | 右 | - 17.71 | - 16.52 | - 16.93 | 28.95 | - 8.23 | - 16.28 | - 18.39 | - 18.15 | - 9.36 | - 17.74 | - 8.59 | |
| | MIDDLE | 左 | - 20.60 | - 84.84 | - 86.88 | - 62.50 | - 29.13 | - 19.97 | - 20.05 | - 19.98 | - 12.02 | - 22.82 | - 12.53 | |
| | | 中 | - 0.36 | 30.12 | 29.11 | - 0.34 | - 0.27 | - 0.71 | - 0.33 | - 0.37 | - 0.68 | - 0.83 | - 0.81 | |
| | | 右 | 19.89 | 63.16 | 63.18 | 61.82 | 28.60 | 18.05 | 19.39 | 19.24 | 10.66 | 21.15 | 10.91 | |

表 4.2 F R A N 計算結果 摆み一覧表

LOAD COND. I

(単位:mm)

| | | 剪断揃み考慮 | | | | | | | | | | 曲げのみ | |
|------------------|------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 立体 | | | 平面 | | | | | | | | |
| | | 前 | 中央 | 後 | A | B | C | D | E | 変断面D | D | 変断面D | |
| L. BHD. VER. WEB | CR. TANK | 左 | 0.16 | 0.75 | 0.55 | 0 | 0 | 1.49 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | 0.78 | 1.41 | 1.19 | - 4.75 | - 0.04 | 1.15 | 0.32 | 0.32 | 0.15 | 0.22 | 0.03 |
| | | 右 | 0.78 | 1.45 | 1.20 | - 0.13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | WING TANK | 左 | 0.78 | 1.45 | 1.20 | - 0.13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | 1.01 | 1.49 | 1.30 | - 0.22 | 6.15 | 0.30 | 0.45 | 0.45 | 2.95 | 0.40 | 0.22 |
| | | 右 | 0.24 | 0.53 | 0.42 | - 0.31 | 0.12 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| SIDE TRANS | DECK TRANS | 上 | - 0.18 | - 0.17 | - 0.18 | - 0.22 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | - 3.22 | - 3.16 | - 3.18 | - 4.45 | - 3.02 | - 2.81 | - 2.99 | - 2.95 | - 0.97 | - 1.98 | - 0.35 |
| | | 下 | - 6.49 | - 6.36 | - 6.40 | - 6.29 | - 6.74 | - 5.48 | - 6.13 | - 6.04 | - 2.55 | - 4.12 | - 1.15 |
| | L. BHD. VER. WEB | 中 | - 6.49 | - 6.36 | - 6.40 | - 6.29 | - 6.74 | - 5.48 | - 6.13 | - 6.04 | - 2.55 | - 4.19 | - 1.15 |
| | | 上 | - 7.11 | - 6.94 | - 6.99 | - 5.85 | - 7.73 | - 5.75 | - 6.68 | - 6.56 | - 2.87 | - 4.58 | - 1.37 |
| | | 下 | - 6.57 | - 6.37 | - 6.41 | - 4.52 | - 7.42 | - 5.01 | - 6.08 | - 5.95 | - 2.43 | - 3.94 | - 0.98 |
| | SIDE TRANS | 上 | - 6.57 | - 6.37 | - 6.41 | - 4.52 | - 7.42 | - 5.01 | - 6.08 | - 5.95 | - 2.43 | - 3.94 | - 0.98 |
| | | 中 | - 3.40 | - 3.22 | - 3.27 | - 1.33 | - 3.88 | - 6.03 | - 2.87 | - 2.74 | - 0.77 | - 1.74 | - 0.20 |
| | | 下 | - 0.46 | - 0.47 | - 0.46 | - 0.66 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| CROSS TIE | BTM TRANS | 上 | - 0.34 | - 0.35 | - 0.34 | - 1.31 | 0.49 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | - 4.11 | - 4.06 | - 4.08 | - 4.98 | - 3.35 | - 3.38 | - 3.74 | - 3.69 | - 1.52 | - 2.55 | - 0.70 |
| | | 下 | - 6.92 | - 6.79 | - 6.83 | - 6.65 | - 7.06 | - 5.87 | - 6.54 | - 6.45 | - 2.98 | - 4.63 | - 1.60 |
| | WING TANK | 上 | - 6.92 | - 6.79 | - 6.83 | - 6.65 | - 7.06 | - 5.87 | - 6.54 | - 6.45 | - 2.98 | - 4.63 | - 1.60 |
| | | 中 | - 7.90 | - 7.76 | - 7.81 | - 6.70 | - 8.56 | - 6.67 | - 7.51 | - 7.40 | - 3.60 | - 5.18 | - 1.96 |
| | | 下 | - 7.36 | - 7.19 | - 7.24 | - 5.43 | - 8.34 | - 6.03 | - 6.89 | - 6.78 | - 3.13 | - 4.70 | - 1.60 |
| | CR. TANK | 上 | - 7.36 | - 7.19 | - 7.24 | - 5.43 | - 8.34 | - 6.03 | - 6.89 | - 6.78 | - 3.13 | - 4.70 | - 1.60 |
| | | 中 | - 4.91 | - 4.82 | - 4.85 | - 3.06 | - 5.99 | - 3.98 | - 4.32 | - 4.21 | - 1.57 | - 2.41 | - 0.56 |
| | | 下 | - 0.84 | - 0.84 | - 0.84 | - 1.13 | - 0.29 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| L. BHD. VER. WEB | DECK TRANS | 左 | 0.45 | 2.57 | 1.94 | 0 | 0 | 11.34 | 0 | 1.30 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | 2.09 | 3.62 | 3.14 | - 2.95 | 0.46 | 7.39 | 1.04 | 1.77 | 0.67 | 0.16 | 0.12 |
| | | 右 | 1.72 | 2.45 | 2.18 | - 0.11 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | WING TANK | 左 | 1.72 | 2.45 | 2.18 | - 0.11 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | 3.20 | 3.63 | 3.46 | - 0.18 | 7.36 | 0.95 | 1.75 | 1.66 | 0.38 | 0.52 | - 0.07 |
| | | 右 | 0.88 | 1.16 | 1.05 | - 0.29 | 0.12 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| CROSS TIE | SIDE TRANS | 上 | 0.76 | 1.43 | 1.18 | - 0.12 | 0.09 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 |
| | | 中 | 0.59 | 1.07 | 0.39 | - 0.21 | 6.11 | 0.12 | 0.09 | 0.09 | 0.06 | 0.05 | 0.07 |
| | | 右 | 0.29 | 0.58 | 0.47 | - 0.30 | 0.12 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 |
| | BTM TRANS | 左 | 1.02 | 1.72 | 1.46 | - 0.12 | 0.07 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 |
| | | 中 | 0.95 | 1.44 | 1.25 | - 0.20 | 6.29 | 0.25 | 0.18 | 0.19 | 0.06 | 0.10 | - 0.01 |
| | | 右 | 0.47 | 0.76 | 0.65 | - 0.29 | 0.12 | 0.01 | - 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 |

LOAD COND. II

(単位; mm)

| | | 剪断撓み考慮 | | | | | | | | | | 曲げのみ | |
|--------------|------------------|--------|--------|--------|--------|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 立体 | | | 平面 | | | | | 面 | | | |
| | | 前 | 中央 | 後 | A | B | C | D | E | 変断面 D | D | 変断面 D | |
| C.R. TANK | DECK TRANS | 左 | - 0.14 | - 0.64 | - 0.48 | 0 | 0 | - 2.10 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | - 0.61 | - 0.95 | - 0.83 | 2.96 | - 0.50 | - 1.59 | - 0.43 | - 0.42 | - 0.27 | - 0.31 | - 0.14 |
| | | 右 | - 0.18 | - 0.32 | - 0.27 | 8.47 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| WING TANK | L. BHD. VER. WEB | 左 | - 0.18 | - 0.32 | - 0.27 | 8.47 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | - 0.29 | - 0.31 | - 0.30 | 0.14 | 0.84 | - 0.08 | 0.26 | - 0.26 | - 0.02 | - 0.22 | 0.02 |
| | | 右 | 0.13 | 0.17 | 0.16 | 0.18 | 2.21 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| SIDE TRANS | 上 | 上 | 0.21 | 0.22 | 0.21 | 0.25 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | 4.03 | 4.03 | 4.03 | 4.79 | 3.80 | 3.73 | 3.76 | 3.73 | 1.41 | 2.44 | 0.64 |
| | | 下 | 7.31 | 7.24 | 7.26 | 7.19 | 6.96 | 6.59 | 6.97 | 6.91 | 3.12 | 4.91 | 1.69 |
| | 中 | 上 | 7.31 | 7.24 | 7.26 | 7.19 | 6.96 | 6.59 | 6.97 | 6.91 | 3.12 | 4.91 | 1.69 |
| | | 中 | 8.33 | 8.23 | 8.26 | 7.57 | 7.89 | 7.38 | 7.98 | 7.90 | 3.74 | 5.48 | 2.03 |
| | | 下 | - 7.50 | 7.38 | 7.41 | 6.26 | 6.98 | 6.40 | 7.13 | 7.04 | 3.07 | 4.79 | 1.53 |
| | 下 | 上 | 7.50 | 7.38 | 7.41 | 6.26 | 6.98 | 6.40 | 7.13 | 7.04 | 3.07 | 4.79 | 1.53 |
| | | 中 | 4.61 | 4.48 | 4.52 | 3.33 | 4.07 | 3.42 | 4.21 | 4.12 | 1.20 | 2.28 | 0.41 |
| | | 下 | 0.44 | 0.44 | 0.44 | 0.55 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| BTM TRANS | 上 | 上 | 0.33 | 0.35 | 0.34 | 0.89 | 0.22 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | 3.81 | 3.79 | 3.80 | 4.30 | 3.66 | 3.24 | 3.47 | 3.43 | 1.19 | 2.35 | 0.45 |
| | | 下 | 6.81 | 6.74 | 6.76 | 6.63 | 6.47 | 6.05 | 6.46 | 6.40 | 2.63 | 4.37 | 1.17 |
| | 中 | 上 | 6.81 | 6.74 | 6.76 | 6.63 | 6.47 | 6.05 | 6.46 | 6.40 | 2.63 | 4.37 | 1.17 |
| | | 中 | 7.36 | 7.27 | 7.30 | 6.63 | 6.92 | 6.47 | 7.01 | 6.94 | 2.92 | 4.75 | 1.39 |
| | | 下 | 6.83 | 6.72 | 6.76 | 5.68 | 6.29 | 5.89 | 6.46 | 6.38 | 2.54 | 4.19 | 1.06 |
| | 下 | 上 | 6.83 | 6.72 | 6.76 | 5.68 | 6.29 | 5.89 | 6.46 | 6.38 | 2.54 | 4.19 | 1.06 |
| | | 中 | 3.58 | 3.52 | 3.54 | 2.51 | 2.97 | 2.94 | 3.16 | 3.13 | 0.98 | 2.00 | 0.29 |
| | | 下 | 0.05 | 0.05 | 0.50 | 0.66 | 0.08 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| CROSS TIE | C.R. TANK | 左 | - 0.28 | - 1.62 | - 1.23 | 0 | 0 | - 8.24 | 0 | - 0.91 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | - 1.04 | - 1.88 | - 1.63 | 2.38 | - 0.85 | - 5.36 | - 0.76 | - 1.26 | - 0.42 | - 0.10 | - 0.02 |
| | | 右 | - 0.24 | - 0.43 | - 0.37 | 8.15 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | WING TANK | 左 | - 0.24 | - 0.43 | - 0.37 | 8.15 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | 中 | 0.62 | 0.63 | 0.63 | 0.14 | 1.70 | 1.32 | 0.74 | 0.80 | 0.21 | 0.30 | - 0.01 |
| | | 右 | - 0.05 | 0.10 | 0.08 | 0.18 | 2.12 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 上 | 左 | - 0.15 | - 0.29 | - 0.24 | 8.41 | 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 |
| | | 中 | - 0.02 | - 0.03 | - 0.01 | 0.13 | 1.16 | 0.01 | 0.04 | 0.04 | 0.06 | 0.08 | 0.07 |
| | | 右 | 0.08 | 0.12 | 0.10 | 0.18 | 2.17 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 |
| | 下 | 左 | - 0.16 | - 0.31 | - 0.25 | 8.33 | 0.02 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 | 0.01 |
| | | 中 | - 0.11 | - 0.16 | - 0.15 | 0.13 | 1.04 | - 0.10 | - 0.04 | - 0.05 | - 0.09 | - 0.11 | - 0.11 |
| | | 右 | 0.04 | 0.09 | 0.07 | 0.18 | 2.14 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 | - 0.01 |

4.5 参考資料

4.5.1 F R A N の説明

(a) 概略

F R A N は今まで手計算では解けなかつた立体構造物の解析をより早く効果的に、かつ正確に行なうことができるよう作られている。

支持条件、接合条件はピン、固定、ローラー等自由に Input でき、さらにバネ定数も Input できるため、どんな複雑な構造物も解析できる。Input Data としては部材の物理的特性、断面積、断面2次モーメント、ねじり剛性係数、ヤング率等、接合点の座標、荷重である。

計算結果として、部材の両端における力、モーメント接合点の変位と回転角、支持点での反力がでて、その他計算結果のチェックとして各接点での力の釣合が計算される。

今まで立体構造物の分析は非常に複雑で計算に時間がかかるため慣習的方法によつて2次元にすり変えて行なわれていたが、この方法では実際の値と計算の値では相当違う。今までにも立体構造物を扱かつたプログラムはあるが、それらは同じような構造物にしか適用できないため、せつかく計算機によつて節約された労力が新しいプログラムを書くことによつてむだになつてゐた。F R A N はこれらの問題を解決し、容易に立体構造物の解析を可能にした。

(b) F R A N の能力

1. 最大 2,000 Joint まで
2. 最大 15,000 Members
3. 荷重条件は 15 種類まで 1 回の計算が可能
4. 温度効果
5. 支持条件、接合条件は自由
6. 分布荷重、集中荷重、Moment 荷重は任意
7. 強制変位を与えることができる。
8. 剪断変形を考慮することができる。

(c) 計算方法

F R A N は計算方法として変形法 (Deflection Method) を用い、各部材の端力、端モーメントを弾性主軸に関して、その材端変位で表わし、絶対座標の座標変換を行なつて、重ね合せの原理から、構造物全体の関係式(行列方程式)を作り、その解(変位)を求めてから部材の端力、端モーメントを求める。

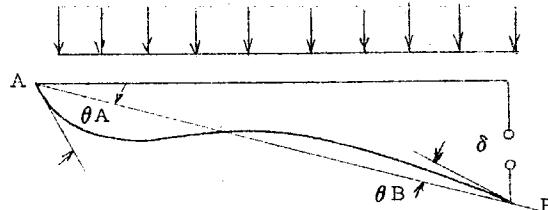


図 4.7 のように、部材の両端に M_{AB} 、 M_{BA} なる端部モーメントを加え、かつ部材に任意の荷重が加わつたときの両端の回転角を θ_A 、 θ_B とし、部材の相対変位を δ とすると、モーメントと回転角との関係は次式のようになる。

$$\begin{aligned} M_{AB} &= \frac{2EI}{\ell} \left\{ 2\alpha\theta_A + \beta\theta_B - 3r \frac{\delta}{\ell} \right\} + m_{AB} \\ M_{BA} &= \frac{2EI}{\ell} \left\{ 2\alpha\theta_B + \beta\theta_A - 3r \frac{\delta}{\ell} \right\} + m_{BA} \end{aligned} \quad (1)$$

m : 荷重項

α, β, r : 剪断を考慮しない場合は 1 剪断考慮の際は次式で考えられる値をとる。

$$\alpha = (GA\ell^2 + 3EI) / (GA\ell^2 + 12EI)$$

$$\beta = (GA\ell^2 - 6EI) / (GA\ell^2 + 12EI)$$

$$r = 3GA\ell^2 / (GA\ell^2 + 12EI)$$

4.5.2 Tanker の Center Tank の強度計算～FRANによる立体計算～

(a) 概 要

TankerのCenter Tankについて、M I TおよびIBM社で開発した立体骨組計算プログラム“FRAN”(Frame Structure Analysis Program)を使用して計算した。

Center TankのTransおよびCenter Girderをそれぞれ付板の有効幅を含めた骨として考え、Longitudinal BulkheadおよびTransverse Bulkheadの位置で周辺固定されたDeckおよびBottomの格子構造がSwash Bulkheadの位置でPillarにより結ばれている構造と考える。(図4.8参照)

荷重はCenter Tankが空で船底より満載吃水に相当する静水圧を受ける場合をとる。

結果を図示すると図4.9～図4.11に示すようになる。

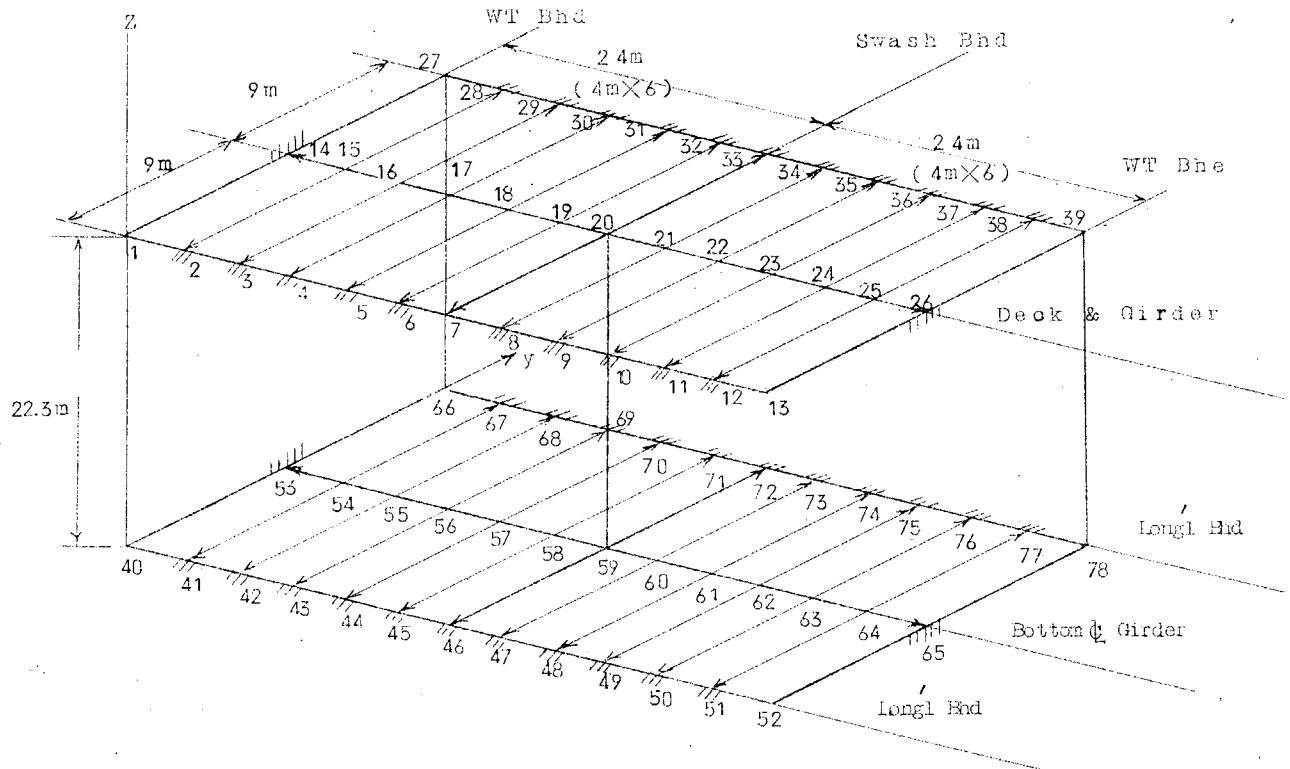


図4.8

(b)

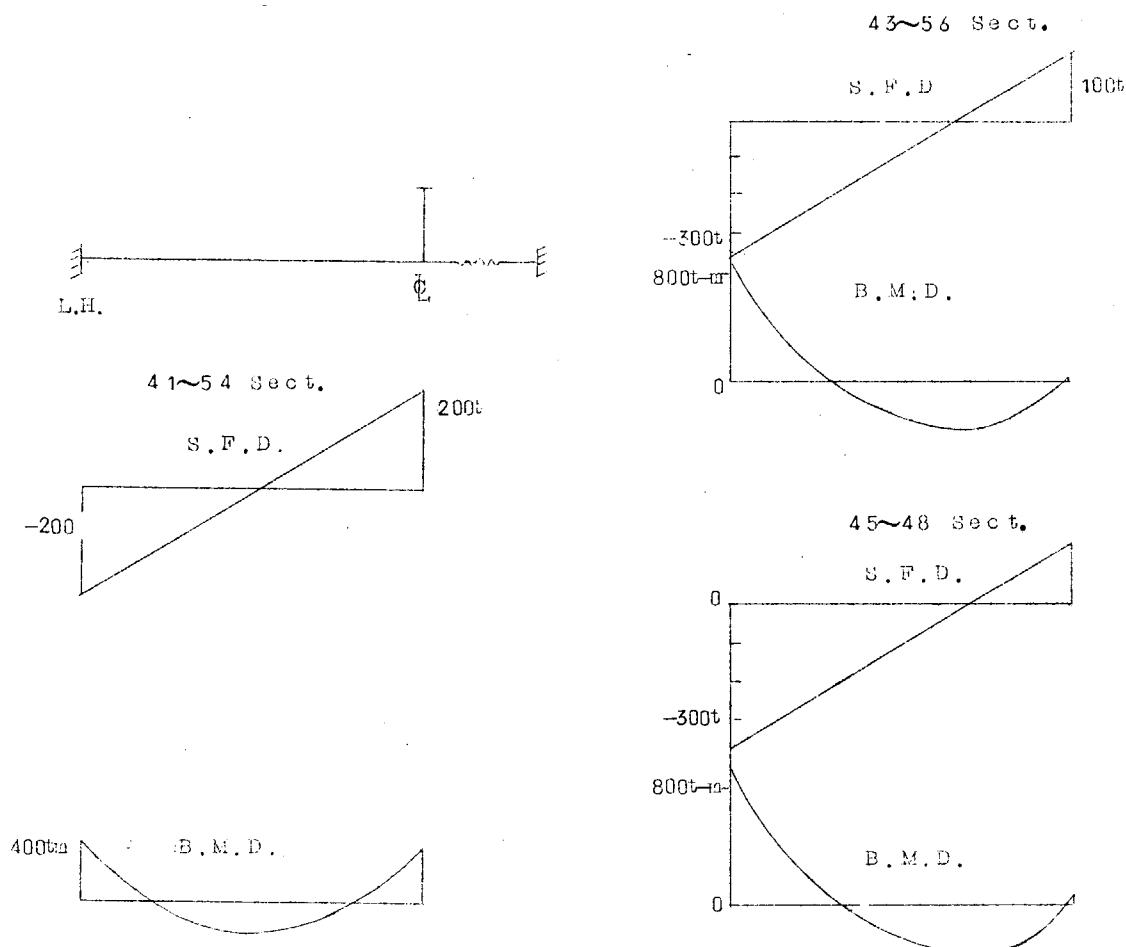


図 4.9 Bottom Trans.

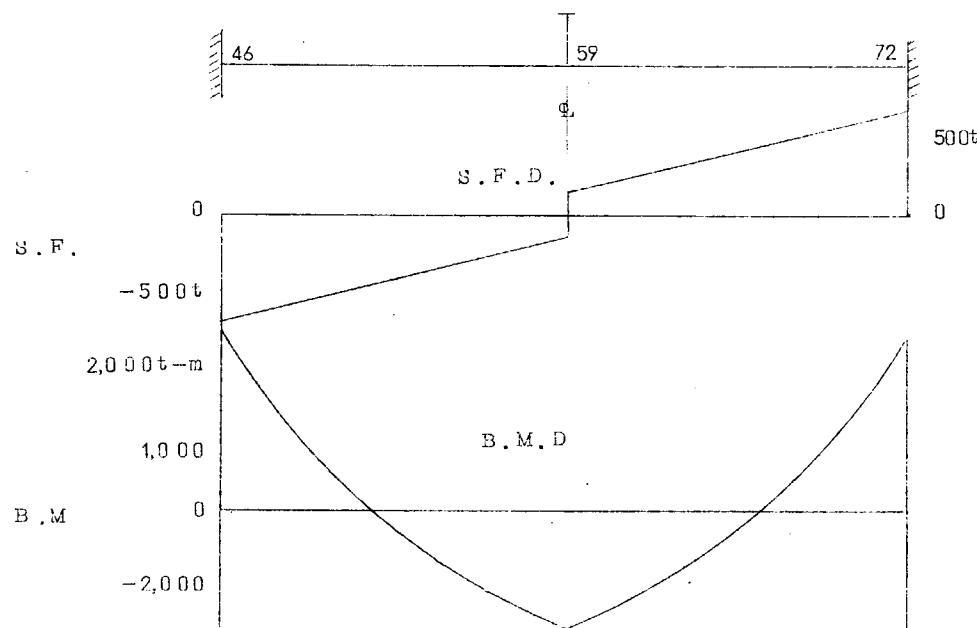


図 4.10 Swash Bulkhead(Lower)

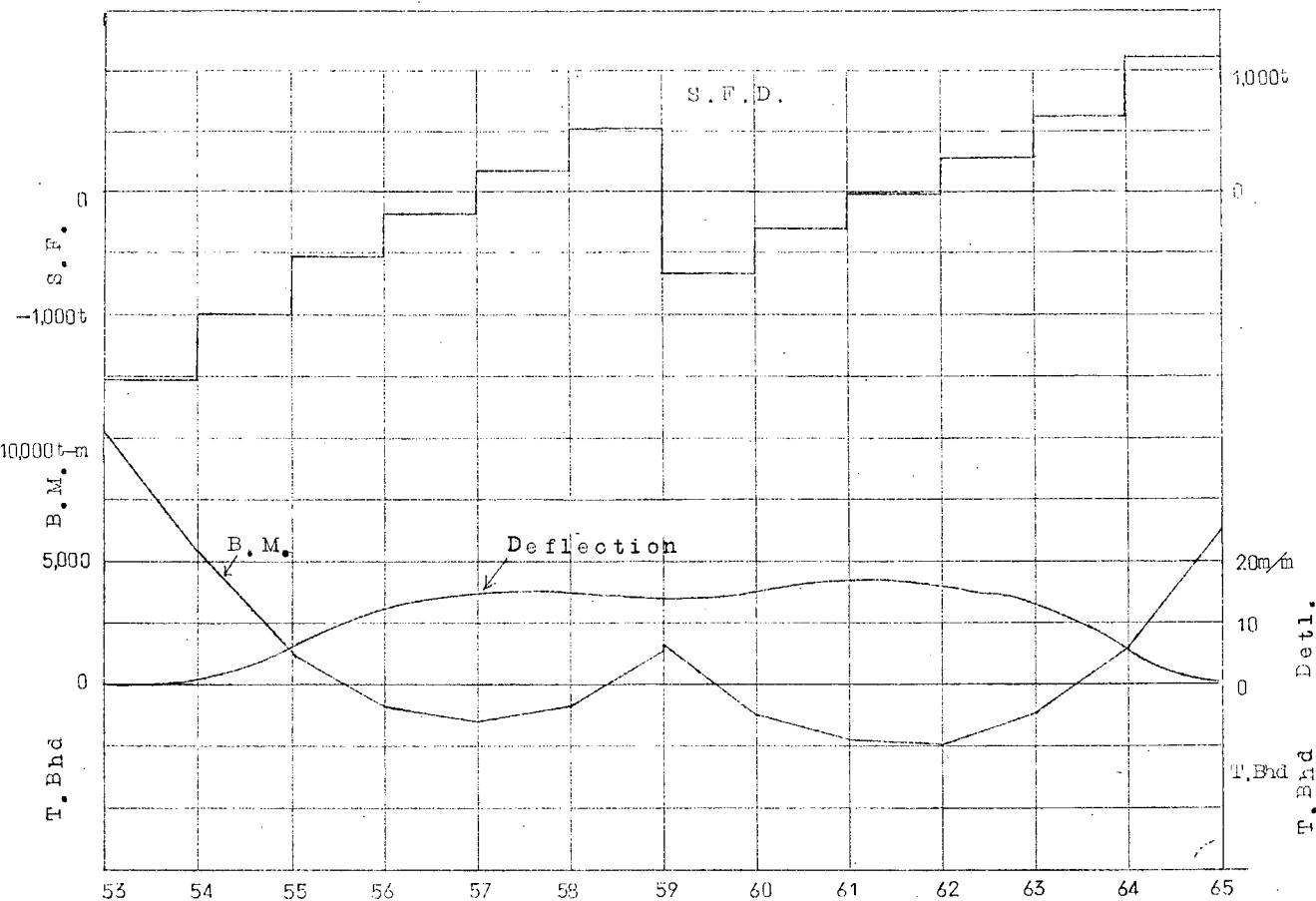


図4.1.1 Center Line Bottom girder.
B.M.D. & Deflection

4.5.3 Corner 部の応力計算例 (Wedge Theory)

— Tanker の Bottom Trans Bracket —

(a) 概 要

Trans Ring ワーキング・グループにおいては、Trans Member の Bracket 部に Wedge Theory を適用してその応力解釈を行なうことになっている。Wedge Theory については Wedge の先端に集中荷重 (Force & Moment) のあるときの結果が発表されている。

一方、Tanker の Bottom Trans は、船底水圧または荷重圧を等分布荷重として受ける。しかも、一般の Beam と比較した場合、Span に比して Bracket の幅が大きい。

そこで Wedge Theory を適用するに当つても種々問題点があろうと思われるが、まず手はじめに、該部の荷重を Wedge 先端の集中荷重に置きかえて計算してみた。

計 算 方 法

- (i) Center Tank の Bottom Trans を考える。
- (ii) 荷重としては船底水圧を考える。
- (iii) Center Girder の反力をとして全荷重の $\frac{1}{4}$ をとる。
- (iv) Trans の Moment 分布については Span Point を取つて計算した。
- (v) (iv) により得られた Moment (M_1) および Shearing Force (F_1) を次のようにして Wedge 先端の Moment (M) および Shearing Force (V) に置きかえた。

$$V = F_1 \quad M = M_1 - F_1 \ell_1$$

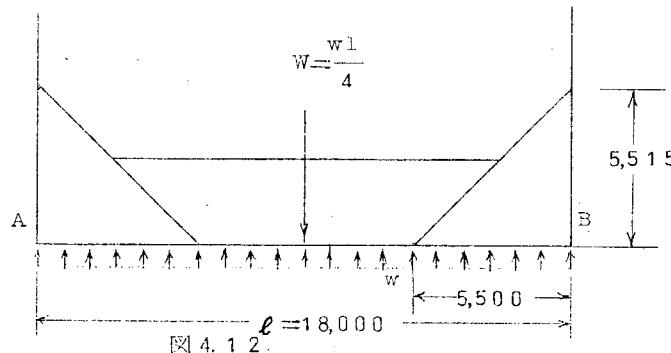
ℓ_1 : Wedge 先端より該部までの距離

(V) Wedge の応力については参考文献^{1) 2)}により計算した。

計算は(b)に示すようになるが、この計算結果によると半径方向の応力が $1.4 \sim 1.5 \text{ Kg/mm}^2$ になる。ところが、該部の Moment をその部分の Actual Z で割ると 5 Kg/mm^2 程度になる。

以上より、Wedge Theory を適用するに当り、Tanker の Bottom Trans のような部材に対しては今後十分な検討が必要と思われる。

(b) 計算



(i) 曲げモーメントおよび剪断力

参考文献^{1) 2)}により Span Point を取つて計算すると

$$M_A = M_B = -1.12 \times \frac{w\ell^2}{12} + 0.143w\ell$$

$$F_A = F_B = \frac{1}{2}(w\ell - w)$$

w は Center Girder による反力であるが、これは格子桁としての計算から推定して $w = w\ell/4$ ととることにすれば、

$$M_A = M_B = -0.0576w\ell^2 \quad F_A = F_B = 3w\ell/8$$

(ii) Bracket 部 Face の付け根における応力

(end より 1,600 の点を考える)

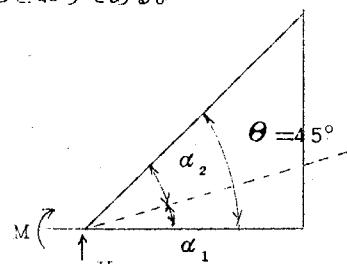
該当部分のモーメントと剪断力を Wedge 先端のモーメントおよび力に置き換えると

$$M = -672 \text{ tmm} \quad V = 317 \text{ t}$$

Wedge Theory の詳細については参考文献にゆずり、計算結果を書くと次のとおりである。

- 中立軸の位置：

$$2\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{1 + \frac{2A_f}{rt} \sin 2\theta - \cos 2\theta}{\frac{2A_f}{rt} + \frac{2A_f}{rt} \cos 2\theta + \sin 2\theta} = 22.5^\circ$$



- 半径方向の応力（中立軸に垂直な力によるもの）

$$\sigma_{R1} = \frac{P_1 \sin \theta}{rt \left\{ \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_2) - \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) \right\} + A_f \sin^2 \alpha_1 + A'_f \sin^2 \alpha_2} \\ = 1.23 \times 10^{-4} P_1 \sin \theta (1/\text{mm})$$

- 半径方向の応力（中立軸方向の力によるもの）

$$\sigma_{R2} = \frac{-P_2 \cos \theta}{rt \left\{ \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_2) + \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) \right\} + A_f \cos^2 \alpha_2 + A'_f \cos^2 \alpha_2} \\ = -0.914 \times 10^{-5} P_2 \cos \theta (1/\text{mm})$$

- 半径方向の応力(モーメントによるもの)

$$\sigma_{r_3} = \frac{2M \sin 2\theta}{r \left[\operatorname{tr} \left\{ \frac{1}{2} (\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) - (\alpha_1 \cos 2\alpha_1 + \alpha_2 \cos 2\alpha_2) + 2(A_f \alpha_1 \sin 2\alpha_1 + A'_f \alpha_2 \sin 2\alpha_2) \right\} \right]} = 1.016 \times 10^{-8} M \sin 2\theta$$

- 切線方向の剪断応力

$$\tau_{r\theta} = \frac{-M \left\{ (\cos 2\theta - \cos 2\alpha_2) + \frac{2A_f}{\operatorname{tr}} \sin 2\alpha_2 \right\}}{r \left[\operatorname{tr} \left\{ \frac{1}{2} (\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) - (\alpha_1 \cos 2\alpha_1 + \alpha_2 \cos 2\alpha_2) + 2(A_f \alpha_1 \sin 2\alpha_1 + A'_f \alpha_2 \sin 2\alpha_2) \right\} \right]} = -5.08 \times 10^{-9} M (\cos 2\theta - 0.224)$$

以上に数値を代入すれば

$$P_1 = V \cos \alpha_1 = 311 t$$

$$P_2 = V \sin \alpha_1 = 61.5 t$$

$$\sigma_{r_1} = -21.3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{r_2} = -0.466$$

$$\sigma_{r_3} = 6.3$$

$$\tau_{r\theta} = -0.82$$

$$\therefore \sigma_r = \sigma_{r_1} + \sigma_{r_2} + \sigma_{r_3} = -15.5 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau_\theta = -0.82 \text{ Kg/mm}^2$$

参考文献

- 1) 山口勇男：“船体横強度近似計算法について”造船協会論文集109号
- 2) W.R. OSGOOD: "A THEORY OF FLEXURE FOR BEAMS WITH NONPARALLEL EXTREME FIBERS" JOURNAL OF APPLIED MECHANICS, 1939

4.6 剪断影響文献調査

曲げ部材の強度に対する剪断力の影響については従来各方面から研究されているので、それらの研究を総合的にながめるとともに今後に残された問題点を明らかにした。

4.6.1 崩壊断面における応力分布

曲げモーメントと剪断力とが共存して崩壊する場合の崩壊断面における応力分布は Horne¹⁾および Hodge³⁾によつて求められている。

Horne¹⁾は梁の断面内の応力を平面応力問題として取扱い、

応力の平衡条件

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} &= 0 \\ \frac{\partial \tau}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

および Tvesca の降伏条件

$$\left. \begin{aligned} k &= \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2} \\ k &= \frac{1}{4} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2} + \frac{\sigma_x + \sigma_y}{4} \\ k &= \frac{1}{4} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2} + \frac{\sigma_x + \sigma_y}{4} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

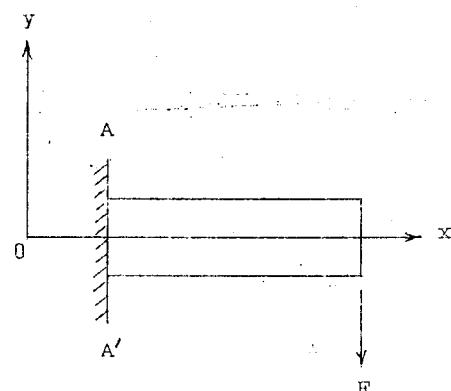


図 4.1.4

から塑性曲げ状態の応力分布を解析し、図 4.1.4 における A-A' 断面のごとく、曲げモーメントと剪断力によって崩壊する矩形断面の応力分布の 1 例として図 4.1.5 のごとき分布を得ている。

一方 Hodge³⁾は $\sigma_z = 0$ のほかに $\sigma_y = 0$ なる仮定をさらに加えて解析を行なつた。このような仮定のもとでは降伏条件は簡単に

$$\sigma_x^2 + \alpha^2 \tau^2 = \sigma_0^2 \quad (3)$$

で表わされる。ただし α は定数で、Tvesca の降伏条件によれば 2 Mises の降伏条件によれば $\sqrt{3}$ である。Hodge は(3)式を満足する応力分布のうちで、与えられた剪断力に対し塑性モーメントを最大にするものを求め、次の式を得た。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{\lambda y \sigma_0}{\sqrt{1 + \lambda^2 y^2}} \\ \tau &= \frac{\sigma_0}{\alpha \sqrt{1 + \lambda^2 y^2}} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここで λ は断面に働く塑性モーメントに対する剪断力の大きさを表すパラメータである。(4)式によつて表わされる応力分布の 1 例を図 4.1.6 に示す。

4.6.2 崩壊断面における応力分布を近似的に仮定する方法

前節のごとく適当な仮定を設ければ崩壊断面の応力分布が計算によつて求められ、それから断面の曲げモーメントおよび剪断力が知られるから塑性モーメントに及ぼす剪断の影響を検討することができるわけであるが、塑性モーメントに及ぼす剪断の影響を調べる目的のためにはもつ

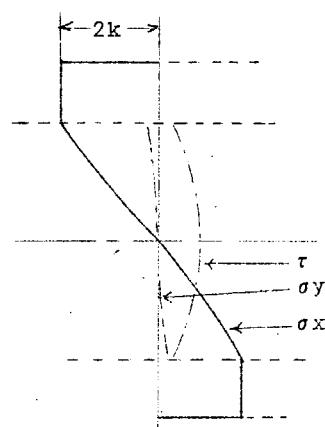


図 4.1.5

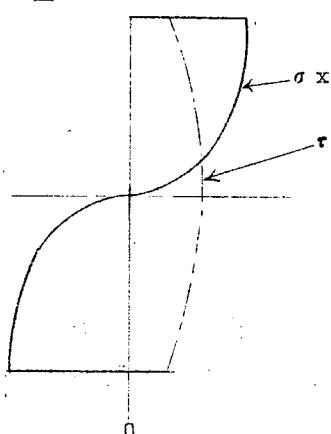


図 4.1.6

と簡単に、崩壊断面の応力分布をいきなり仮定してしまう方法がある。

Horne²⁾は降状条件(3)を満足する図4.1.7のごとき応力分布を仮定してI型断面の梁の塑性モーメントと剪断力の相関々係を調べている。

Heyman, Dutton⁴⁾は図4.1.7のごとき応力分布のほかに、同じく降状条件(3)を満足するものとして図4.1.8のごとき応力分布を考え両者の比較を行なっている。

以上のごとく崩壊断面の応力分布として種々のものが考えられるが、塑性モーメントと剪断の相関という面からみれば、いづれをとつても实用上問題となるような差異は現われないように思われる。そうなれば、計算上比較的都合のよい図4.1.7の応力分布を採用するのが適当と思われる。楠田⁵⁾は図4.1.7のごとき仮定による計算と実験とを対比して満足すべき結果を得ている。西牧等⁶⁾は図4.1.7の応力分布を開口を有するI型断面に適用して開口率等の広範な範囲で計算を行ない、有口I型梁の塑性モーメントに及ぼす剪断の影響に関する一般的な傾向を求めた。

4.6.3 相関々係を近似的に仮定する方法

近似的な応力分布を仮定する方法でも、実際にそれをある断面に対して適用して塑性モーメントと剪断力との相関々係を求めるることはかなり繁雑な計算になることは免かれない。殊に開口を有する場合には梁全体としては曲げモーメントと剪断力の2者共存であっても、開口部では開口の上部あるいは下部だけについて考えると曲げモーメント、剪断力および軸力の3者共存となるからますます複雑になる。

そこでさらに簡便な方法として、いきなり相関々係を近似的に仮定して行なう方法がある。Neale⁷⁾は矩形断面について、曲げモーメント、剪断力および軸力の相関々係として次式を提唱している。

$$\frac{m}{1-n^2} = 1 - \frac{v^4}{(1-n^2)^2} \quad (5)$$

ここで m 、 v 、 n はそれぞれ無次元化された（普通の意味で）曲げモーメント、剪断力および軸力である。

松本⁸⁾はT型断面に対する相関々係を

$$\left. \begin{aligned} v^2 + m^2 &= (1 - \alpha n^2)^2 \\ v^2 + m^2 &= \{\beta - r(n + \delta)^2\}^2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ただし α 、 β 、 r 、 δ は断面形状によって定まる定数と仮定して、開口をもつI型梁の塑性モーメントに及ぼす剪断の影響を検討している。

4.6.4 崩壊断面を局部的に考察する方法に対する批判

以上紹介してきた考え方はいつでも崩壊は長さをもたない一断面内において全塑性状態になることであるという仮定が基礎になっている。したがつて、塑性モーメントに及ぼす剪断の影響を調べるためにには図4.1.9のごとき片持梁を考えることによつて任意に設定できるから、これで十分である。

また図4.1.9は図4.2.0の単純梁と全く同じものと考えられることになり実験的には図4.2.0のごとき単純梁でスパン L を種々変えれば、曲げモーメントと剪断力の相関々係が得されることになる。

しかし、以上に求めてきた応力分布は降状条件と一部は平衡条件を満足するが、変形条

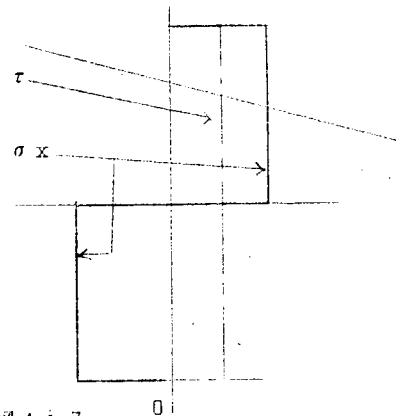


図4.1.7

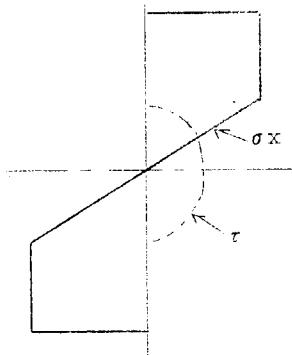


図4.1.8

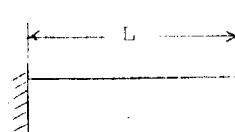


図4.1.9

件に対しては考慮を払っていないから厳密には正しい解ではない。そこで変形条件(応力一歪関係)を考慮した解析も多く行なわれている。

Onat, Shield⁹⁾は、図4.19のごとき片持梁の崩壊に対し図4.21のごときすべり線場を与えて、塑性モーメントおよび剪断力の計算を行なっている。

Green¹⁰⁾は直線状にテーパーのついた先細りの矩形断面片持梁について解析を行ない、図4.22のごときすべり線場を得ている。

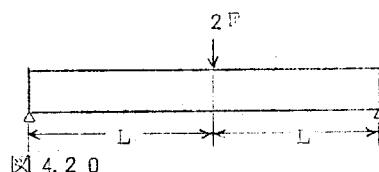


図 4.20

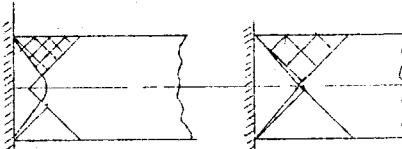
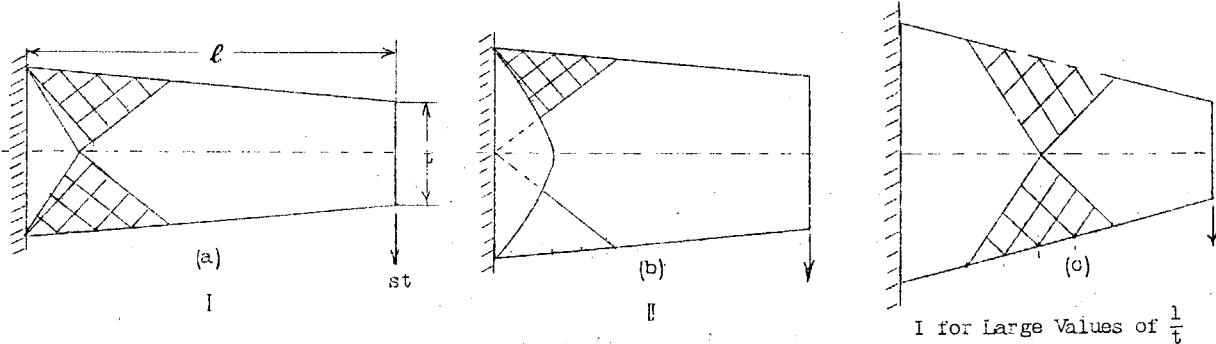
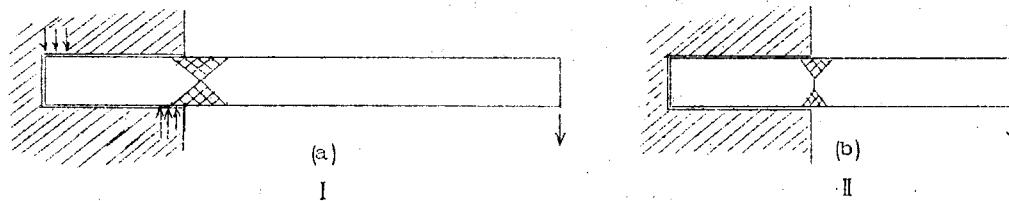


図 4.21

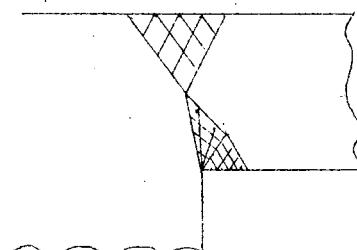


I for Large Values of $\frac{1}{t}$

Plane Strain Solutions for Strongly Supported Tapering Cantilevers under Shear Loading



Plane Strain Solutions for weakly Supported Uniform Cantilevers Under Shear Loading



Plane Stress Solution for a Weakly Supported Uniform Cantilevers

図 4.22

Drucker¹¹⁾は図4.19のごとき矩形断面片持梁に対して、種々の変形適合条件からそれぞれの塑性モーメントと剪断力の相関々係を求め、結論として

$$m = 0.98 (1 - v^4) \quad (7)$$

なる相関々係を提唱している。

Green, Hundy¹²⁾は変形適合条件から出発する種々の理論が与える相関々係の比較検討を行なつていている。

4.6.5 今後の問題点

変形適合条件を考慮に入れると理論はかなり複雑になる。しかも最終的に得られる相関々係は4.6.2あるいは4.6.3の方法で得たものと実用的にはほとんど問題ない程度の差異しか現われない。したがつて Cauti Lever あるいは Simple Beam の剪断影響を調べるために、このような面倒な解析を行なう必要はないと思われる。

しかし、船体のWell Frameのようなラーメン構造になつた場合にはスパンポイントが重要な問題になつてくるため、変形に対する考察をはぶくことはできなくなる。したがつて、今後の剪断影響に関する主要な問題点は、曲げモーメントと剪断力が共存する崩壊断面の変形を理論的、実験的に解明することにあると思われる。

文 献 一 覧 表

- 1) HORNE : The Plastic Theory of Bending of Mild Steel Beams With Particular Reference to the Effect of Shear Forces (Proc. Roy. Soc. A. 207, 1951)
- 2) HORNE: The Full Plastic Moments of Sections Subjected to Shear Force and Axial Load (British Welding J. April, 1958)
- 3) HODGE: Interaction Curves for Shear and Bending of Plastic Beams (J. of Applied Mechanics September, 1957)
- 4) HEYMAN,DUTTON: Plastic Design of Plate Girders With Unstiffened Webs (Welding & Metal Fabrication July, 1954)
- 5) 楠田： 梁の塑性モーメントに及ぼす軸力ならびに剪断力の影響（造船協会論文集 105 1959）
- 6) 西牧、原、小笠原： 開口を持つI型桁の塑性モーメントに及ぼす剪断の影響
(造船協会論文集 117 1965)
- 7) NEAL: The Effect of Shear and Normal Forces on the Fully Plastic Moment of a Beam of Rectangular Cross Section
(J. of Applied Mechanics, June 1961)
- 8) 松本： 有孔H形鋼の強度 (関西造船協会誌, 114 1964)
- 9) ONAT, SHIELD: The Influence of Shearing Forces on the Plastic Bending of Wide Beams (Proc. 2nd. U.S. Nat. Cong. App. Mech., 1954)
- 10) GREEN: A Theory of the Plastic Yielding due to Bending of Cantilevers and Fixed-Ended Beams. Part I, II (J.M.P.S. 8, 1954)
- 11) DRUCKER: The Effect of Shear on the Plastic Bending of Beams (J. of Applied Mechanics Dec, 1956)
- 12) GREEN,HUNDY; Plastic Yielding of I-Beams (Engineering, July, 1957)

第5章 オブティマム・セクションワーキング・グループ調査 — 板付き T型鋼の最適断面寸法比 —

5.1 まえがき

船体構造の基礎構成部材である板付き T形断面の最も経済的なフランジおよびウエブの断面寸法比を決定するために荷重は板面より作用し、板の寸法はその荷重と設計条件等によりあらかじめ与えられるものとして、重量および材料費が最小となるべき断面寸法比を弾性設計ならびに塑性設計の立場から検討した。さらにウエブには軟鋼を使用し、フランジおよび板には軟鋼、60H.T.、80H.T.、100H.T.を使用した時の最小価格を調査し比較した。

5.2 弾性設計基準による最適寸法比（同一材料）

全断面が降状応力 σ_0 の同一材料から成る板付き T型鋼が曲げをうける場合について考える。この場合の最適寸法比は断面係数 Z （または断面 2 次モーメント I ）=一定の下で、断面積最小、または逆に断面積一定で Z （または I ）を最大とすることによって得られる。そのためにはウエブの深さ d が大きいほど有利であることは明らかであるが、 d を無制限に大きくすることはできず、ウエブの深さ d と板厚 t_w の比は所定の応力までウエブが高部座屈を起さないという条件を満足しなければならない。この条件をウエブが M.S. である場合を基準として一般に次のように表わす。

$$\frac{d}{t_w} \leq \beta \sqrt{\frac{\sigma_y}{\sigma_0}} \quad (1)$$

ここで σ_0 はウエブの降状応力、 σ_y は M.S. の降状応力である。

(1)式はまた次のようにも表わすことができる。

$$d \leq \beta k_0 \frac{1}{2} A_w^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

ここで $k_0 = \frac{\sigma_0}{\sigma_y}$ 、 $A_w = d t_w$ = ウエブの断面積

さて、曲げをうける部材の断面をウエブと 2 枚のフランジより構成する場合、板付き T 形より I 形断面の方が効率が高いことは明らかであるが、板付き T 形が用いられる理由は、外力および設計条件等によって板の寸法がまず与えられ、次に要求される断面係数を満足するように T 形鋼が取付けられるためであろうと考えられる。そこで本計算では板の断面構成 A_p があらかじめ与えられているものとして、要求される断面係数 Z を満足しながら断面積が最小となるような断面構成を求めることとする。

図 5.1 を参照して全断面積は

$$A = A_f + A_w + A_p \quad (3)$$

ウエブの局部座屈に対する制約の式(2)の右辺の β の値は厳密にはフランジ、ウエブおよび板の面積比によって変わるものであるが、ここでは簡単のために一定として計算することとする。そのとき断面 2 次モーメント I および断面係数 Z は次のように表わすことができる。

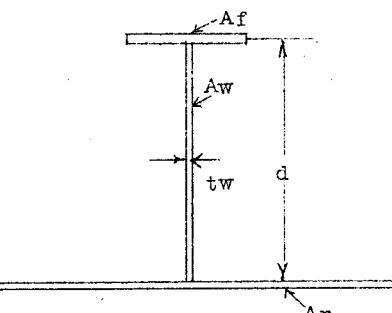


図 5.1

$$I = \beta k_0 \frac{1}{2} A_p^2 \frac{\xi}{\zeta} \left[\left(\frac{1}{2} \xi + 1 \right) \zeta - \left(\frac{1}{2} \xi + 1 \right)^2 \right] \quad (4)$$

$$Z = \beta \frac{1}{2} k_0 \frac{1}{2} A_p^{\frac{3}{2}} \frac{\xi^{\frac{3}{2}}}{\frac{1}{2} \xi + 1} \left[\left(\frac{1}{2} \xi + 1 \right) \zeta - \left(\frac{1}{2} \xi + 1 \right)^2 \right] \quad (5)$$

ただし $\xi = \frac{A_w}{A_p}$, $\zeta = \frac{A}{A_p}$

上式を無次元量

$$i = \frac{\sqrt{k_0}}{\beta} \cdot \frac{I}{A_p^2}, \quad j = \frac{4\sqrt{k_0}}{\sqrt{\beta}} \cdot \frac{Z}{A_p^{3/2}}$$

を用いて変形すれば

$$i = \frac{\xi}{\zeta} \left[\left(\frac{1}{3}\xi + 1 \right) \zeta - \left(\frac{1}{2}\xi + 1 \right)^2 \right] \quad (6)$$

$$j = \frac{\sqrt{\xi}}{\frac{1}{2}\xi + 1} \left[\left(\frac{1}{2}\xi + 1 \right) \zeta - \left(\frac{1}{2}\xi + 1 \right)^2 \right] \quad (7)$$

強度を基準として最適断面寸法比を定めれば(7)式より $\frac{dj}{d\xi} = \frac{d\zeta}{d\xi} = 0$ として

$$\left. \begin{aligned} j_{opt} &= \xi \frac{3}{2} \cdot \frac{\xi^2 + 6\xi + 8}{\xi^2 + 3\xi + 6} \\ \zeta_{opt} &= \frac{3(\frac{1}{2}\xi + 1)^2 (3\xi + 2)}{\xi^2 + 3\xi + 6} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

が得られる。(8)式から ξ を消去すれば ζ_{opt} と j の関係が求められる。それを、横軸に j 、縦軸に ζ 、 η ($= A_f/A_p$) および ζ を取つて図示したのが図 5.3 である。 A_p および要求される Z の値が定まれば、この図から最適なウェブおよびフランジの寸法を求めることができる。例えば $A_p = 1.000 \times 20$ 、 $A_f = b \times 20$ とし、 β を便宜上 70 とし、 $j = 0.25$ 、0.5、0.75 および 1.0 における最適寸法を計算すれば表 5.1 のようになる。

表 5.1

| j | A_f | A_w | A_p |
|------|------------------|--------------------|------------------|
| 0.25 | 365×20 | 663×9.5 | 1000×20 |
| 0.5 | 606×20 | 830×11.8 | " |
| 0.75 | 818×20 | 944×13.5 | " |
| 1.00 | 1000×20 | 1043×14.9 | " |

図 5.3 の j の各値の上にこれを示した。

また、強度基準すなわち ζ が与えられた時に最適となるような断面の断面 2 次モーメント ($i_{j_{opt}}$) と剛性基準すなわち I が与えられた時に最適となるような断面の断面 2 次モーメント (j_{opt}) を比較して示したのが図 5.4 である。これによれば $i_{j_{opt}}$ は j_{opt} に対して約 20 % 低めに出ている。

5.3 塑性設計基準による最適寸法比（混用構造）

板付き T 型鋼を H, T, と M, S で構成する混用構造の 1 例として、図 5.5 に示すように板およびフランジが H, T でウェブ M, S の場合を考える。この場合の最適とは $A_p = \text{一定}$ $Z = \text{一定}$ の条件の下で材料費を最小とするものでなければならない。

M, S の単価を P とし H, T の単価を

$$P_H = (1 + r) P$$

とすれば板付き T 型鋼の単位長さ当たりのコスト C は

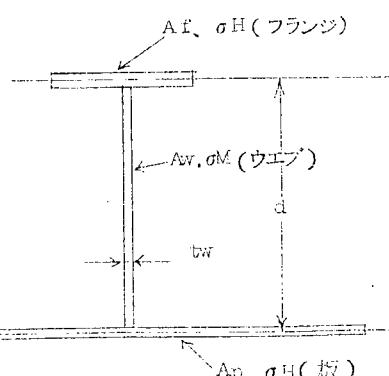


図 5.5

$$C = A_f (1+r) P + A_w P + A_p (H_r) P \quad (9)$$

で表わされる全断面積は

$$A = A_f + A_w + A_p$$

であるから、これと(9)式より A_f を消去し前節の記号

$$\zeta = \frac{A}{A_p}, \quad \xi = \frac{A_w}{A_p}$$

を使用すればコスト C は次のように表わすことができる。

$$\frac{C}{PA_p} = (1+r)\zeta - r\xi \quad (10)$$

一方、全塑性モーメント M_p は塑性中立軸がウエブにある場合、すなわち

$$\begin{aligned} \sigma_M &= M_s \text{ の降状応力 (ウエブ)} \\ A_f \sigma_H + A_w \sigma_M &\geq A_p \sigma_H \\ \sigma_H &= H, T \text{ の } \cdots \text{ (板、フランジ)} \end{aligned} \quad \} \quad (11)$$

に対して次のように表わすことができる。

$$\frac{M_p}{\sigma_M} = \frac{4}{k} A_w d \left\{ 1 + 2k \left(\frac{A_f}{A_w} + \frac{A_p}{A_w} \right) - k^2 \left(\frac{A_f}{A_w} - \frac{A_p}{A_w} \right)^2 \right\} \quad (12)$$

たゞし

$$k = \frac{\sigma_H}{\sigma_M}$$

ウエブの局部座屈に対する制約条件はこの場合も便宜上(2)式で表わされるものとすれば

$$d = \beta^{-\frac{1}{2}} A_w^{-\frac{1}{2}} \quad (13)$$

M_p の無次元量

$$j = \frac{4 M_p / \sigma_M}{\beta^{-\frac{1}{2}} A_p^{\frac{1}{2}}}$$

と ξ 、 ζ を用いて(12)式を表現すれば次式となる。

$$j = \xi^{-\frac{1}{2}} \{ 2k [(1+k)\zeta - 2k] \xi - [(1+k)^2 - 2] \xi^2 - k^2 (\zeta - 2)^2 \} \quad (14)$$

前述のごとくこの場合の最適とは、 $A_p = \text{一定}$ 、 $M_p / \sigma_M = \text{一定}$ でコストを最小とすることであるから、(14)式 = 一定の条件の下で(10)式が最小となるべき ξ 、 ζ 、と j の関係を求めればよい。

演算を行なえば、(10)式で $dC/d\xi = 0$ より

$$(1+r) \frac{d\zeta}{d\xi} - r = 0 \quad (15)$$

(14)式より

$$\frac{d j}{d \xi} = \frac{\partial j}{\partial \xi} + \frac{\partial j}{\partial \zeta} \cdot \frac{d \zeta}{d \xi} = 0$$

これに(15)式を代入して

$$\frac{\partial j}{\partial \xi} + \frac{\partial j}{\partial \zeta} \cdot \frac{r}{1+r} = 0 \quad (16)$$

(14)式を ξ および ζ に関して微分し(16)式に代入すれば ξ と ζ に関する次の方程式が得られる。

$$\left\{ 3 \left[(1+k)^2 - 2 \right] - 4k(1+k) \frac{r}{1+r} \right\} \xi^2 + \left\{ 2k \left[2k - (1+k)\zeta \right] + 4k^2 \frac{r}{1+r} \right. \\ \left. (\zeta - 2) \right\} \zeta^2 - k^2 (\zeta - 2) = 0 \quad (17)$$

(17)式より k および r を与えればコスト最小となるべき ζ と ξ の関係が求められる。またこれを(14)式に代入することによって j と ζ および ξ の関係、さらに(10)式からその時のコストと j の関係が得られる。

この場合の $\zeta - j$ 曲線は図 5.3 と同じ性質のものであり定性的にはあまり興味がないので、こゝでは k が変化した場合すなわち混用材のフランジと板の降伏応力が変わった場合、重量およびコストがどのように変わるかと調べることとする。これらの計算を行なうに先だって次のような準備をする。

前述の如く板付き T型鋼の寸法を定める場合、まず外力が与えられ、その外力によってプレートの板厚が定められるものとする。例えば板の曲げ強度によってその板厚が定まるものとすれば板が M.S. (σ_M) である場合の板厚 t_{pM} (断面積 A_{pM}) と H.T. (σ_H) である場合の板厚 t_{pH} (断面積 A_{pH}) の間には、同じ荷重、同じ Stiffener Space に対して次の関係がある。

$$\left(\frac{t_{pM}}{t_{pH}} \right)^2 = \left(\frac{A_{pM}}{A_{pH}} \right)^2 = \frac{\sigma_H}{\sigma_M} = k \quad (18)$$

板付き T型鋼が全部 M.S. で構成される場合と M.S.、H.T. 混用の場合の無次元全塑性モーメント j をそれぞれ j_M および j_H とすれば

$$j_M = \frac{4}{\sqrt{\beta} A_{pH}^{\frac{3}{2}}} \frac{M_p}{\sigma_M}, \quad j_H = \frac{4}{\sqrt{\beta} A_{pH}^{\frac{3}{2}}} \frac{M_p}{\sigma_H}$$

従つて

$$\frac{j_H}{j_M} = \left(\frac{A_{pM}}{A_{pH}} \right)^{\frac{3}{2}} = k^{\frac{3}{4}}$$

$$\text{あるいは } j_H = j_M k^{\frac{3}{4}} \quad (19)$$

また与えられた j に対応する ζ の値をそれぞれ ζ_M および ζ_H とし、全部 M.S. の場合と混用材の場合の全断面積をそれぞれ A_M 、および A_H とすれば

$$\zeta_M = \frac{A_M}{A_{pM}}, \quad \zeta_H = \frac{A_H}{A_{pH}}$$

であるから

$$\frac{A_H}{A_M} = \frac{\zeta_H}{\zeta_M} \frac{A_{pH}}{A_{pM}} = \frac{1}{\sqrt{k}} \frac{\zeta_H}{\zeta_M} \quad (20)$$

また全部 M.S. の場合のコスト C_M と混用材のコスト C_H との比は(10)式より

$$\frac{C_H}{C_M} = \frac{A_{pH}}{A_{pM}} \frac{(1+r)\zeta_H - r\xi_M}{\zeta_M} = \frac{1}{\sqrt{k}} \frac{(1+r)\zeta_M - r\xi_H}{\zeta_M} \quad (21)$$

さてまず $k = 1$ の場合すなわち全部 M.S. で構成されている場合の無次元全塑性モーメント j_M が与えられているものとする、その時(17)、(14)および(10)式より最適断面構成のときの 1 組の

$$(j_M, \xi_M, \zeta_M, C_M)$$

の値が求められる。

次に混用材の k および r がある値の時の組合せは(17)、(14)式より

$$j_H = j_M k^{\frac{3}{4}}$$

の値を用いて ξ_H 、 ζ_H を求めることができる。これらの (ξ_M, ζ_M) および (ξ_H, ζ_H) を用いて(20)式から種々の k および τ の値に対する重量比、また(21)式からコスト比が計算できる。

数値計算例として、 k を 1 (M.S.) から 4 (100H.T.) まで変えコスト増加率 τ を $\tau = (k - 1)$ 、 $\tau = 0.75 (k - 1)$ 、 $\tau = 0.5 (k - 1)$ の 3 種類に変えて重量比および価格比を求め、その結果を図 5.6 に示す。

図によれば M.S. 梁に対する混用梁の重量比はフランジおよび H.T. の降伏応力が増加するに従つて急激に減少するが、コストの増加率 τ が変わつてもあまり変化しない。またコスト比は τ が大きいものでは k が変化してもあまり変わらないが、 $\tau = 0.5 (k - 1)$ のものでは k の増加によつて相当減少する。

なお高張力鋼デザインマニュアルによれば τ の値は大体 0.6 ($k - 1$) 程度である。

5.4 むすび

本報告では船体構造の基礎構成部材である板付き T 型断面の最適寸法比を求めたが、その結果塑性設計基準によれば、重量的には板およびフランジに H.T. を使用する方が有利であるが価格の上では現段階では全部 M.S. である場合とあまり差がないことを判明した。

また実際に最適寸法比を求めるためには、ウエブの局部座屈に対する限界方法比 $a/t_w \leq \beta$ を知らなければならないが、塑性領域での β の値はまだ明らかでなく今後の研究に待たねばならない。

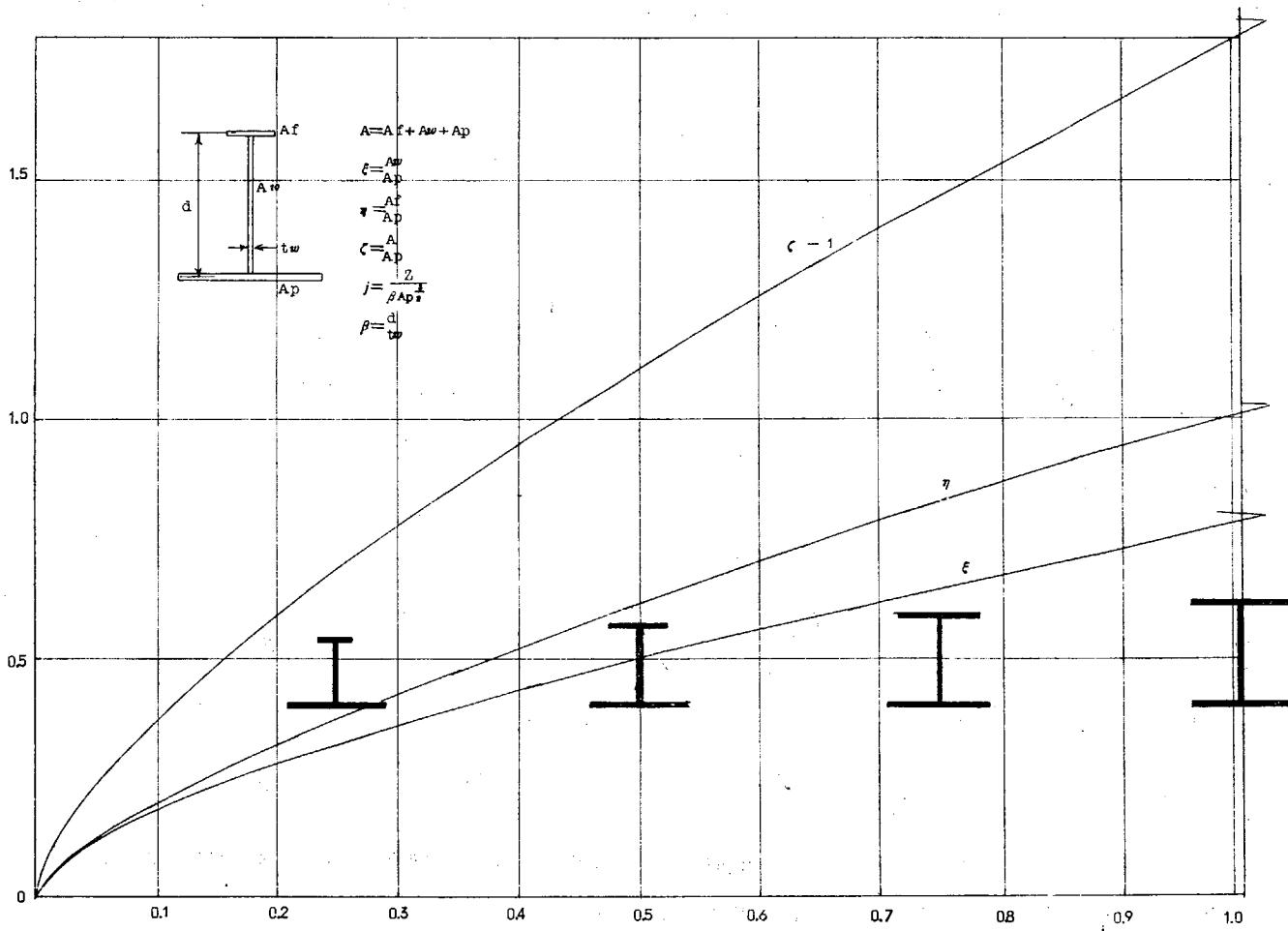


図 5.3 板付き T 形鋼の最適断面寸法比
(同一材料、弾性設計基準)

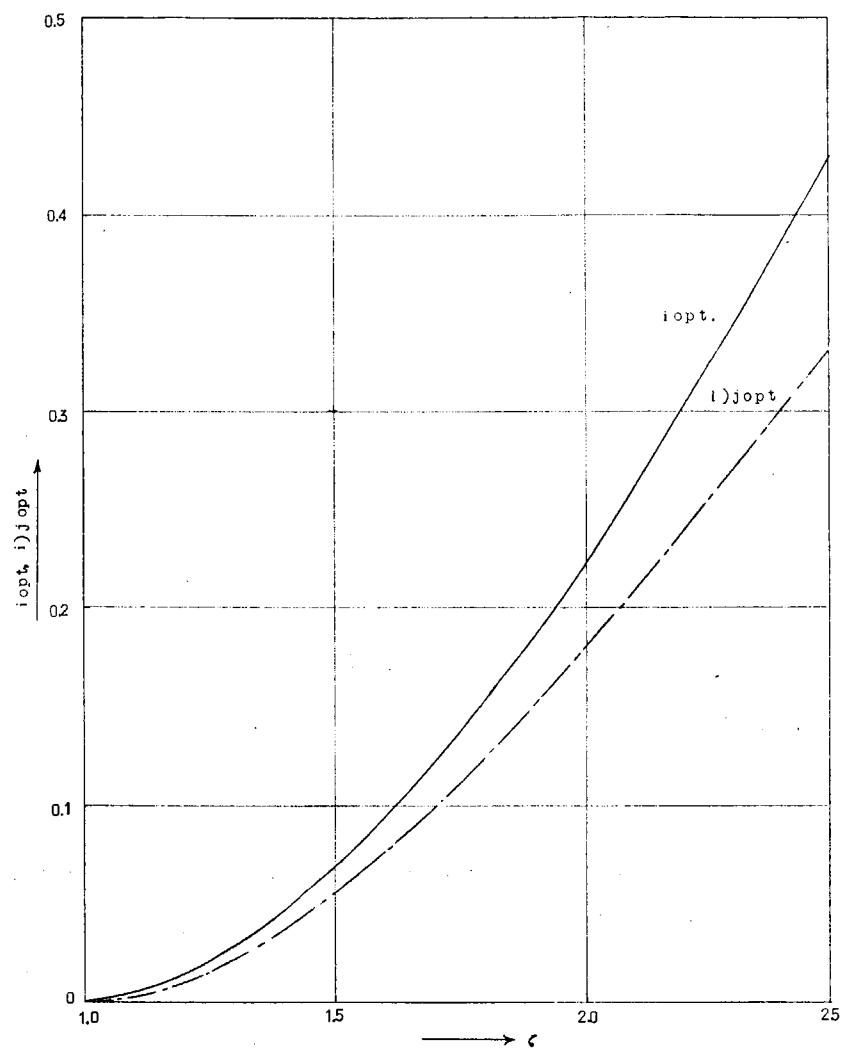


図 5.4 i_{opt} と $i_{j opt}$ の値の比較(同一材料、弾性設計)

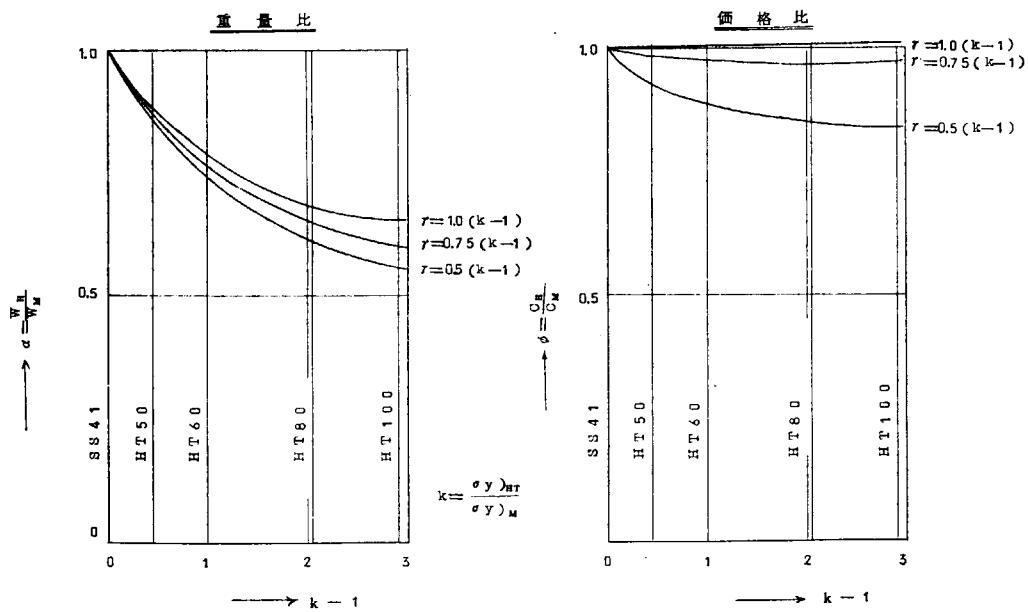


図 5.6 板付きT型混用梁の重量比及び価格比($JM=10$)

W_H, C_H : フランジと板に H, T を使用する場合の全重量および価格。

W_M, C_M : 全体に M, S を使用する場合の全重量および価格。

r : H, T の単価前 M, S の単価に対する増加率。

第6章 外力ワーキング・グループ調査

6.1 水圧計の性能調査

6.1.1 調査の目的

航走中の船舶に対する波浪外力を知ることは極めて重要であるが、これを実船で計測することは多くの理由から早急に実施することは困難である。したがつて模型船を用いて水槽試験による方法が考えられ、当部会において昭和41年度の研究として計画されている。この方法では実験精度も良く、船体運動、波浪状況なども併せて観察できるので実験としては効果的である。

この場合模型船に水圧計を取り付けて航走中の水圧を計測することになるが、この水圧計は測定器として満足しなければならない一般条件の外に特に次の条件を具備しなければならない。

(a) 高感度であること

水槽試験では模型船も小さく、波高も数センチメートルであるから約 $1\text{g}/\text{cm}^2$ の圧力変動を検出できる高感度のものでなければならない。

(b) 温度変化に対して零点移動のないこと

吃水線附近に取り付けられる水圧計は水中に入ったり、空中に出たりするため温度変化がいちじるしく、この温度差による零点移動が生じてはならない。

(c) 加速度の影響のないこと

波浪中の模型船はピッキング、ローリングその他の運動を伴なうが、これらの運動によつて水圧計は加速度をもつ。従つて水圧計の受圧機構がかなりの質量をもつと加速度のために受圧部に力が作用し、真の圧力にこの力が加わることになる。したがつて受圧部の質量はできるだけ小さくして加速度の影響をさけなければならぬ。

以上のような条件を満たす水圧計の開発が2、3試みられているが、早急に実験を行なうため、現に市販されている水圧計を多少改良して利用し得るかどうか調査を行なうと共に水圧計を試作して、これらの性能を比較検討した。

6.1.2 市販水圧計の性能調査結果

この調査に用いた水圧計は次の2種類で、いつれもすでに市販されているタイプのもより感度を上げたものである。

○ 半導体歪計を受感部に用いたもの

| | |
|-------|--------------------------------|
| 製品名 | 半導体式小型圧力変換器 |
| 型式 | MPC-10 SAS 9 |
| 容量 | -0.8 ~ +1.0 kg/cm ² |
| ゲージ抵抗 | 350 Ω |
| 出力電圧 | max 44mV/V |
| 製造所 | 共和電業 |

○ 非接着抵抗線型のもの

| | |
|-------|------------------------------|
| 製品名 | 波圧変換器 |
| 型式 | PHW-01 GM |
| 容量 | 0.01 kg/cm ² |
| ゲージ抵抗 | 120 Ω |
| 出力電圧 | プリツジ等価歪 500×10^{-6} |
| 製造所 | 共和電業 |

これらの外形寸法を図6.1に示した。

(a) 静的試験

水圧計を静的に水中に沈め、各水深に対する水圧計の出力を直計測器にて読み取った。この結果を図6.2に示す。

いづれも良好な直線性を有し、かつ電磁オシログラフなどの入力として十分な感度をもつている。

(b) 空気中における動的試験

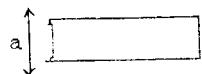
加速度の影響を調べるために、空気中において水圧計を運動させ、受圧部の零点漂動を調査した。全く加速度の影響が無いならば、水圧計の出力は常に零となるはずである。

(i) 水平上下動

水圧計を水平（受圧面は垂直）に保つて種々の振幅および周期で上下動せしめた。その結果を表6.1に示す。この場合の零点漂動は極めて小さく問題とならない。

表6.1 水平上下動（空気中）における零点漂動 ($\times 10^{-6}$)

| 複振幅 (cm) | 1 | | 3 | | | 5 | | |
|----------|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 周期 (sec) | 1 | 3 | 1 | 3 | 5 | 1 | 3 | 5 |
| M P C | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| P H W | 2 | 0 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |



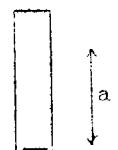
(ii) 垂直上下動

水圧計を垂直に保つて上下運動せしめた。その結果を表6.2に示す。

またオシログラフの数例を図6.3に示した。

表6.2 垂直上下動（空気中）における零点漂動 ($\times 10^{-6}$)

| 複振幅 (cm) | 1 | | 3 | | | 5 | | |
|----------|----|---|-----|----|----|-----|----|----|
| 周期 (sec) | 1 | 3 | 1 | 3 | 5 | 1 | 3 | 5 |
| M P C | ±2 | 0 | ±4 | ±6 | ±6 | ±10 | ±8 | — |
| P H W | ±4 | 0 | ±10 | ±5 | — | ±20 | ±5 | ±5 |

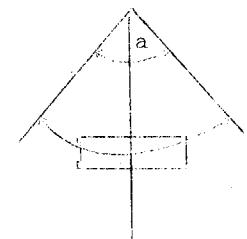


(iii) 動揺試験

船体が横揺あるいは縦揺した場合これらの加速度が水圧計にどのような影響を及ぼすかを調べるために、水圧計を水平に保つて動揺試験を行なつたこの結果を表6.3に示す。またオシログラフの数例を図6.4に示した。

表6.3 縦揺（空気中）における零点漂動 ($\times 10^{-6}$)

| 複振幅 (deg) | 10 | | 20 | | | 40 | | |
|-----------|----|-----|-----|-----|----|-----|-----|------|
| 周期 (sec) | 1 | 1 | 3 | 5 | 1 | 3 | 5 | stat |
| M P C | 0 | ±3 | ±6 | ±8 | ±3 | ±15 | ±15 | ±15 |
| P H W | ±3 | ±10 | ±18 | ±20 | ±7 | ±36 | ±37 | ±41 |



これらの結果からわかるように水平上下動の場合には加速度の影響は全くないが、垂直上下動および縦揺のように受圧面に対して直角方向の運動に対しては加速度の影響が存在する。垂直上下動の場合、おそい周期ではこの影響も小さいが、縦揺の場合は傾斜角が大きいと周期のいかんにかかわらず零点漂動がある。表6.3にみられるように静的に2°傾斜させると、それぞれ 1.5×10^{-6} (M P C) および 4.1×10^{-6} (P H W) だけ零点が動くが、周期が早いと受圧部が追従できずいづれも零点移動が小さく出てくる。また M P C と P H W を比較するといづれの運動においても P H W の方が加速度の影響は大きい。

(c) 水中における動的試験

空気中におけると同じように水平および垂直上下動をせしめて静的試験結果と比較した。その結果を表6.4および表6.5に、またオシログラフの例を図6.5に示した。

表6.4 水平上下動(清水中)における水圧計の出力 ($\times 10^{-6}$)

| 変動量(cm) | 2 | | | | 5 | | | |
|---------|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|------|
| 周期(sec) | 1 | 3 | 5 | stat | 1 | 3 | 5 | stat |
| M P C | 212 | 205 | 210 | 190 | 515 | 508 | 510 | 475 |
| P H W | 93 | 93 | 93 | 95 | 235 | 232 | 231 | 230 |

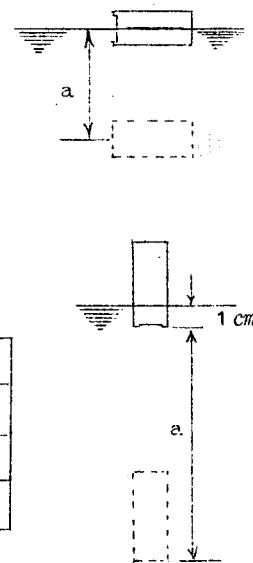


表6.5 垂直上下動(清水中)における水圧計の出力 ($\times 10^{-6}$)

| 変動量(cm) | 1 | | | | 3 | | | | 5 | | | |
|---------|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 周期(sec) | 1 | 3 | 5 | st. | 1 | 3 | 5 | st. | 1 | 3 | 5 | st. |
| M P C | 90 | 90 | 95 | 95 | 240 | 245 | 240 | 255 | 430 | 432 | 432 | 475 |
| P H W | 45 | 42 | — | 46 | 129 | 128 | — | 136 | 208 | 226 | 229 | 230 |

垂直上下動の場合、受圧面が水中より空気中に出るときに表面張力のため受圧面には負の圧力が作用するので水面下1cmの所を基準にした。上の各表にみられるように水平上下動の場合P H Wはいづれの場合にも静的試験結果とは等しいが、M P Cでは6~10%大きく出ている。垂直上下動ではこれとは逆の傾向になつており、かついづれも静的試験値より小さい。水中における試験では水圧計の運動に伴なつて水面に波が立ち、この波高の影響が直接水圧計に表われるが、水平上下動と垂直上下動では水圧計の形状から波の起り方も異なり、正確に水位の測定を行なわないと動的水圧の正しい値をつかむことはできない。

(d) 温度の影響

P H Wはその機構から直接受圧検出部に温度の影響は考えられないし、また試験結果でも実証された。M P Cは半導体を検出部に用いているので温度変化にはかなり敏感である。したがつて受圧面が乾燥している状態から水にぬれると零点移動を起すが、一たん水にぬれると水に入つたり出たりしても零点移動は少ない。それで実験にあたつては一度水にぬらしてから零点調整を行なつた。

6.1.3 試作水圧計の性能調査結果

(a) 構造概要

市販水圧計のような、ストレインゲージ型式によらず、電気容量変化を利用したものを試作した。その検出部の構造を図6.6に示す。図に示されるように受圧膜を一方の電極とし、それに対向して他方の電極を置き、受圧膜の撓みによる容量変化を検出して水圧を求める。

(b) 受圧膜のたわみ

受圧膜は厚さ0.05mmの燐青銅板で、これを軟鋼のリングにハンダ付けしてある。リング膜共に250°C位に熱しておき、リングにハンダを盛り、リングと膜を重ねて急冷すると燐青銅の熱膨張係数が大きいので膜に張力がかかつた状態でハンダ付けがなされる。

このような受圧膜(円板、周辺固定)に等分布荷重が加わった場合のたわみは次のようになる。

$$\frac{\delta}{\delta_0} = \frac{16}{k^2} \left[\frac{2 \{ I_0(0) - I_0(k) \}}{k I_1(k)} + 1 \right] \quad \dots \quad (1)$$

こゝで δ はTensionがない場合の中心のたわみ、 δ_0 はTensionがある場合の中心のたわみ、 I_0 は0次の変形ベッ

セル函数、Iは1次の変形ベッセル函数

$$k^2 = \frac{Ta^2}{D} \quad D = \frac{E t^3}{12(1-\nu^2)}$$

Tは単位円周当りの Tension、aは半径、tは板厚である。

(1) 式をグラフに表わすと図 6.7 のようになる。

ここでハンダの固まる温度を 180°C 、室温を 20°C 、磷青銅の熱膨張係数を 1.68×10^{-5} 、軟鋼のそれを 1.12×10^{-5} として計算すると

$$k^2 = 295 \quad \frac{\delta}{\delta \theta} = 0.047$$

となる。撓みは Tension のない場合に比べて非常に小さくなるが、 k^2 が 295 の近傍では $\frac{\delta}{\delta \theta}$ のカーブの傾斜が非常にゆるやかで、Tension の大きさ、したがつて温度が多少変動しても膜の撓みには影響しない。

(c) テストの結果

- I) 感度 市販の直流水増幅器およびビデグラフと組合せて、1cm水頭の水圧に対しオシロ上のフレを 5mm にすることは容易であつた。
- II) 温度影響 水温が 17.5°C の場合と 30.6°C の場合について、水圧と出力の関係を示すのが図 6.8 である。これでみると 1°C の水温の変化に対し 0.8% の感度の変化がある。
- III) 加速度影響 テストしていないが膜の質量から計算してみると現象の大きさに対して皆無と云つてよい。
- IV) 問題点 (イ) 温度の影響があると云われている。空気の誘電率が温度により変化するからである。(ロ) 環境によつては電極間際に露を結ぶことが懸念される。

6.1.4 むすび

(a) 市販水圧計

- I) 模型試験用としては十分すぎる感度がある。静的試験結果からわかるように 1cm の水頭変化に対して $50 \sim 100 \times 10^{-6}$ の歪量が得られるので、オシログラフに入れた場合でも十分な出力であり、むしろ $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$ に感度を下げた方が安定性がよくなる。
- II) 温度変化に対する影響は少ない。模型実験では測定時間が短ないので、その程度の時間内では温度変化も小であり、0点の移動も小さい。
- III) 加速度の影響は十分考慮する必要がある。MPC は運動の周期が長ければ加速度の影響は小さいが、PHW は水平上下動の場合を除いて、その影響はかなり大きく模型船に取付けて航走する場合には、さらに改良を必要とする。
- IV) 以上の結果より MPC の感度を、一段下げたものが好ましく、寸法も小さいので実験にはこれが適当と思われる。

(b) 試作水圧計

- I) 市販の直流水増幅器およびビデグラフと組合せて 1cm 水頭変化に対してオシロのフレを 5mm にすることは容易である。
- II) 温度変化に対しては図 6.8 にみられるように、水温 17.5°C の時と 30.6°C の場合について、水圧と出力の関係を調査すれば、 1°C の温度変化について 0.8% の感度の変化がある。
- III) 加速度の影響はほとんど皆無である。

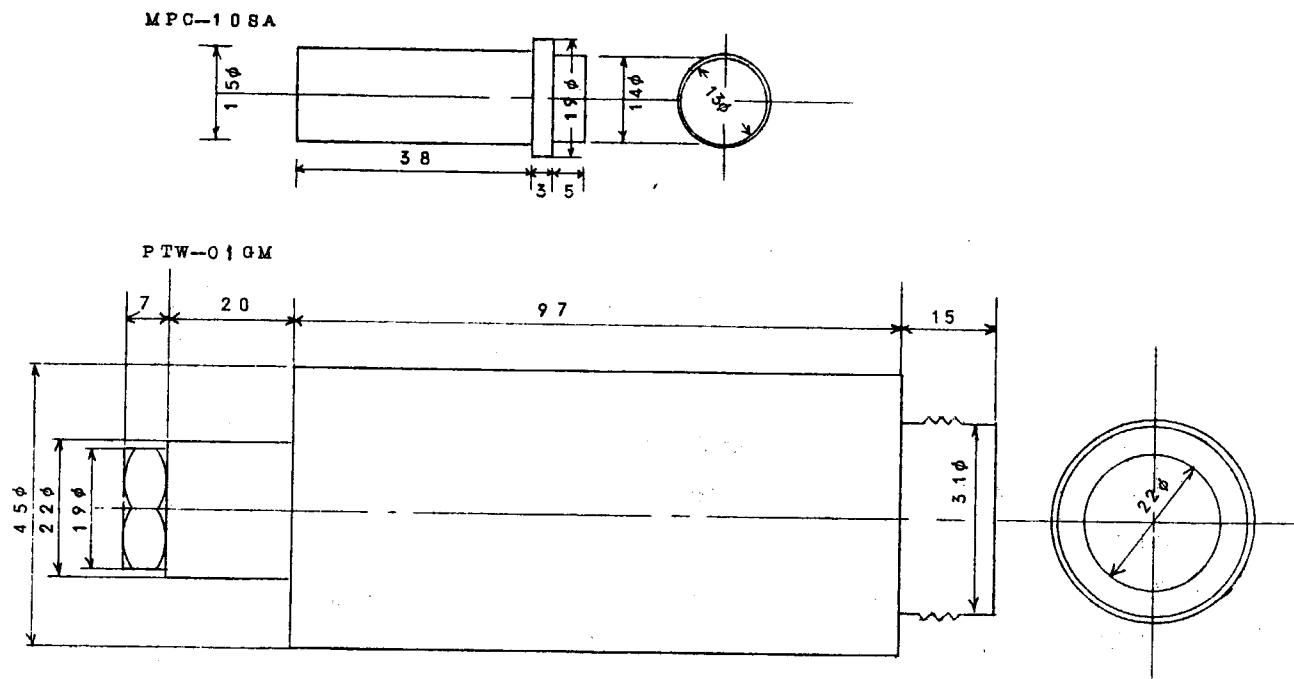


図 6.1 水圧計

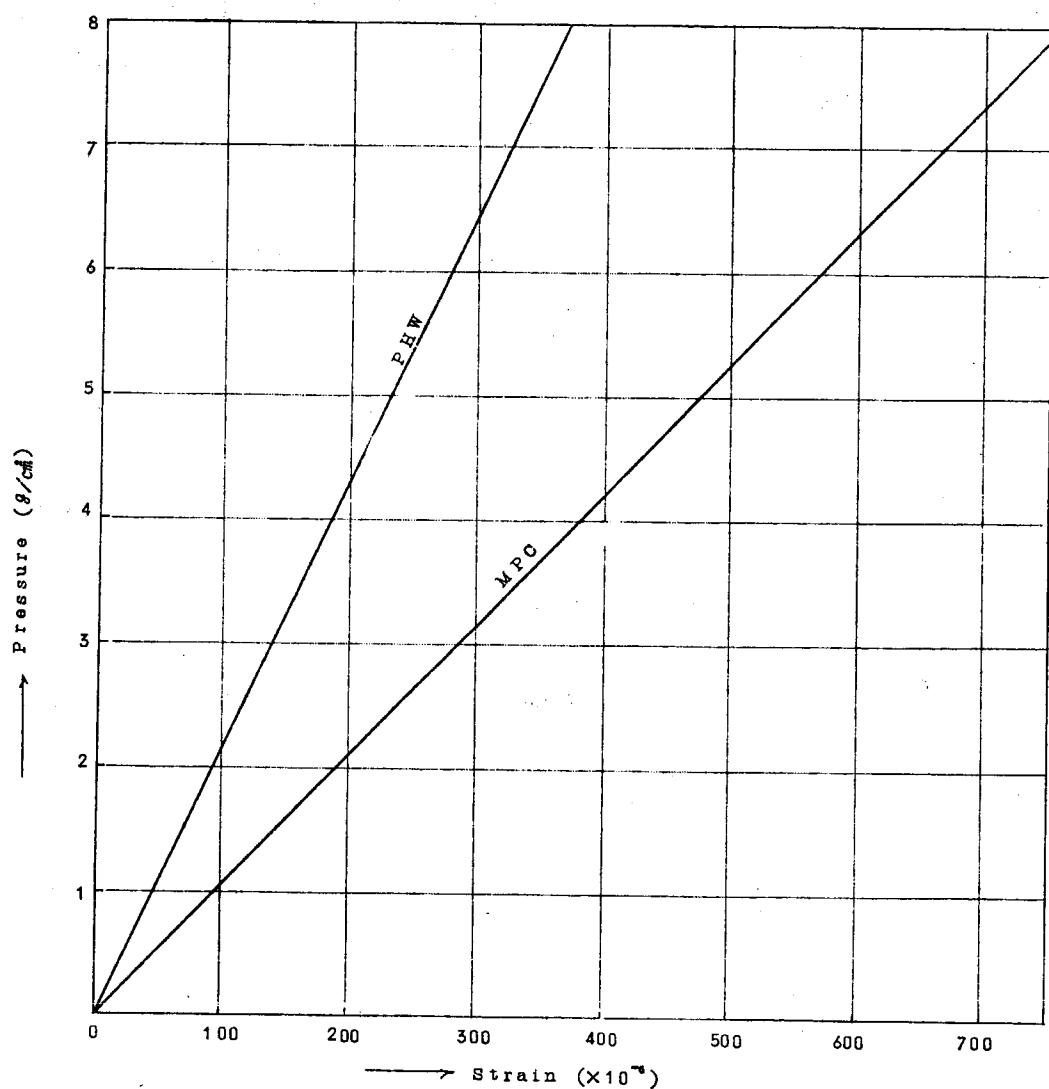


図 6.2 静的試験における水圧計の出力

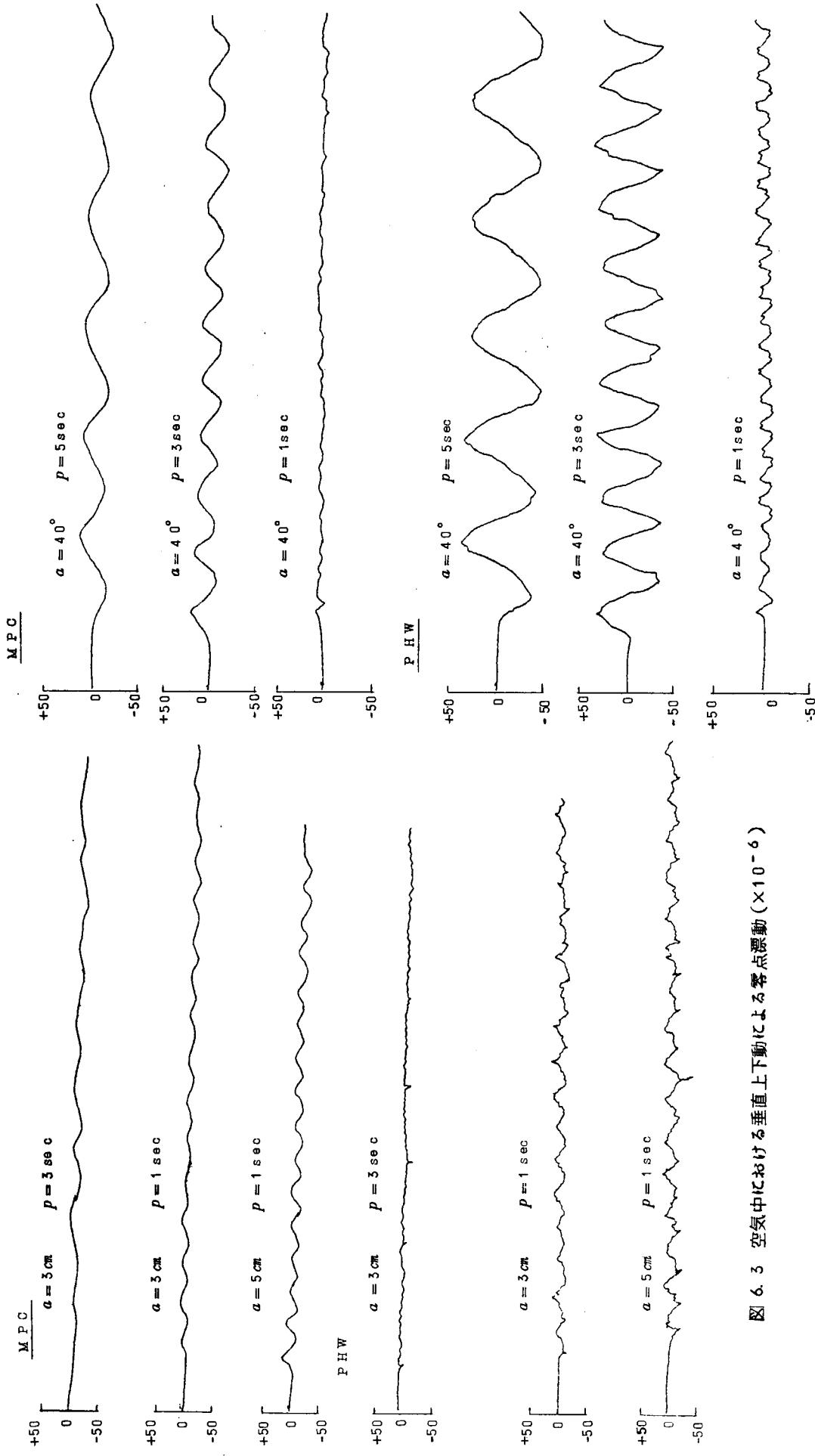
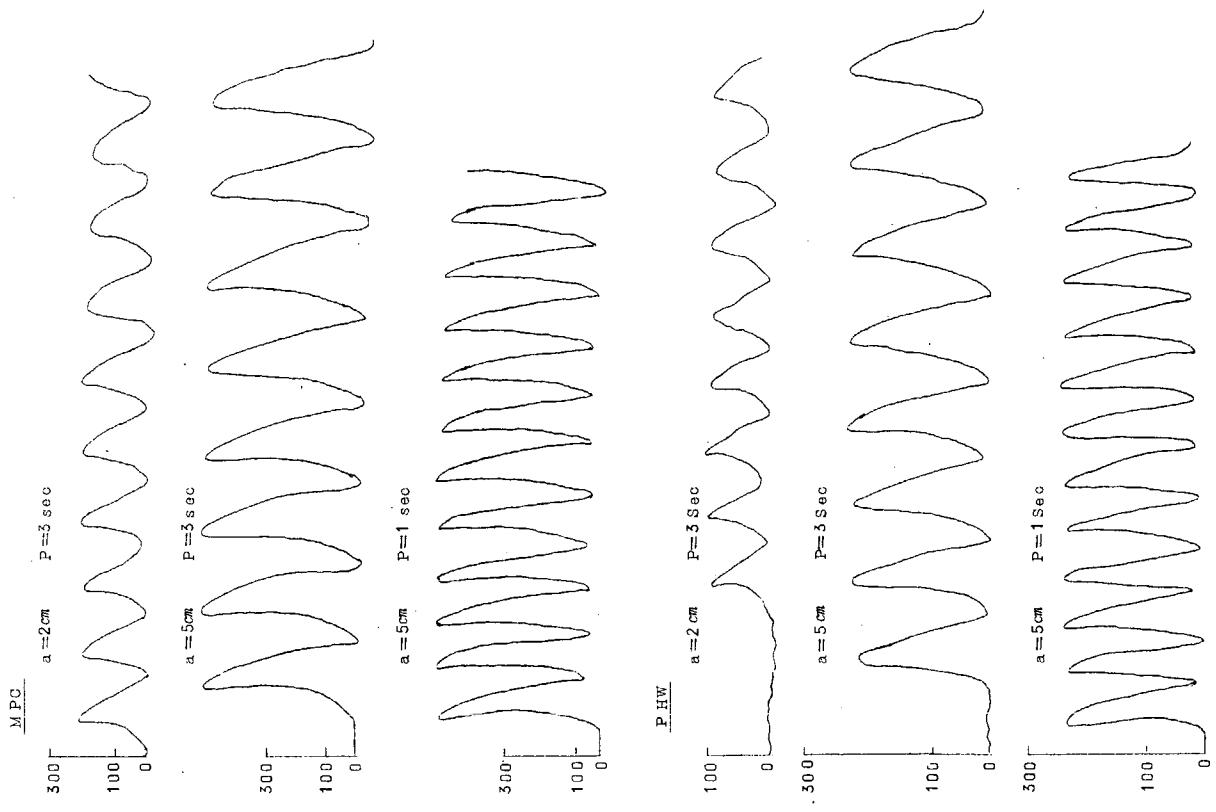


図 6.3 空気中における垂直上下動による零点漂動 ($\times 10^{-6}$)

図 6.4 空気中における紙搬による漂動 ($\times 10^{-6}$)



- 68 -

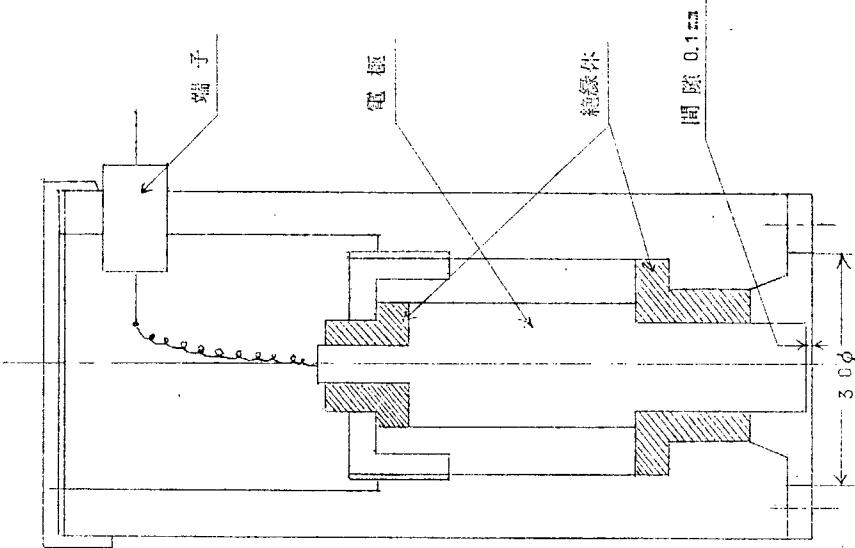
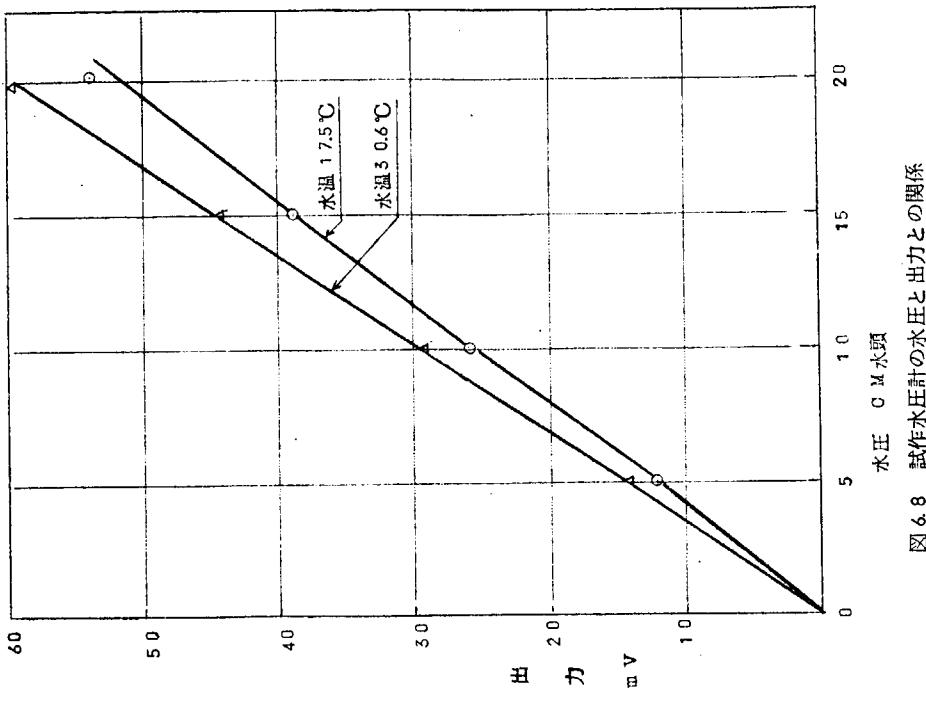
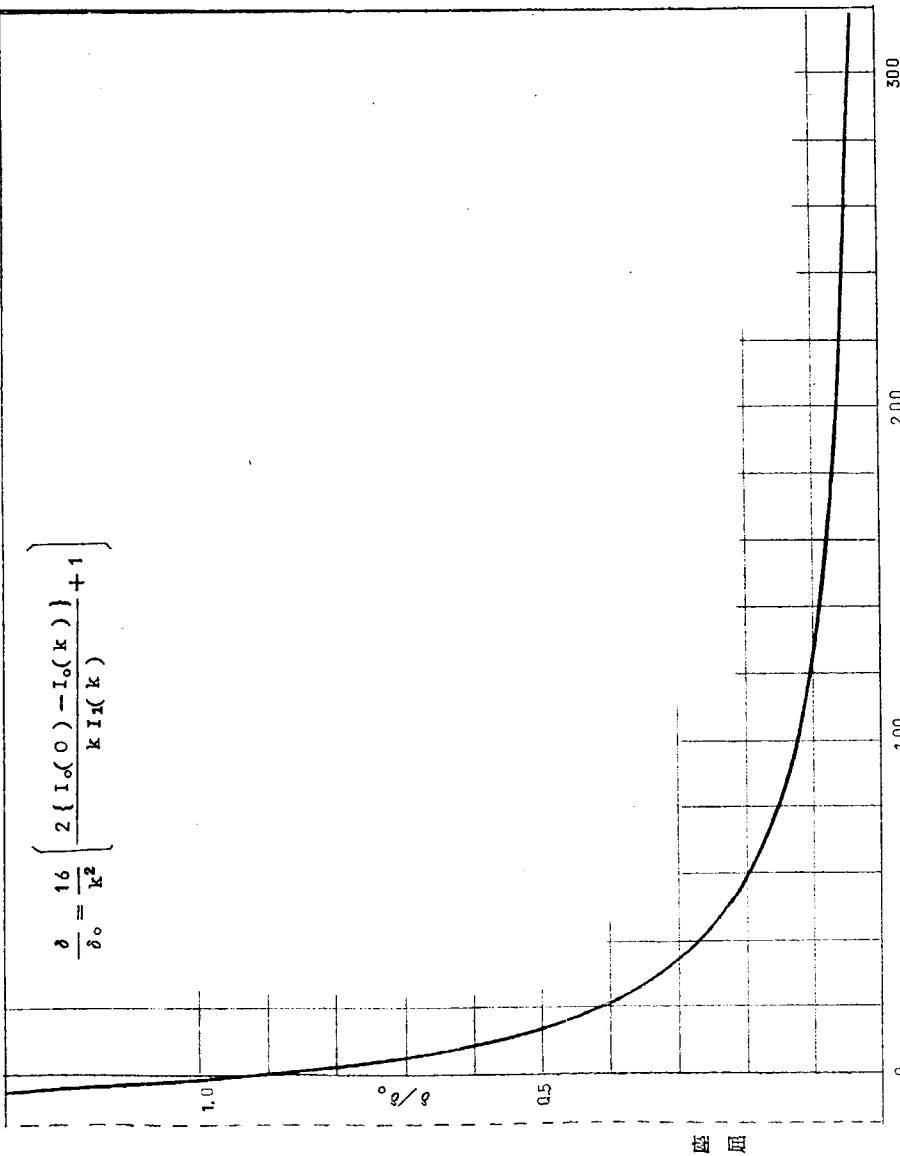
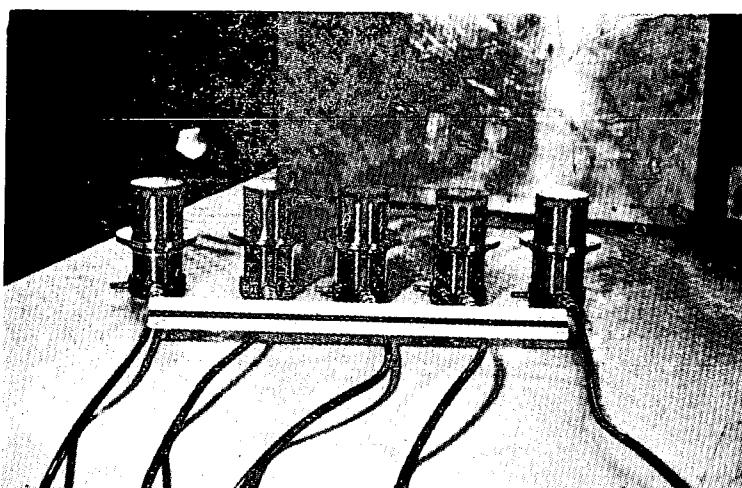


図 6.6 試作水圧計の構造

図 6.5 清水川における水平上下動による圧力計の出力変化 ($\times 10^{-6}$)

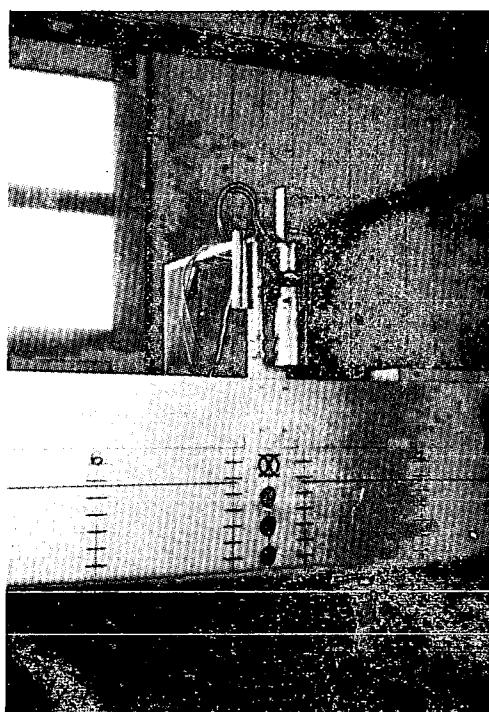




(a) 試作水圧計



(b) 水圧計の取付け
位置



(c) 模型船および水圧計取付け
位置

写真 1. 試作水圧計およびその取付け状況

6.2 鉄鉱石積荷に基づく圧力の計測

6.2.1 まえがき

近来海運合理化の一つの現われとして、石油以外にも大型専用船の建造が盛んである。その代表的なものに鉄鉱石専用船があり、年々大型船が建造されている。しかしこの種の船が積荷によって受ける荷重には、今なお不明の点が多く他部分の設計合理化に伴って、鉱石艤物壁についても、その受ける力を正確には握する必要にせまられてきた。

このような時第74研究部会において、長大槽の応力実験計測鉄鉱石専用船を用いて実施されることになり、種々準備が行なわれてきた。本研究部会でも、この機会を利用して、鉱石艤物壁が鉱石より受ける力を計測することになり、このテーマが追加された。なお本問題については、41年度に詳細な模型実験が計画されており、今回の計測は、絶対値を求めるのみならず、これら実験の参考資料を得ることに主眼をおいて実施されたものである。

6.2.2 実船計画

(a) 供試船、航路

56.100 D.W.T. 鉄鉱石専用船 "富秀丸" ($L \times B \times D \times d = 211m \times 31.8m \times 17.5m \times 11.7m$)

船 主 日本郵船株式会社

建 造 三菱重工業(株)広島造船所において 40年12月17日竣工

航 路 41年1月19日 ベルーサンファン港着

同 21日 同 港 発

41年2月15日 名古屋港東海製鉄岸壁着

(b) 鉱 石

ベルーサンファン港積出し、マルコナ鉱山会社原鉱石

カサ比重 2.66

安息角 36.3

性 状 乾燥した土砂状一砂以下の微細粒状

(c) 計測点配置

Fr 6.1～Fr 6.2間のLongitudinal Bulkheadに5点および縦曲げ応力による歪を除去するためDeck Long.に1点の合計6点。なおBhd計測点は、Stiffenerに3点Plateに2点である。船全体に対する計測位置ならびに断面における計測点配置を、それぞれ図6.9および図6.10に示す。

(d) 荷重条件

荷重条件は次の2種である。(図6.10参照)

(i) Hold 内空艤 Side Tank 半載 } → { Hold 内満載 Side Tank 空艤

(ii) Hold 内満載 Side Tank 空艤 } → { Hold, Side Tank ともに空艤

(i)の積荷時の計測については、Side Tank のBallastを抜きながら積載するため、荷役途中のSide Tankの水位が正確にわからず、積荷中の計測は、1回行なつたのみである。また、(ii)の陸揚時計測についても、鉱石表面の形状が複雑であり計測値と明確な対応がつかないため、途中の計測は実施しなかつた。なお、計測はStiff.およびPlateで実施したため、縦曲げ応力およびSide Tank内Ballast以外には、吃水その他、外部条件の影響を受けることはほとんどないと考えられる。

(e) 計 测 法

至ゲージは、予備試験の結果、決定された保護装置内にダミーゲージとともに格納されている。これら両ゲージは

いずれも共和電業製セルコンゲージを用いており、温度影響は十分小さいものと思われる。

歪ゲージより計測室までは、4芯シールド線を用いて配線し、このシールド線は、Tank 内においては、各々1本ずつ 2.5mm のガス管に通し、Ballast 水の流動等により損なわれることのように考慮した。

計測器としては、共和電業製静歪計 S M 4 J およびスイツチボツクス S S 2 4 J を用いた。

計測は各回とも3回行ない、間違いないことを期した。

6.2.3 計測結果

(a) 計測値

歪の計測値を、それらより次節(b)の方法で求めた鉱石圧力と一括して表6.6に示す。

(b) 鉱石圧力の計算

歪から鉱石圧力を求める計算は、次のような過程によつた。

I) Stiffener の場合

- イ) 両端固定梁としてPlate の有効幅を求める。
- ロ) 歪計測値より縦曲げ歪分を除く。
- ハ) ⑩計測点については、この有効幅をつけた Beam の両端固定一様分布荷重梁として圧力を逆算する。
- 二) ⑪⑫計測点は、Tripping Bracket があるので図6.11のごとき連続梁として圧力を逆算した。

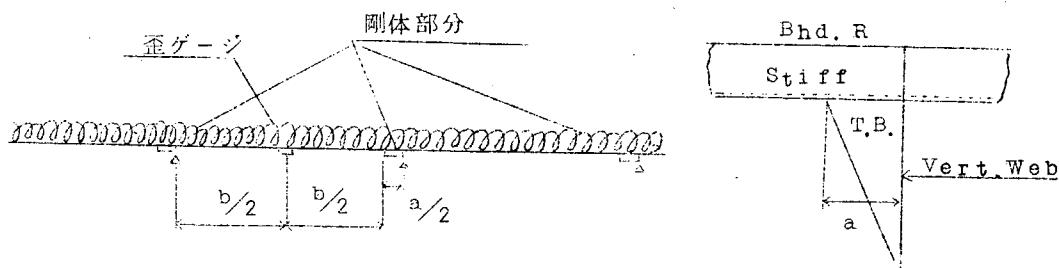


図 6.11

ホ) 必要な場合は、Side Tank の水圧変化分を差し引く。

II) Plate の場合

- イ) 単位幅を切り出して、両端固定梁として計算する。
- ロ) たゞし平面歪状態であるので、 $I = \frac{t^3}{12(1-\nu^2)}$ とする。

ハ) 縦曲げ応力のポアソン効果は Bhd. Plate の面内変形はないものとして考慮しない。

二) 必要な場合は、Side Tank の水圧変化分を差し引く。

このような方法によつて求めた圧力を表6.6および図6.12に示す。

表6.6 計測結果および鉱石圧力

| | | Stiffener | | | Bhd. Plate | | Long. Bend. |
|-------|------------|------------------------|-------|-------|------------|-------|-------------|
| | | Ⓐ | Ⓑ | Ⓒ | Ⓓ | Ⓔ | Ⓕ |
| 積荷中計測 | 19日-23時-0分 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 20-21-5 | 15×10^6 | 185 | 189 | 270 | 403 | -135 |
| | 縦曲げ修正 | -30 '' | 4 | 42 | — | — | |
| | 真の歪 | 45 '' | 181 | 147 | 270 | 403 | |
| | 圧力 | 0.148kg/cm^2 | 0.764 | 0.846 | 0.540 | 0.946 | |
| | 水圧変化分 | 0.028 '' | 0.264 | 0.561 | 0.151 | 0.397 | |
| | 鉱石圧 | 0.120 '' | 0.500 | 0.285 | 0.389 | 0.549 | |

| | | Stiffener | | | Bhd. Plate | Long. Bend. | |
|-----------------|------------|-------------------------|-------|-------|------------|-------------|------|
| | | (A) | (B) | (C) | (D) | (E) | (F) |
| 積荷 終了時 計測 | 21日-6時-0分 | 48×10 ⁶ | 209 | 209 | 308 | 430 | -170 |
| | 縦曲げ修正 | -37 " | 4 | 53 | — | — | |
| | 真の歪 | 85 " | 205 | 156 | 308 | 430 | |
| | 圧力 | 0.280kg/cm ² | 0.865 | 0.898 | 0.616 | 1.009 | |
| | 水圧変化分 | 0.028 " | 0.264 | 0.561 | 0.151 | 0.397 | |
| 陸揚時 計測 | 鉱石圧 | 0.252 " | 0.601 | 0.337 | 0.465 | 0.612 | |
| | 15日-12時50分 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 15-16-20 | -123×10 ⁶ | -250 | -149 | -197 | -239 | 123 |
| | 縦曲げ修正 | 22 " | -3 | -39 | — | — | |
| | 真の歪 | -145 " | -247 | -110 | -197 | -239 | |
| | 鉱石圧(注) | 0.477kg/cm ² | 1.042 | 0.633 | 0.394 | 0.561 | |

注) 空船時基準

6.2.4 理論計算値

現在NK規則のもとになつてあるクーロンの主動土圧論によつて計算する。

$$p = \gamma H \left[\frac{\operatorname{Cosec} \beta \sin(\beta - \phi)}{\sqrt{\sin(\beta + \phi_1)} + \sqrt{\frac{\sin(\phi + \phi_1) \sin(\phi - i)}{\sin(\beta - \phi)}}} \right]^2$$

こゝに

β : 壁と水平面のなす角(図6.13)

ϕ : 内部摩擦角

ϕ_1 : 鉱石と壁板の間の摩擦角

i : 表面の角度(図6.13)

諸数値

β : 構造図より 100.7°

ϕ : 陸揚時の鉱石の山の傾斜角より 36.8°を得る。

i : 積込は、ベルトコンベアによつて行なわれ、最後の積込は、Hatch中央より垂直に落下させ、斜面にそつて鉱石が、すべり落ちるような状態であつたことから、安息角すなわち ϕ に等しいと考えられる。

γ : 通常の計算では $\gamma = 2.5 \text{ t/m}^3$ とされることが多いが、本計測に用いた鉄鉱石のカサ比重は、東海製鉄の実測によれば 2.66 であつた。本計算では、この 2種の γ について計算する。

ϕ : 残る ϕ については、精確な値がわからないが、これを変数として、 $H = 1 \text{ m}$ の圧力 $P = \gamma H \text{ t/m}^2$ を求めると図6.14のようになる。今回の理論計算では、 $\phi / 20^\circ$ すなわち摩擦係数になおして 0.364 をとることにする。

以上の仮定によつて求められた鉱石圧力を図6.12に計測値とともに示す。

6.2.5 考察

(a) 圧力分布

図6.12の計測結果はいずれも船底近くで急激に圧力が減少している。これは底近くでは、水平方向の力が摩擦力(剪断力)により底面で支えられ、壁面に加わらなくなるためと考えられる。この現象は、広く土留め壁に見られる

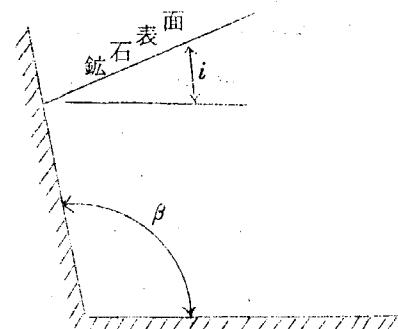


図6.13

もので、鉱石船の場合も、クーロンの理論に近い下端ヒンジの変位形式より、水平平行移動の変位形式に近いことを示すものであろう。

(b) 陸揚時計測値について

陸揚時の計測結果では、Stiff. に設けた計測点と Plate に設けた計測点では、大きな差異がある。これら計測点は、いずれも安定した読みを与えており、ともに信頼し得るようと思われる。

この原因は、およそ次のようなものではなかろうか。すなわち、積荷時には、中央に落下した鉱石が少しずつすべり落ち、斜面が一定傾斜で上昇し、下方の鉱石は次第に詰まつた状態となる。このときは、Stiff. も Plate もほど同じ圧力を受ける。(図 6.15) 荷役終了後、航行中に船体動揺および振動(2節の Panting が主体であろう)により、次第に鉱石はつまるが、この時は、鉱石は内部で容易にすべることができず、Plate の比較的大きな変位について行けず、荷重は主として Stiff. 近傍で支えられるようになり、その圧力分布は図 6.16 のようになる。これらのことを確認するには鉱石の流動性と、壁の変形(Stiff. および Plate)の比率を正しく再現した模型による実験が必要であり、今後に残された問題点であろう。

そこで、ここでは今回のような計測結果を与えるには圧力分布は、どのような形になるべきかを検討するにとどめよう。もちろん、この計算のもとになる計測値自体必らずしもこのような計算に耐える精度を有するとは思われないが、上記の考察が实际上起り得るものであるか否かの直観的検討の参考資料にはなるであろう。

まず圧力分布波形を Stiff. 間の Plate において図 6.17 のように仮定する。すなわち、

- (i) 積荷時は一様分布 w_0 。
- (ii) 陸揚時は、正弦波形分布と一様分布の和すなわち

$$w = w_1 \cos\left(\frac{2\pi x}{\ell}\right) + w_0$$

また板より切り出した Beam の中央における応力、すなわち曲げモーメントは①と②の計測値より陸揚時は、積荷の 0.88 倍の関係にあるものとする。

つぎに Stiff. の受けける分布荷重 w は

$$w = \int_0^\ell w dx$$

であるが、この w は陸揚時は積荷時の 1.67 倍、すなわち

$$1.67 w_0 \ell = \int_0^\ell (w_1 \cos \frac{2\pi x}{\ell} + w_0) dx$$

の関係にあるものとする。

以上の関係より w_1 と w_0 を求めると

$$w_1 = 1.30 w_0$$

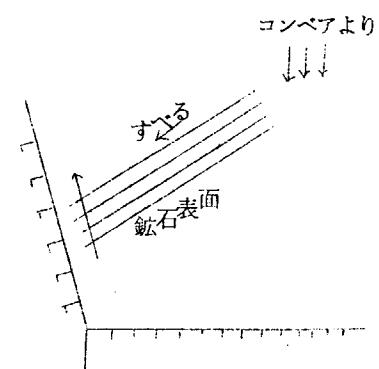


図 6.15

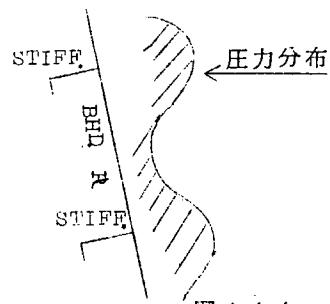


図 6.16

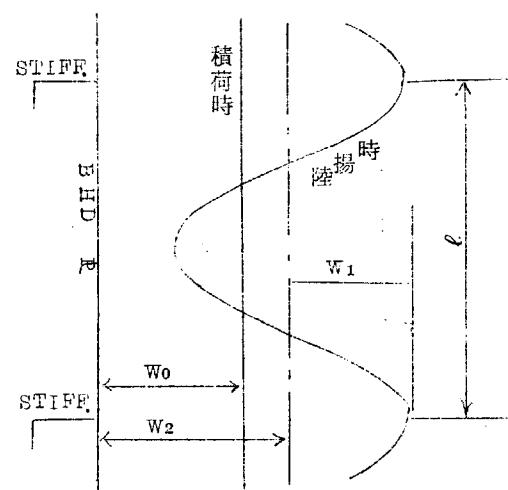
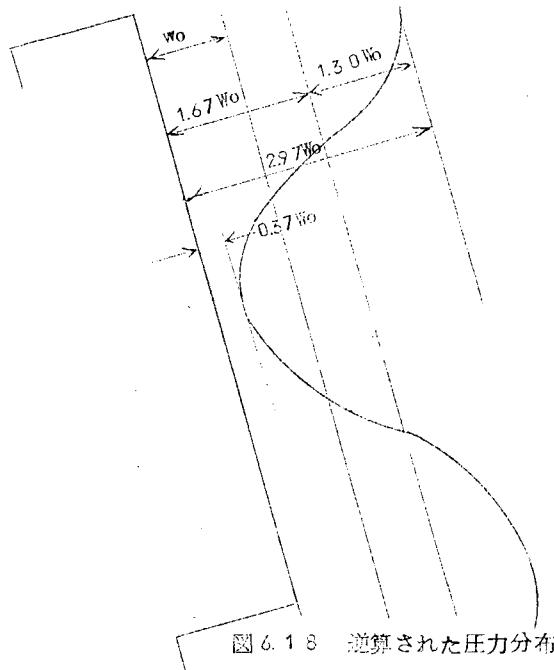


図 6.17

$$W_1 = 1.30 W_0$$

$$W_2 = 1.67 W_0$$

となる。これを図に示したものが、図 6.1.8 である。



同図に示された圧力分布はかなり著しい不均等分布を表わしているが、これに近い圧力分布はある程度起り得るのではなかろうか。

(c) 鉱石圧力の大きさおよび理論値との比較

図 6.1.2 に示された計測値と理論値を比較すると、クーロンの主働土圧理論は、

- (i) 表面近くでは、積荷時の圧力をほど正しく与えているが、下方ではかなり過大な値を与える。
- (ii) しかし、航行中の動搖・振動により、この計算値よりかなり大きな圧力が、隔壁に加わっていることも考えられる。

航行後 Hatch をあけた際、Hatch 近くまで一杯に積み込んだところには、かなりヒビ割れが生じているのが見られた。これは航行中鉱石が詰つたためと思われ、上記(ii)を裏付けるものと思われる。

いいかえると、隔壁の上方および Strut に加わる荷重としては、現設計荷重は過小である可能性があり、この点、今後十分な検討が必要であろう。

6.2.6 む す び

まえがきにも述べたとおり、本試験は今後の同種テーマの参考資料という目的もあり、これのみで断定的結論は出し難いが、大要次のような点が判明したと思われる。

- (i) 鉱石の側面圧力分布は、船底面の近くで急激に減少し、流体の静圧とはかなり異った分布形状を示す。
 - (ii) 航行中の動搖および振動により、鉱石が詰まり積荷時より大きな圧力が生ずるようである。
 - (iii) クーロンの主働土圧は、積荷時の上部の圧力をほど正しく表わしているが、航行後の圧力はこれによつて示されるものよりかなり大きくなる可能性もある。
 - (iv) 航行後の鉱石圧は、隔壁の板に一様分布するのではなく、防撃材のところで主に支えられたような形となる。
 - (v) 鉱石圧の大きさには、壁の変形量すなわち、剛性が大きな影響を与えると思われる所以、模型実験には壁の各部の剛性の比率および絶対値に十分の注意を払う必要がありそうである。
- 以上の結論を確認するためにも、今後十分な実験・検討が行なわれることを期待したい。

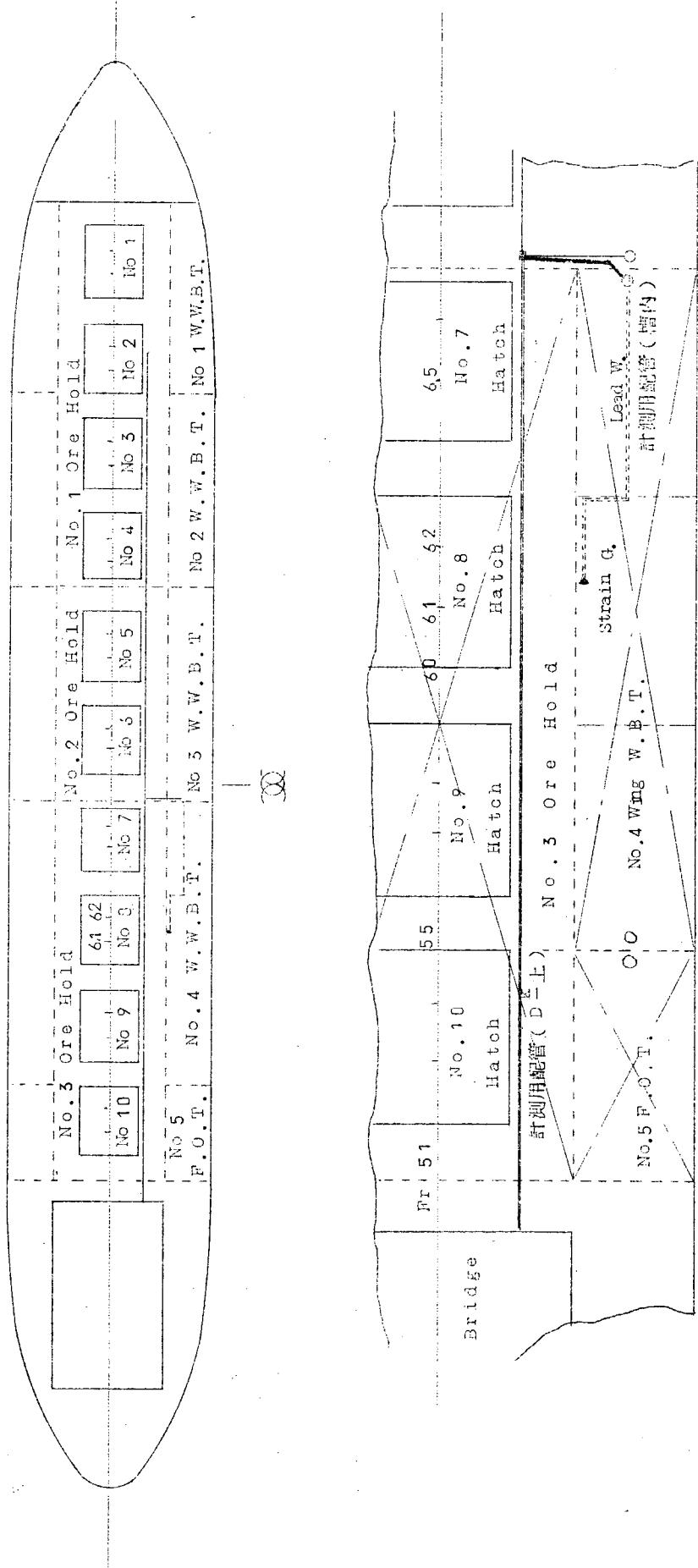
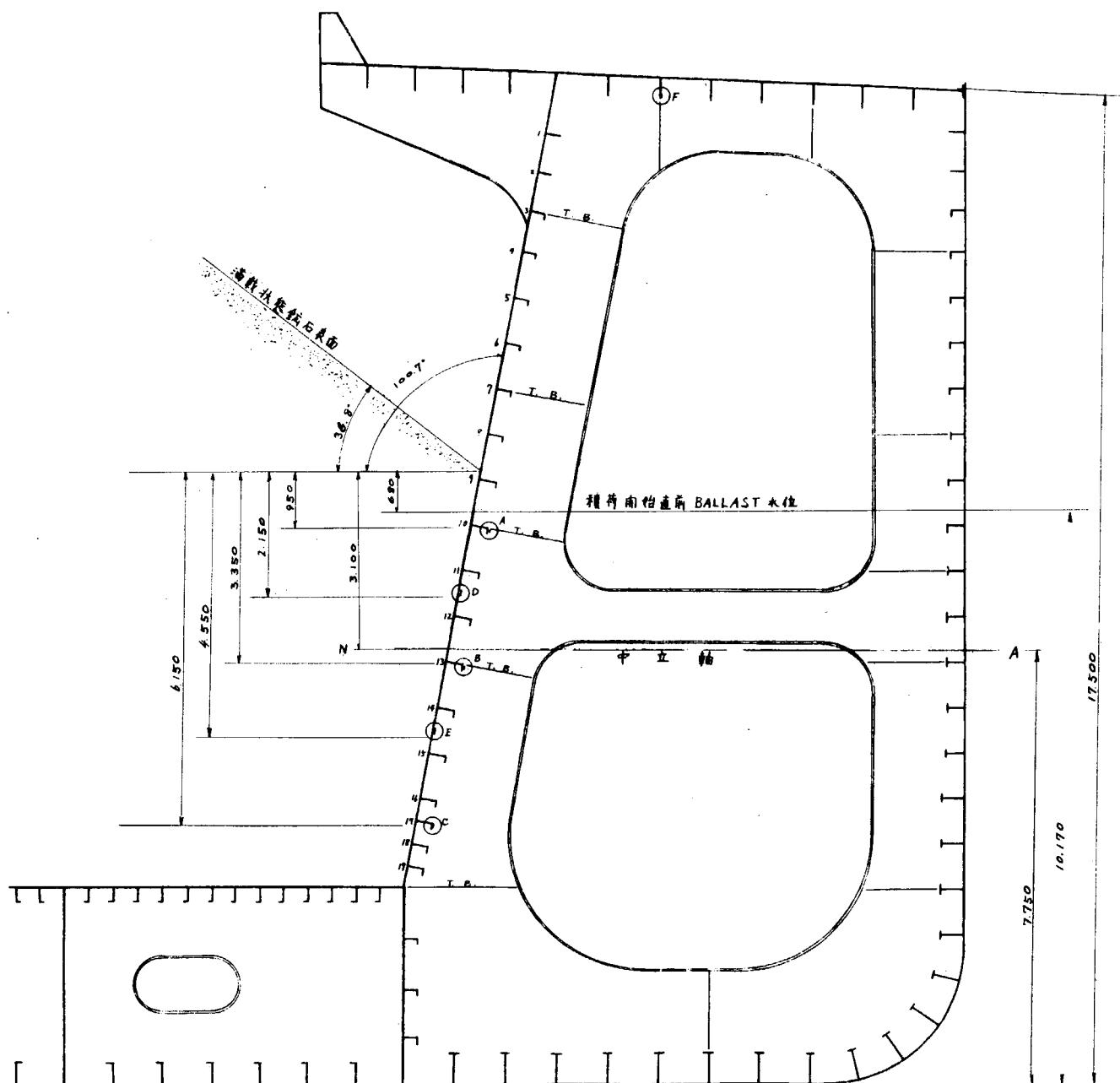


圖 6.9 計則位置概略



| 計測点 | |
|------|------------------------------|
| Ⓐ～Ⓒ | : Stiff. Face Plate |
| Ⓓ, Ⓣ | : Bhd. Plate |
| Ⓕ | : Deck Long. (Long. Bending) |
| 単位 m | |

図 6.10 E 61～F_r 62 間 計測点配置断面図

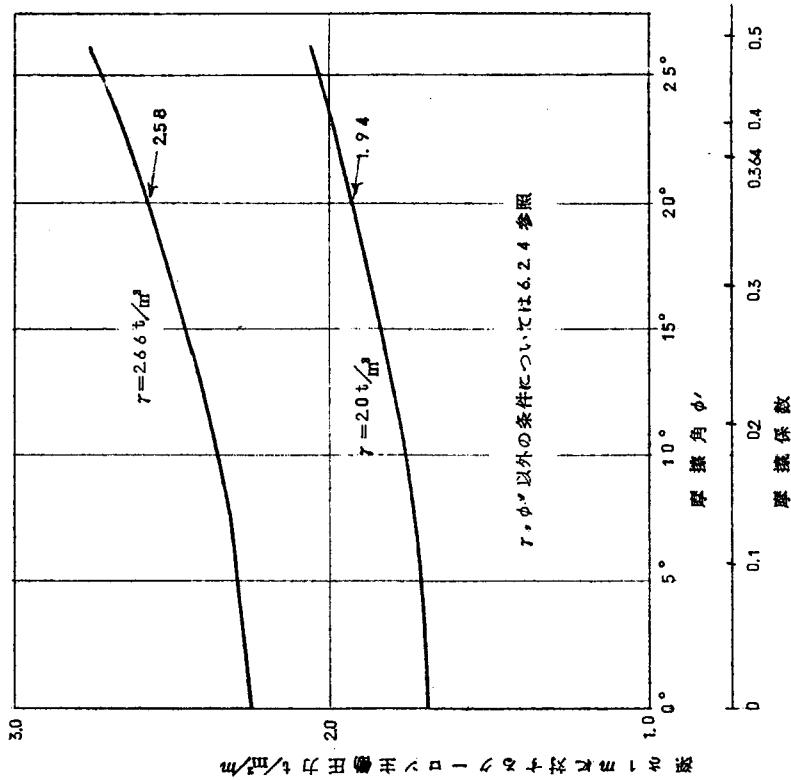


図 6.14 壁板～鉱石摩擦力とクーロン主動圧

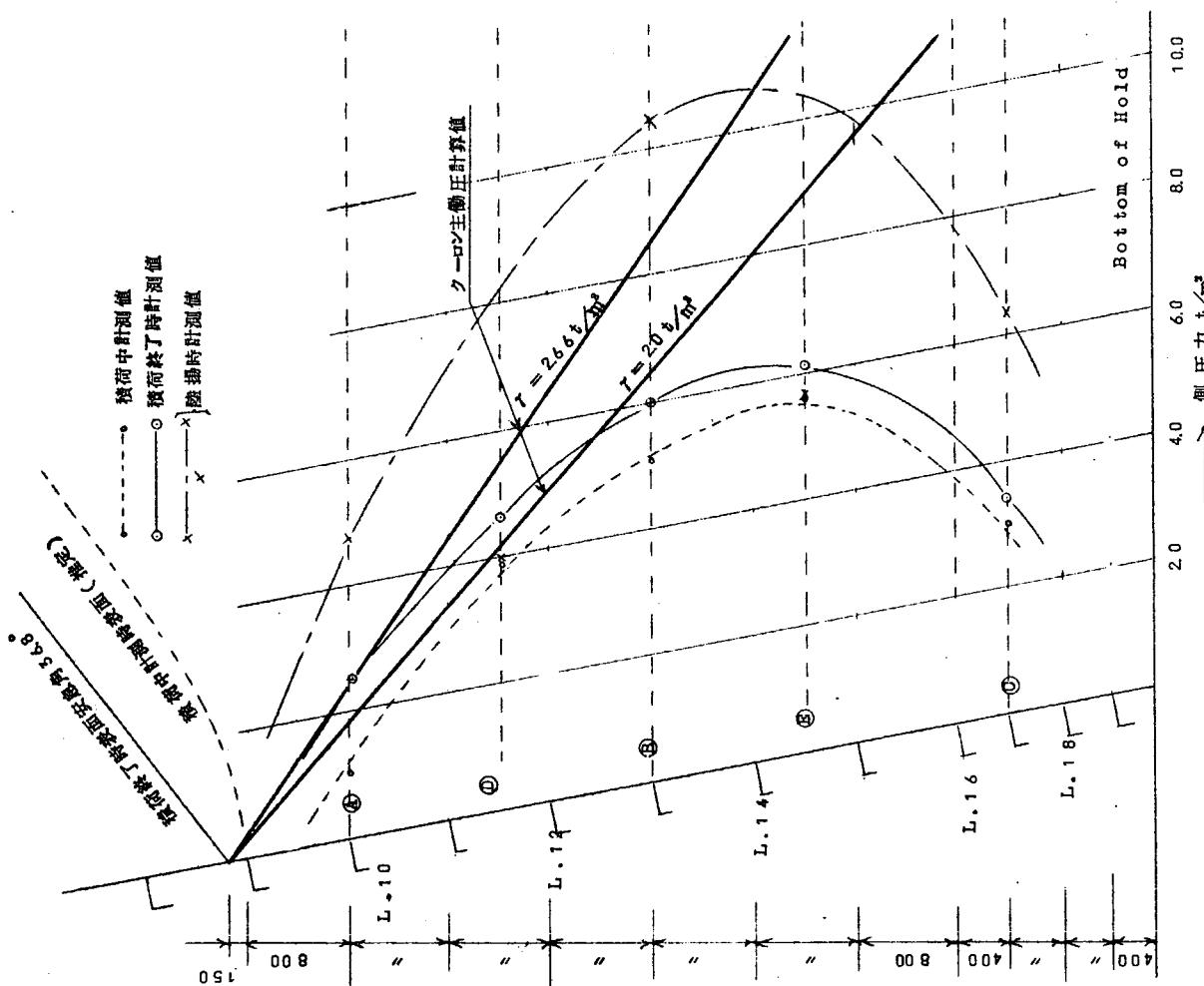


図 6.12 計測結果と理論値との比較

第7章 結 言

以上、本年度の審議内容および調査結果を報告した。本年度は調査研究に重点をおいたため、本格的な実験は行なわなかつたが、船体横強度上の問題点を明確にし、簡単な数値計算や、予備試験などを行ない、今後の横強度研究の予備資料を得た。前にも述べたように、横強度上の問題点はかなり多く残されていて、今後実験などにより究明すべき点が多くある。これらの研究は昭和41年以降に本格的に取上げて究明する予定である。

附 錄

提出資料一覧表（本委員会関係）

※印は、参考資料として附録に添付した。

※※印は、公表された論文を紹介したもので、その公表文献名のみを記入した。

※印のないものは、本委員会の検討資料として提出されたので省略。

| | |
|--|-----------|
| 1. 申請書写し | (造 研) |
| 2. 委員名簿(紹) | (") |
| 3. 船体横強度の調査研究資料 | (東大、藤田) |
| ※ 4. 大型油送船、鉱石およびバラ積専用船損傷例 | (浦賀、服部) |
| ※ 5. 横強度部材損傷資料 | (N K、田代) |
| ※※ 6. 寺沢、山口、寺田：船体横強度展望〔造船協会誌S. 3 6.5 第380号〕 | (N K、山口) |
| ※※ 7. I. S. S. O. 横強度分科会報告(英文)〔1964、国際船体構造会議資料〕 | (") |
| ※※ 8. 日本海事協会横強度研究委員会報告(英文)〔N K技報No.5、1961、12〕 | (") |
| 9. HEO, HET のまとめ | (阪大、八木) |
| 10. 防撓平板の最小重量に関する問題〔本文中に含む〕 | (船研、長沢) |
| 11. 梁の塑性モーメントに及ぼす剪断の影響〔 " 〕 | (日立技研、西牧) |
| ※12. 船殻構造に関する検討 | (東大、藤田) |
| ※13. ウイングタンクの構造、塑性設計について | (") |
| ※14. W. T. のL. P. 法によるM. W. D. | (") |
| ※※15. Faulkner; "Welded connections used in warship structures" [Trans. R. I. N. A vol. 106, 1964] | (") |
| ※※16. Beedle他; "Connections for welded continuous portal frames" [Welding journal vol. 30 No. 7~8 & vol. 31 No. 11 | (") |
| ※17. 横強度における高張力鋼の利用の問題点 | (IHI、秋田) |
| 18. Optimum section について〔本文中に含む〕 | (川重技研、安川) |
| ※※19. 池田“油送船の貨物油タンク内部部材の損傷について” 〔造船協会誌S. 4 0.5 第430号〕 | (N K、田代) |
| ※20. 粘着力のない土の土圧 | (") |
| ※21. 水圧変動 | (") |
| ※※22. 山越、香川：“ウングタンクの剪断変形について” 〔西部造船会報S. 4 0.2 第29号〕 | (九大、山越) |
| ※23. Ore carrier wing tankのMp分布の一例 | (東大、藤田) |
| ※24. 損傷発生船の損傷発見年月一覧 | (N K、田代) |
| ※25. 銀河丸の実船計測による船底水圧変動と波高の比の分布 | (") |
| ※26. 塑性設計と弾性設計の比較 | (川重技研、安川) |

- 2.7. 型鋼の最適断面寸法比について〔本文中に含む〕 (川重技研、安川)
- 2.8. 防燒板の最小重量設計〔SR83、Working group計画案〕 (船研、長沢)
- 2.9. Trans. ring working group 作業方針(案) (東大、藤田)
- 3.0. Shear effect グループの作業方針(案) (日立造船、原)
- 3.1. 実船実験計画案 (船研、長沢)
- 3.1' 実船実験ゲージ位置 (")
- 3.2. SR83実船計測について (三菱重工、萩原)
- 3.3. SR83経費明細書 (造 研)
- 3.4. Stiffened panel group 研究予算 (船研、長沢)
- 3.5. Trans. ring working group 調査要領 (三井造船、綾)
- 3.6. Ore carrier 実船計測方案について (船研、長沢)
- 3.7. 研究協会第83部会報告書(案) (N.K.、山口)
- 3.8. 高経済性油送船ならびに高経済性鉄鉱石専用船
試設計委員会の横強度に関する検討結果報告〔本文中に含む〕 (阪大、八木)
(海技大、真能)
(三菱、中川)
(川重、北田)
- 3.9. SR83 Stiffened panel group 報告〔本文中に含む〕 (Stiffened panel group)
- 4.0. Trans. ring working group における検討 (Trans. ring working group)
- 4.1. Shear effect に関する文献調査〔本文中に含む〕 (日立造船、原)
- 4.2. 型鋼の最適断面寸法比〔本文中に含む〕 (川重、安川)
- 4.3. Trans. wave load 計測用水圧計について (船研、郷田)
- 4.4. 鉱石船圍壁の受ける圧力(実船計測速報) (三菱、萩原)
- 4.5. SR83 昭和41年度計画 (造 研)

資料4 大型油送船、鉱石およびバラ積専用船損傷例

4.1 損傷例

ここに蒐集した損傷例は最近国内において下記委員会で発表された資料および当社の実績を纏めたものである。

- 関東地区構造委員会 (東61～63)
- 関西 " (関西58～63)
- 西部 " (昭和36年～40年3月)
第38回～第54回)
- IRC Design philosophy 委員会(昭和37、38年度)
- 昭和38年度、造研調査部会

これらの損傷例を下記分類法により区分し、概説すると表4.1(A)、(B)のようである。またその代表的な損傷の模様を図示すると図4.1のようである。

4.2 損傷の分類

主に原因別損傷例を場所別に分類する方法を採用した。また原因別としては損傷はすべて外荷重によることは今までもないが、明らかに構造設計上の内部欠陥による場合とを区別し、次のように区分した。

- | | | |
|---------------------|-------|--------------|
| (A) 応力集中による損傷 | | 構造上の内部欠陥による。 |
| (B) タンク内液体の動水圧による損傷 | } | |
| (C) 振動による損傷 | | |
| (D) 波浪荷重による損傷 | | |
| (E) その他の | | |

表4.1(A)：損傷例の分類

| 原因別 | 場所別 | 件数 |
|----------|--------------------------------|------|
| (A) 応力集中 | (a) タンクの荷油槽内 | 計 合計 |
| | (i) 縦横桁材の端部肘板 Toe End | 6 |
| | (ii) 2材桁の交叉結合部(高応力部) | 3 |
| | (iii) 波型隔壁桁材の向Knuckle部 | 3 |
| | (iv) 2次防撃材 | 3 |
| | (v) その他の | 15 |
| | (b) バルク専用船貨物倉内 | |
| | (i) 船側肋骨端部 | 3 |
| | (ii) 2重底 | |
| | (iii) Corrugated Bulk boundary | 3 |
| | (c) 鉱石船Wing W.B.T.内 | 2 |
| | (d) 鉱石、バルク専用船倉口隅部 | 8 |
| | (e) 隔壁と甲板等の直交交叉部 | 5 |
| | (f) T字型隅肉接手 | 15 |
| | (g) その他の | |
| | (i) Poop内梁柱 | 2 |

| 原 因 別 | 場 所 別 | 件 数 |
|----------------|---|---------------------------------|
| | (ii) Bilge keel (iii) Midship bridge 端部 (iv) その 他 | 2 3 7 小計 40 |
| (B) タンク内液体の動圧力 | (a) タンカの荷油槽内 (b) 鉱石専用船Wing W. B. T. 内 (c) 船首尾部深水槽内 | 11 7 1 |
| (C) 振 動 | (a) 船尾部深水槽内 (b) 機関室隔壁および煙突 | 16 3 |
| (D) 波浪荷重 | (a) Forecastle (b) Poop (c) Midship bridge (d) その他(Bulwark ⁽³⁾ , Bottom forward ⁽¹⁾ 等) | 4 2 2 4 |
| (E) そ の 他 | (a) 鉱石専用船倉口幅の変化 (b) 外板および甲板鉄地継 (c) タンク内過剰内圧 (d) 波型隔壁付横桁の座屈 | 2 2 1 1 6 総計 96 |

(A) 応 力 集 中

表 4.1(B) 損傷概略

| 項 目 | 損 傷 概 略 | 資 料 |
|----------------|---|---------------------|
| (1) タンカの荷油槽内 | <p>(i) 縦横横材端部 Bkt. of Toe End</p> <p>41,300 D. W. T. NO. 10 Center K, NO. 4 Horl Gir. 20,549 D. W. T. NO. 6,7,8, Wing K NO. 1,2,3, Horl Gir. 33,100 D. W. T. NO. 2,6,8,10 Cent. K NO. 2 Horl Gir. に 最も多い 33,000 D. W. T. NO. 5,7, Cent. K NO. 1,2, Horl Gir. " NO. 1,9 " Center Girder 0 丸 各 CENT K Bottom Trans.</p> | 調査部会 D. P. " |
| | <p>(ii) 二桁材の交叉結合部</p> <p>40,500 O. W. T. Wing K Horl Gir. Ends の R 部に全般的に 発生(約 70ヶ) B 船 Bilge Trans. 現場接手 Face の scallop より crack 33,000 D. W. T. NO. 6 O. O. T. (S) Bilge Trans. の upper turn 部 Notch より crack</p> | 西 部 関 東 D. P. |
| (iii) 波型隔壁コナー部 | <p>20,549 D. W. T. NO. 6,7,8, Wing K NO. 1,2,3, Horiz L gird. (T. BHD 付) に crack 鉛型未調査各 T. BHD 付 Horl Gir. に多数発生、背面に Header をつけたが、どうような crack が発生した。 30,474 D. W. T. Upper & lower Horizl Girder (T. BHD 付) に凹損</p> | D. P. 西 部 " |

| 項 | 目 | 損傷概略 | 資料 |
|---------------------------|-------------------------------------|---|-----------------------------------|
| | IV) 2次防撓材 | <p>T-2 Tanker Side および DK Long_l の T.BHD付 Through BKT toe end より、同 Longs. の web に crack</p> <p><u>33,333 D.W.T.</u> Cent. Gir. より 1本目の Bottom Long_l の Through BKT の BHD付溶接に crack</p> <p><u>20,000 D.W.T.</u> Bott. Long_l の T.BHD付 Trough BKT toe end より、同 flanged Long_l の web に crack (No.3～No.7 R 全般)</p> | D. P. " " 関東 |
| | V) その他 | (資料としては“Tanker Bottom Girder の Damage” 西部 34-15-4/4 がある。) | |
| (2) バルク専用船 貨物艤内 | (i) 船側肋骨端部 | <p><u>50,000 D.W.T.</u> No.4 Hold 内中央部 Connecting Trunk の根本部に crack</p> <p><u>18,200 D.W.T.</u> Top Side Tank の Bottom plate (Hold frame BKT toe end 部) に crack</p> <p>L=168M型 Top Side Tank の Bottom plate (Hold frame BKT toe end 部) に crack</p> | 西 部 D. F. 西 部 |
| | (ii) 2重底 (iii) Corr.BHD boundary | 特になし。 | |
| (3) 鉱石専用船 Wind W.B.T 内 | 2桁材の交叉結合部 | <p>Y丸 Transverse Ring の各 corner R部面材 (web の T. BKT 取付部) に crack</p> <p><u>27,400 D.W.T.</u> W.T.BHD L.T. Hough_l Girder 端部 Face R/C crack</p> | D. P. |
| (4) 鉱石、バルク船倉口隅部 | | <p>Ore & Oil; <u>31,800 D.W.T.</u> Hatch End 部 Coaming E と DK E との銛弛緩 Oil leakage</p> <p>B/C.; <u>18,200 D.W.T.</u> Hatch End Coaming の End Stay toe end に crack</p> <p>B/C.; <u>20,000 D.W.T.</u> 同上 および 同 stay の Raised DK との取合部に crack</p> <p>O/C.; <u>18,130 D.W.T.</u> Hatch end Beam と Under Hatch Girder との取合部に crack</p> <p>B/C.; <u>50,000 D.W.T.</u> Hatch end Coaming の end Stay toe end に crack. (殆んど全Stay)</p> <p>O/C.; <u>27,400 D.W.T.</u> Hatch end Beam の上甲板との取合 end stay の Raised DK との取合部に crack →(全般的)</p> <p>B/C.; <u>15,000 D.W.T.</u> Hatch end Beam および Top Side E 内ウエブと Under Hatch Girder との取合部に crack</p> <p>O/C.; <u>49,000 D.W.T.</u> Hatch end Beam の上甲板との取合 end stay の Raised DK との取合部に crack →(全般的)</p> | D. P. " " 関東 西 部 " " 関 西 |

(B) タンク内液体の動圧力

| 項 目 | 損 傷 概 略 | 資 料 |
|---------------|---|-------|
| (a) タンカーの荷油槽内 | <u>41,300 D.W.T.</u> M_{10} C.O.T. Center Girder の Vertical Web の上部において Vertical F.B. Stiffener と diagonal stiff. との交点に crack <u>33,608 D.W.T.</u> M_{10} W.C.O.T. Long l Corrug BHD 付 Vertical Web の Strut 位置 BKT の toe end より BHD および L. BHD 付 long l に crack, | 調 査 |
| | | D. P. |

| 項 目 | 損 傷 概 略 | 資 料 |
|------------------------|---|-----------------------|
| | <p>$R \ell \times b = 12.2 \times 6.8 m$</p> <p><u>33,000 D.W.T.</u> $\# 7, 10$ C.O.T. (Center) Horizl Girder, $\# 7$ C.O.T. (Wing) Side Trans, Vertl Web の longls の notch より crack</p> <p><u>46,850 D.W.T.</u> Horizl Girder の $\#$ V. Web 附近の notch に crack 多数</p> <p><u>L = 213m</u> Center $\#$ Horizl Girder の notch に crack 多数</p> <p><u>40,000 D.W.T.</u> L. BHD 付 Vertical Web の Stiff. 貫通 notch 部に多数 crack (全 $\#$ による)</p> <p>() D.W.T. L. BHD 付 Vertical Web の Stiff. 貫通 notch 部に crack ($\# 10, 11$ & 12 C.O.T. に発生)</p> <p>() D.W.T. Center Girder Web と Bottom Trans. Face Plate との固定端部より $\#$ Gird. Web に crack ($\# 10, 11$ Center $\#$ に発生)</p> <p><u>51,500 D.W.T.</u> L. BHD 付 Vertical Web の Stiff. 貫通 notch 部に crack および全 F.B. Web Stiff. と longls 固定部に crack</p> <p><u>51,500 D.W.T.</u> L. BHD 付 longl Stiff. の Scalloped 部よ り全 Stiff. に沿い BHD E に crack</p> <p><u>48,000 D.W.T.</u> Center $\#$ Trans. BHD 付 Horizl Girder の notch 部および全 F.B. Web Stiff. と Vertical Stiff. 固定部に crack (その他の crack あり)</p> | D. P. 西 部 関 東 関 西 " " |
| (b) 鉱石船の Wing W.B.T. 内 | <p><u>37,000 D.W.T.</u> T. BHD 付 Horizl Gird. notch (1ヶ所) および web stiff. の Crip end (9ヶ所) より crack</p> <p>Y 丸 主に $\# 6, 7, 9, 10$ の両舷 $\#$ の Bottom より 0.2 ~ 0.8 D 附近 Transverses の notch 部より crack 多数</p> <p>Y 丸 $\# 9$ & 10 $\#$ 間の BHD (左舷) の $\# 1$ Horizl Girder と DK との中間部において stiff. (セレーションを施す) に沿い BHD E に crack (3ヶ所) および stiff. 間中央部 BHD E に crack (1ヶ所)</p> <p><u>27,400 D.W.T.</u> 全 $\#$ により lower strut より上部の Transverses の notch 部より crack 多数 (Web stiff. 付個所は crack 極少)</p> <p><u>27,400 D.W.T.</u> W.T. BHD の $\# 1$ Horizl Girder. と DK との 中間部において stiff. に沿い BHD E に crack (1ヶ所)</p> <p><u>27,400 D.W.T.</u> L. BHD 付 longl Scalloped 部に stiff. に 沿い BHD E に crack (2ヶ所)</p> | 西 部 D. P. 関 西 " " |

| 項 目 | 損 傷 概 略 | 資 料 |
|-------------|--|-----|
| | <u>3,700 D.W.T.</u> D. Bottom Side Gird. の Stiff. 貫通 notch (Bottom Trans 部) より crack | 西 部 |
| (c) 船首尾部深水槽 | B/C. 20,000 D.W.T. Fore Peak <u>BHD</u> top corner 部上甲板付および側外板付溶接に沿い crack | 関 東 |

(C) 振 動

| 項目 | 損傷概略 | 資料 |
|-------------|---|-------------|
| (a) 船尾部深水槽内 | B/C. 15,300D.W.T. FR. 10 Aft Peak BHD, Boiler Flat と Steering Flat 間 BHD に crack B/C. 15,000D.W.T. Aft Peak BHD, Steering Flat と Upper DK 間 BHD に crack T. 40,500D.W.T. Engine Room Front の Dist. W.E の BHD に Stiff. に沿い crack T. L = 179m FR. 13 A. P. BHD, FR. 18 W.T. BHD, FR. 18~22 L. BHD に Stiff. に沿い crack (A.W.B.T.) (F.O.S.T.) B/C. 20,000D.W.T. FR. 1 BHD, FR. 21 BHD に Stiff. に沿い crack | 調査 D. P. // |
| | T. 33,100D.W.T. FR. 12~16 L. BHD および FR. 12~16 Dist. W.T. Bottom (Boiler Flat) に多数 crack | 調査 D. P. |
| | T. 32,850D.W.T. Engine Room Front 部 F.O.S.T. の Boundary BHD に多数 crack | // |
| | T. O 丸 FR. 11 A.P. BHD, Stiff. の Snip end 部外板との隅肉溶接より crack (angle) T. O 丸 FR. 0~FR. 11 L. BHD 付 pipe Supporter の根本より全 BHD に crack | D. P. 関西 |
| | T. 47,262D.W.T. Engine Room Aft Deep Tank Bottom (Boiler Flat) に crack | // |
| | T. 47,000D.W.T. Aft Peak BHD に crack | // |
| | T. 35,000D.W.T. Aft Fresh W.T. の L. BHD (F. 8~13) に Stiff. に沿い crack | 西部 |
| | T. 18,774D.W.T. × 4 (Diesel) Sea chest boundary 隅肉溶接の bead に沿い crack および全 Stiffener の上下端 Snipped ends 部に crack | 関西 |
| | L = 215m Engine Room Aft Deep Tank Stiffener に沿い crack | // |
| | T. 49,000D.W.T. Engine Room Aft Deep Tank ; No. 7 & 8 DR.W.T. の Boundary BHD に Stiff. に沿い crack (合計7ヶ所) および No. 7 DR.W.T. の Bottom plate に | // |

| 項 目 | 損 傷 概 略 | 資 料 |
|----------------|--|-------|
| | <p>Floor IC沿い crack (1ヶ所)</p> <p>T. 49,000D.W.T. No.1 Engine Platm 上 No.9 Dist.W.T. BHD Stiff. の BKT toe end より全 DK plate IC crack</p> | 関 西 |
| (b) 機関室隔壁および煙突 | <p>T. 21,272D.W.T. Casing Top (Boat DK) 煙突下部甲板に crack</p> <p>O/C. 27,400D.W.T. 主機排気管 Supportor 取付部 Casing Wall IC crack</p> <p>O/C. 27,400D.W.T. 煙突に crack</p> | D. P. |

(D) 波 浪 荷 重

| 項 目 | 損 傷 概 略 | 資 料 |
|--------------------|---|--------------------|
| (a) Forecastle | <p>T. 40,500D.W.T. F'cle DK 凹損, pillar も buckle $L = 213^m, 248^m, 153^m$ の Tanker の F'cle DK 凹損例3件 O/C. 27,400D.W.T. ×2 F'cle DK 凹損, pillar も buckle O/C. 48,000D.W.T. F'cle DK 凹損, pillar も buckle</p> | D. P. " " 関 東 |
| (b) Poop | <p>T. 21,011D.W.T. Poop Front Wall の凹損 T. 2,474D.W.T. " の全面凹損</p> | D. P. " |
| (c) Midship Bridge | <p>T. 51,000D.W.T. Bridge Front 全面凹損(Wheel House まで damage あり) T. 34,260D.W.T. Upper DK House Wall (corrugated) F.84 (P) F.85 (P&S) buckle</p> | 西 部 |
| (d) その他 Bulwark | <p>T. 47,000D.W.T. F'cle Bow Chock の damage O/C. 47,400D.W.T. F'cle Aft bulwark & Stay 凹損 B/C. 15,000D.W.T. Bulwark Stay および BKT と F.B. の結合部 IC crack 多数 O/C. 18,000D.W.T. 船首船底凹損 (その他 "鉱石専用船の船首部外板の損傷例" (西部 31-23-1/2) あり)</p> | D. P. D. P. 西 部 |
| Bottom Ford | | |

(E) そ の 他

| 項 目 | 損 傷 概 略 | 資 料 |
|----------------|---|------------|
| (a) 鉱石船倉口幅の変化 | <p>$L = 167^m$ Long Hatch Opening ($3.02\ell \times 9.0b$) 測走開閉量 7~8%</p> <p>O/C. 47,400D.W.T. Long Hatch Opening ($2.22\ell \times 9.72b$) 測走開閉量 3~8%</p> | 西 部 |
| (b) 外板および甲板鉄弛緩 | <p>T. 33,333D.W.T. Shoer Strake, Bilge Strake Rivet Seam の鉄弛緩 T. 34,260D.W.T. Upper DK の L, BHD 附近 Rivet Seam</p> | D. P. " |

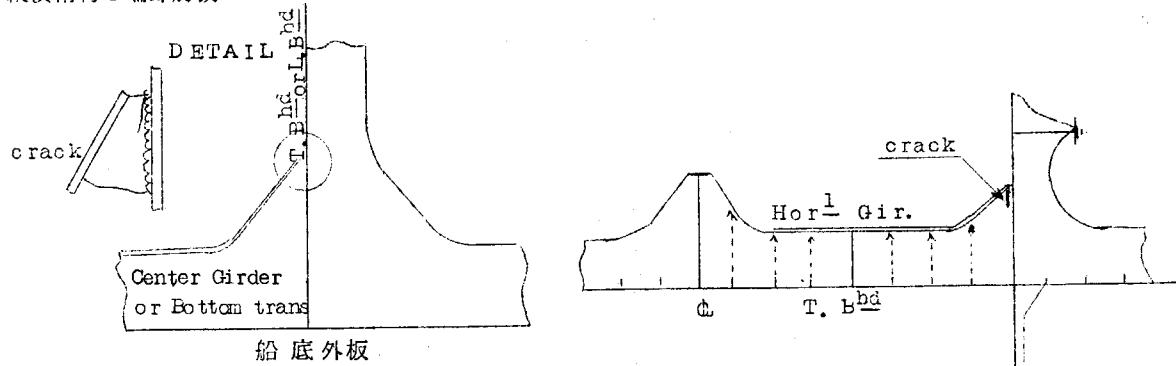
| 項 目 | 損 傷 概 略 | 資 料 |
|----------------|--|-----|
| | が No. 1.~4 E 間両舷共多数 leakage | |
| (c) タンク内過剰内圧 | B/C. 15,000 D.W.T. Top Side Tank 全般に Bottom Panel がふくらむ | |
| (d) 波型隔壁付横桁の挫屈 | T. 30,474 D.W.T. 波型隔壁付 Horizl Girder (Upper & Lower) の Web plate が全 lightening hole まわりに凹損 | 西 部 |

(A) 応力集中

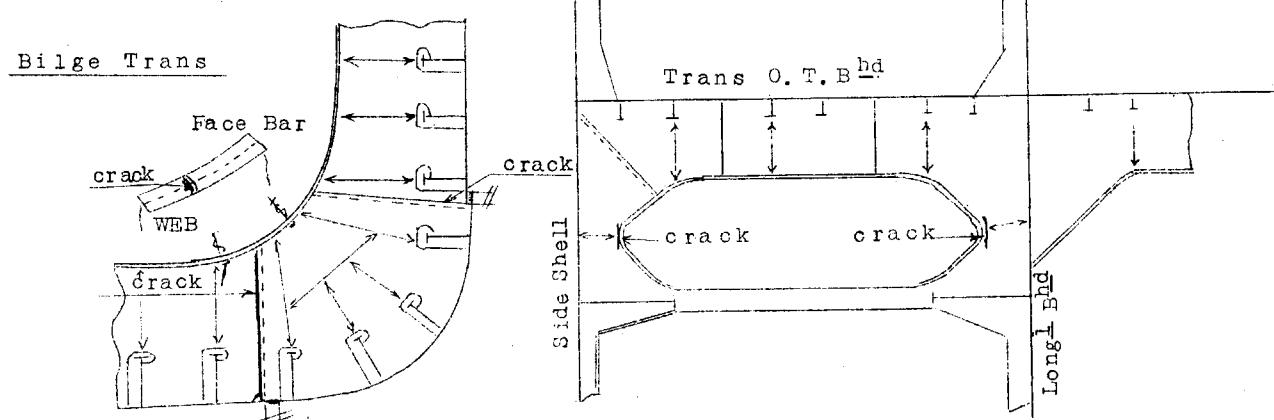
(a) Tanker の荷油槽内

図 4.1 損傷概略図

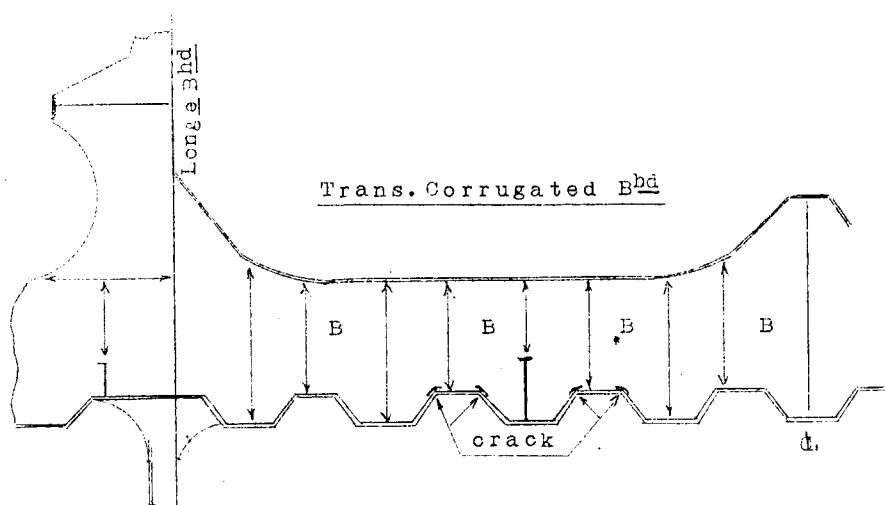
(i) 縦横桁材の端部肘板 toe end



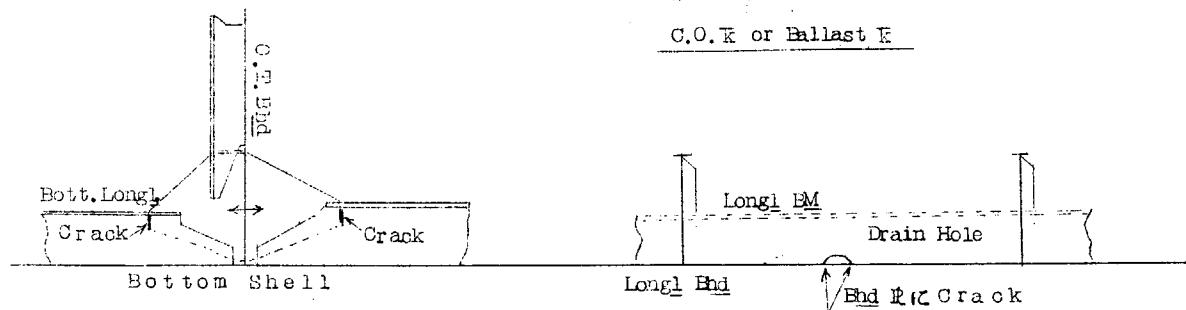
(ii) 2 材桁の交叉結合部 (高応力部)



(iii) 波型隔壁材の向 Knuckle 部

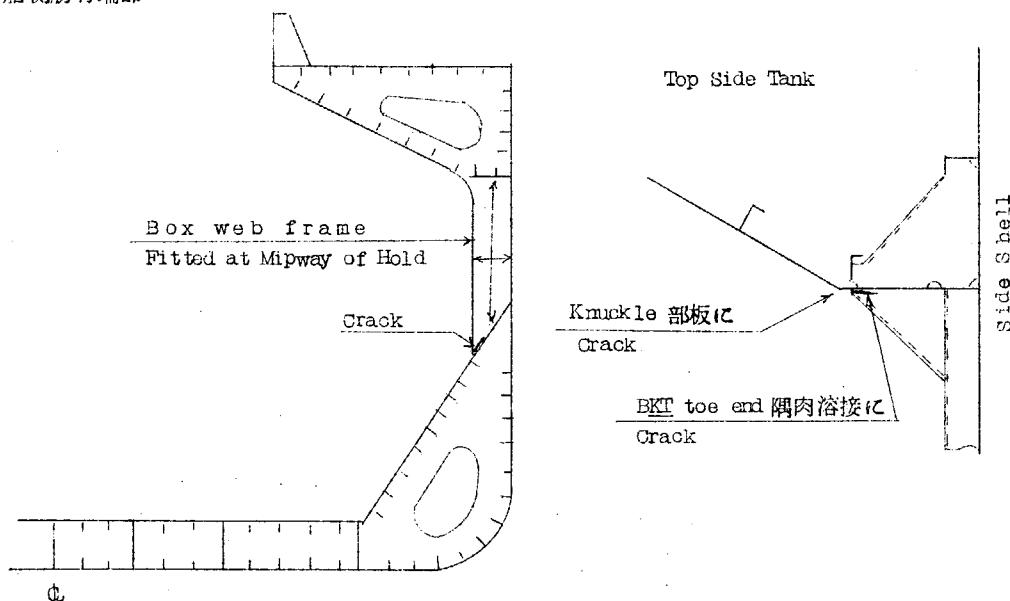


(iv) 2次防撓材

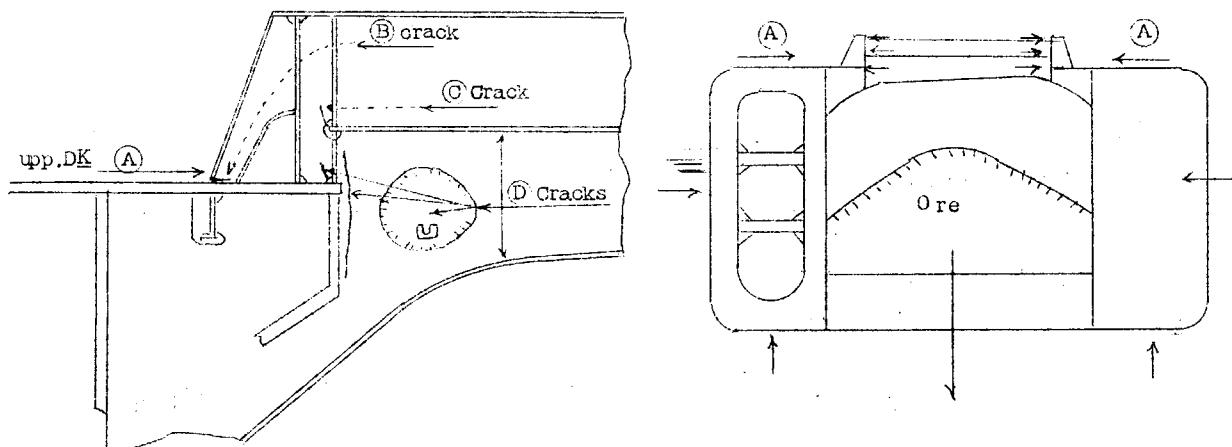


(b) バルク専用船貨物倉内

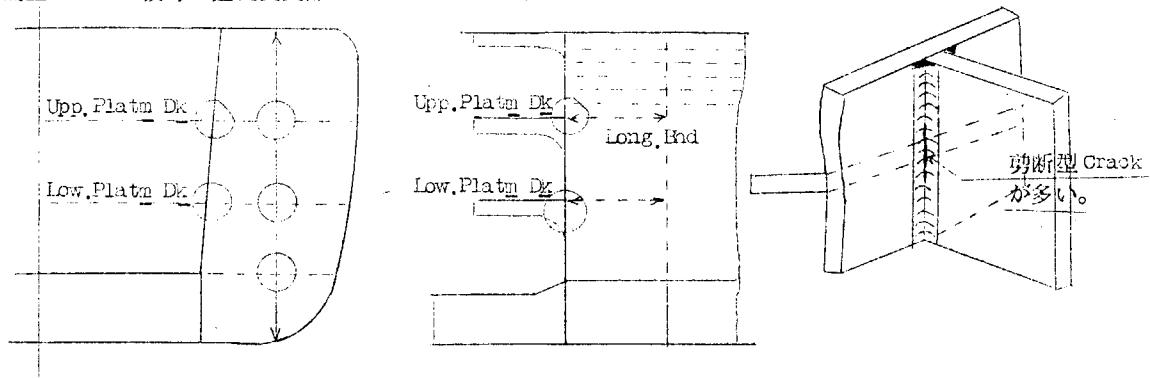
(i) 船側肋骨端部



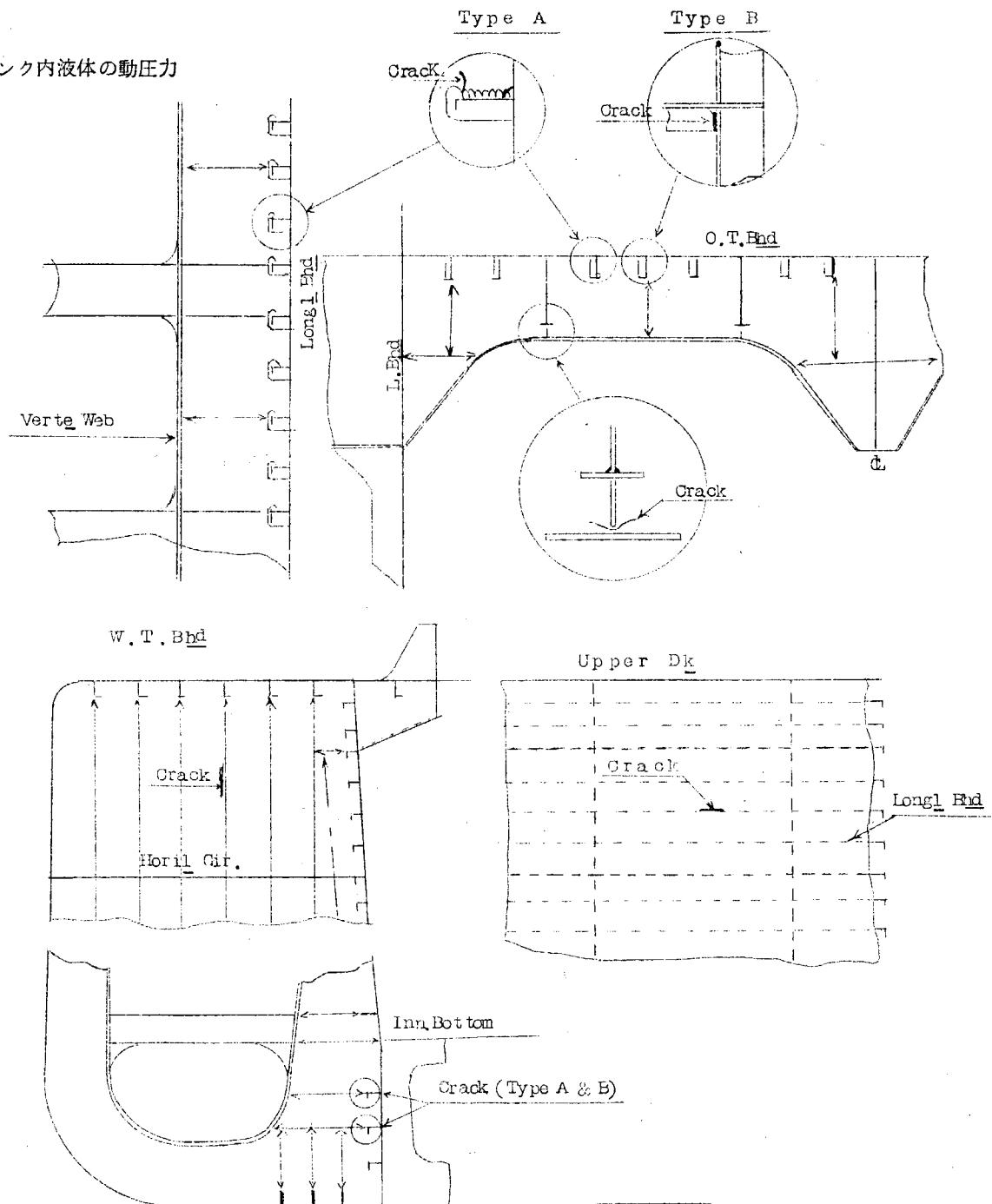
(c) 鉱石、バルク船倉口隅部



(a) 隔壁または甲板等の直交交叉部



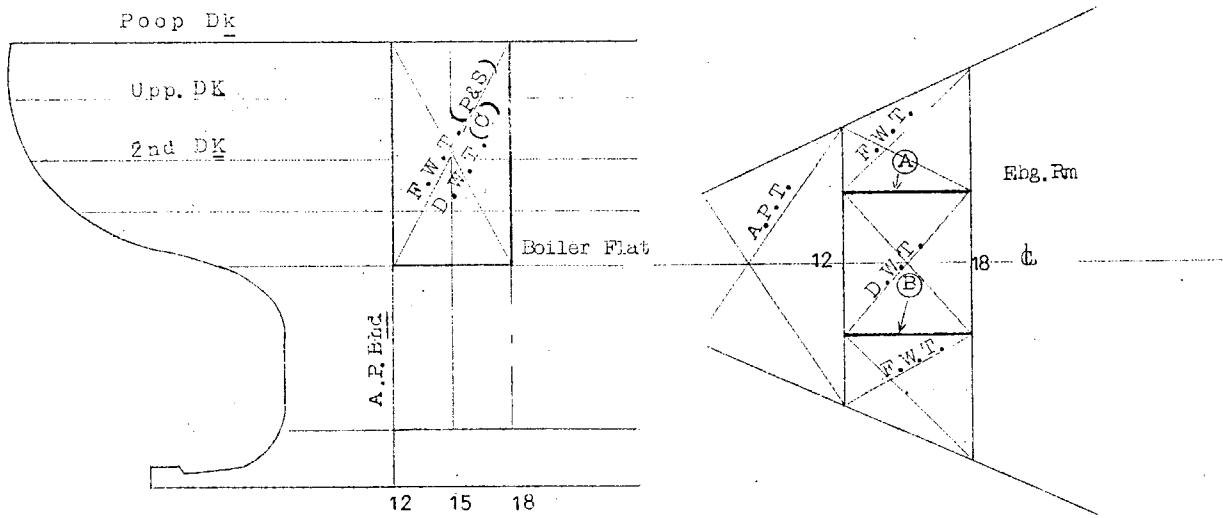
(B) タンク内液体の動圧力



(C) 振動

Profile

Plan



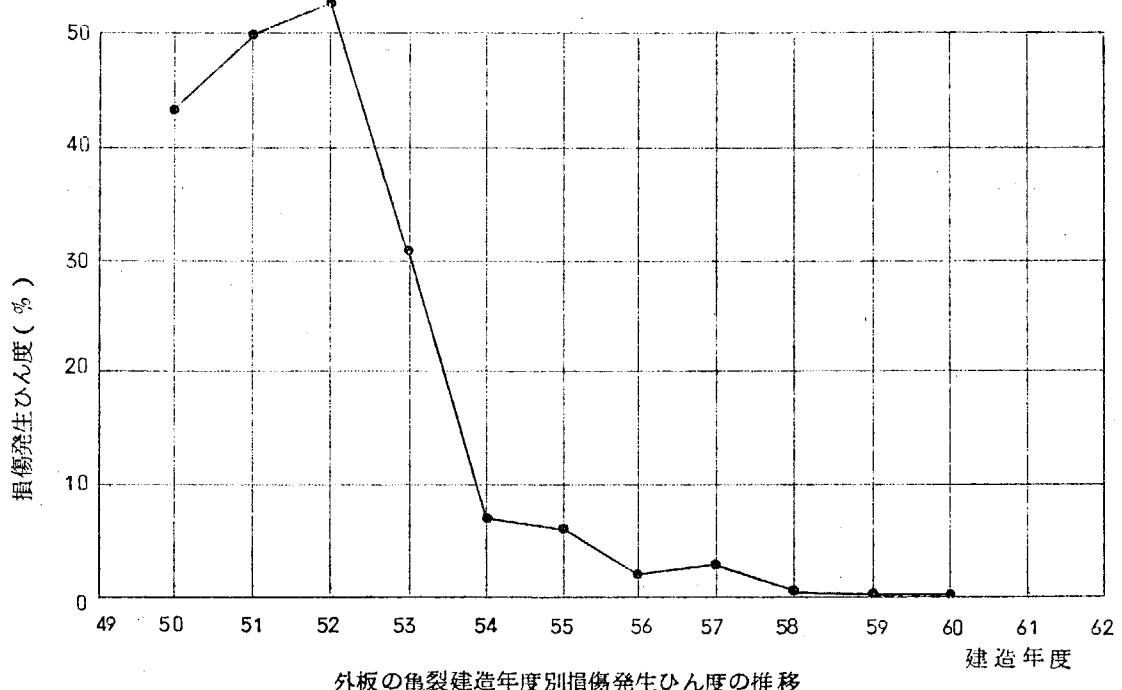
資料 5

5.1 横強度部材損傷集計(1)

(貨物油槽内部部材を除く)

()内数値は戦標船に対するもの

| 部材 | 損傷型式 | 年度 | 損傷件数 | | | |
|-------------------|-----------|----------------|------------|---------|---------|---------|
| | | | 1961 | 1960 | 1959 | 1958 |
| 船側構造 (船首尾倉を除く) | Frame | 亀裂 | 10 (0) | 5 (1) | 5 (0) | 5 (0) |
| | | 屈曲 | 3 (1) | 1 (0) | 2 (0) | 7 (0) |
| | | その他 | 2 (0) | 2 (1) | 3 (1) | 3 (1) |
| | Web Frame | 亀裂 | 2 (1) | 4 (2) | 4 (1) | 2 (1) |
| | | 屈曲 | | 2 (0) | 1 (1) | |
| | | その他 | | 2 (1) | | 1 (1) |
| 船底構造 | | 隆起、凸出 | 9 (6) | 13 (7) | 14 (10) | 7 (3) |
| | 2重底の高さ変化部 | 肋板、桁板の軽目孔附近の挫屈 | 1 (0) | 1 (1) | 1 (1) | 3 (0) |
| | | 亀裂 | 10 (0) | 4 (1) | 1 (1) | 5 (0) |
| | | 船底のスラミングによるもの | 9 (0) | 6 (2) | 9 (1) | 4 (1) |
| | 桁及び肋板 | 座屈 | 上記以外 | 14 (0) | 14 (7) | 15 (3) |
| | | 亀裂 | 11 (3) | 8 (4) | 4 (2) | 4 (2) |
| | | 鉛のゆるみ | 9 (2) | 3 (2) | 3 (1) | 1 (0) |
| | 内底板 | ひずみ | 3 (0) | 7 (0) | 2 (0) | 1 (0) |
| | | 亀裂 | 10 (1) | 8 (2) | 9 (3) | 9 (2) |
| | | その他 | | 7 (4) | 17 (8) | 11 (10) |
| | 単底構造 | 亀裂 | 3 (3) | 10 (9) | 19 (18) | 6 (5) |
| | | その他 | 4 (3) | | | 2 (1) |
| 外板 | 外板 | 亀裂 | 67 (31) | 63 (39) | 53 (39) | 66 (37) |
| | | 凹損 | 船首船底 | 72 (4) | 55 (11) | 64 (11) |
| | | | 中央部 | 36 (2) | 38 (8) | 22 |
| | 甲板構造 | 垂下 | 塔載貨物によるもの | 10 (1) | 11 (1) | 5 (0) |
| | | | 波浪打込みによるもの | 7 | 10 | 2 |
| | | 亀裂 | 1 (0) | | 3 (1) | 2 (0) |
| 構造 | Beam | 亀裂 | 1 (0) | 1 (0) | 3 (1) | |
| | | その他 | 1 (0) | 2 (1) | 3 (1) | 3 (0) |
| | Deck | 亀裂 | 1 (0) | | 2 (0) | |
| | | その他 | | | | |
| | Trans. | 亀裂 | 8 (0) | 5 (0) | 4 (0) | 1 (0) |
| | | その他 | | | | |
| | Pillar | 亀裂 | 3 (0) | 2 (0) | | |
| | | 屈曲 | 7 (0) | | 2 (0) | 5 (0) |
| | Girder | 亀裂 | | | | 4 (2) |
| | | その他 | | | | |
| | Deck | 亀裂 | 8 (3) | 8 (4) | 9 (6) | 15 (5) |
| | | ひずみ | 11 (0) | 7 (1) | 12 (2) | 9 (0) |



註; 1952年3月、NKは溶接構造船の船体主要部分に使用する圧延鋼板の鋼種を規定

5.2 橫強度部材損傷集計 (2)

(貨物油槽内部材)

各年度における大型油送船(10,000 G.T.以上)の建造隻数および損傷発生隻数

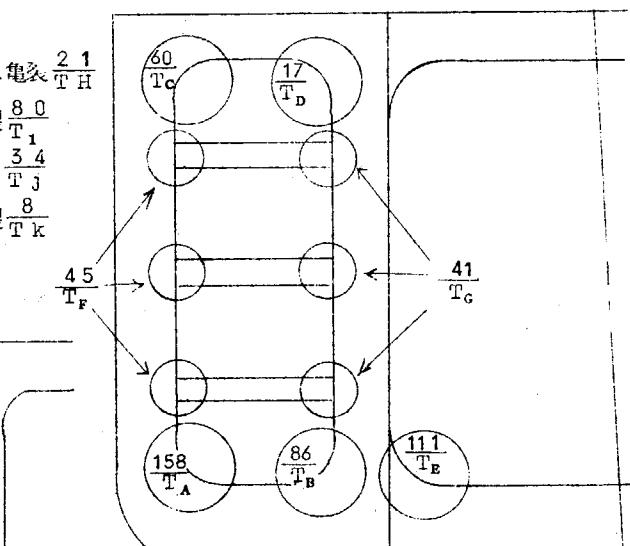
| 建造年度 | 50 | 51 | 52 | 53 | 54 | 55 | 56 | 57 | 58 | 59 | 60 | 61 | 62 | 計 |
|------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| 建造隻数 | 2 | 6 | 6 | 11 | 5 | 1 | 5 | 10 | 9 | 12 | 6 | 8 | 16 | 97 |
| 損傷隻数 | 2 | 5 | 6 | 11 | 5 | 1 | 3 | 6 | 5 | 4 | 2 | 0 | 0 | 50 |

○ 横リング構造における損傷件数

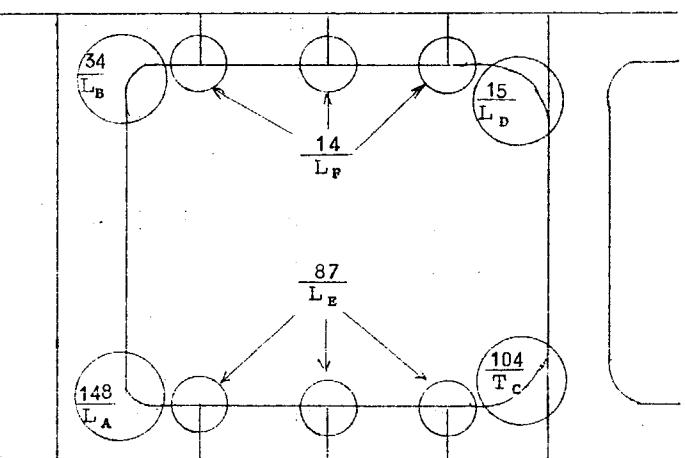
縦通隔壁が水平波板の場合堅桁のスカロップから桁に亀裂 $\frac{2}{T_H}$

縦肋骨が船底横桁を貫通する切欠部から生ずる亀裂 $\frac{8}{T_1}$

“ 船側横桁 ”



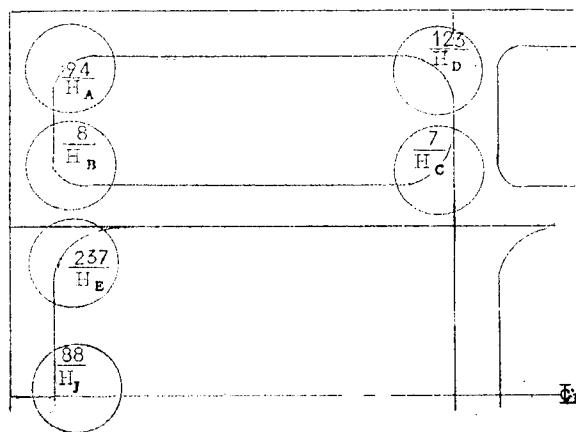
○ 縦リング構造における損傷件数



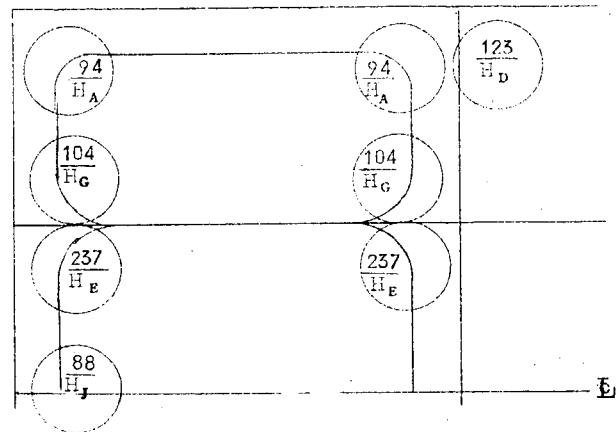
構造隔壁が水平波板の場合、堅桁のスカロップから桁に亀裂 $\frac{2}{L_G}$

○水平リング構造における損傷件数

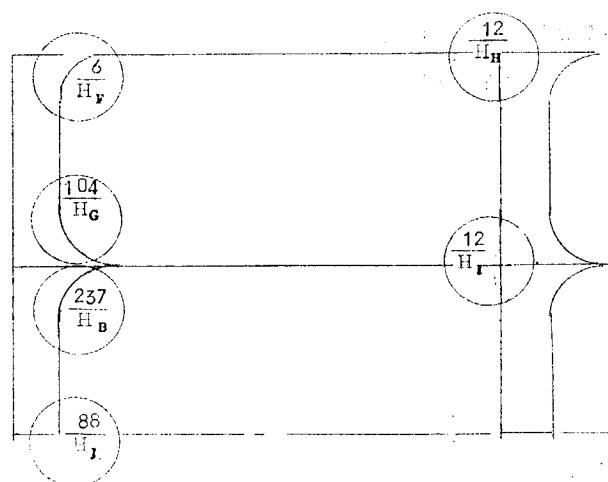
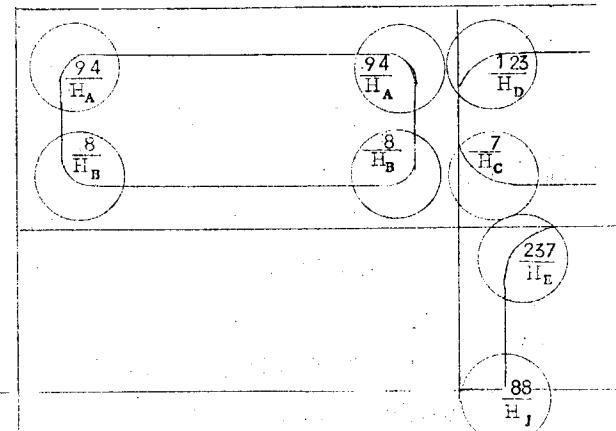
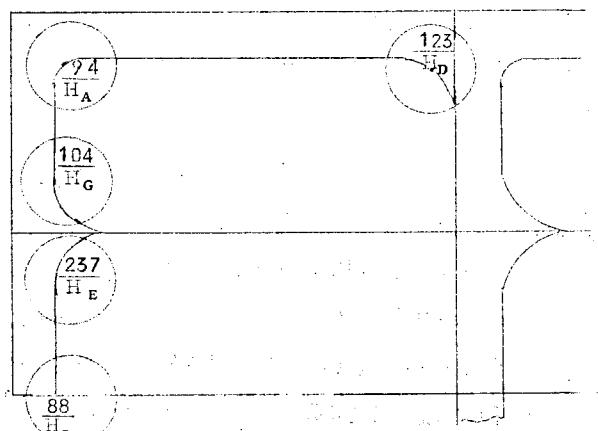
H - 1



H - 2



H - 3



横置隔壁が垂直波板の場合水平桁のスカラップから桁に亀裂 $\frac{4.0}{H_K}$

堅物擁材が横置隔壁の水平桁を貫通する切欠部から生ずる亀裂 $\frac{2.7}{H_L}$

横置隔壁の水平桁に生ずる座屈 $\frac{1.5}{H_M}$

資料 1.2 船殻構造に関する検討

1.2.1 検討の範囲

船殻重量軽減のための構造上の諸問題の検討が与えられた命題であるので、構造部会としてはつぎのような問題を採りあげて検討を行なつた。

タンク内構造関係として

タンク内各種横桁構造方式および中心線縦桁の有無の方式比較、横桁および縦肋骨の適正心距、タンクの長大化上の問題点、縦通隔壁を一部排水密とする方式、湾曲部外板および同縦肋骨、横隔壁の各種構造方式の比較、横強度部材に対する荷重計算式および設計応力

縦強度関係として：

船体断面係数の引下げの可能性（航路および有効船令に関する考察を含む）曲げモーメントを最小にするタンク配置および動的縦曲げモーメント、材料の仕様とその適用、リベットシームの配置、縦肋骨（梁）の挫屈、スラブ縦通材、船底外板の最小厚さ、縦強度部材への高張力鋼の応用、船体主要寸法と船殻重量との関係

タンク内防食関係として：

タンク内腐食および防食の実情調査、流電防食法、塗装、塗装と流電防食法との併用、インヒビター、耐食鋼の隔壁への応用、カーゴ・デシケーター、フリューガス法、タンク内構造の腐食予備厚などであるが、そのうち主なる項目について以下に概要を述べる。

1.2.2 船体の断面係数

最近の波浪曲げモーメントの統計的な研究の結果を用いて検討すると、本試設計船ぐらいの船においては、船体断面係数をN K規則（38年度規則および内規）の約10%を減じうる。他の船級協会規則の値と比較して、此の程度は妥当と考える。冬期北太平洋および北西洋より海象条件が緩やかである日本～中近東間に航路を限定する場合は、断面係数をある程度下げてよいと考えられるが、現在としては定量的に表現することは難かしい。疲労強度の面から耐用年数を10年とする場合の考察も行なわれたが、この見地からの断面係数の引下げは現在のところあまり期待できないようである。

縦通部材の連続性を良好にするような構造仕様法の採用等疲労強度に対する形状係数を改善することができれば船体の断面係数は減少させることができる。また、N K規則においては、甲板および船底に対する断面係数を同じ値としているが、船底には大きな水圧が常時加わっているのに較べて甲板はこれが少ない。したがつて、甲板側の断面係数は船底側よりも低い値とするほうが合理的である。この程度は、各種船級規則の実績などよりみて約5%として良いであろう。

以上を総合して、波浪曲げモーメントに対するもの以外に種々船体断面係数減少の要因もあるので、船底に対しN K規則の約12.5%減、甲板では約17.5%減となる断面係数の計算式が提案された。

1.2.3 荷油タンクの長大化

構造重量を軽減し、管配置を単純化するため、荷油タンクの数を必要最小限にすることが考えられている。

荷油タンクの数の減少は、タンクの長大化ともなるので、構造上の見地からこれに関する検討を行なつた。

(a) 船底（甲板）の相持構造の限界

中央荷油タンクの船底（甲板）構造は一般に中心線縦桁により横桁を支える相持構造が行なわれている。研究を用いて検討した結果によると、相持構造の有利な限界はほぼ $\ell/b < 1 \sim 1.5$ (ℓ はタンク長さ、 b はタンクの幅) の範囲で、この傾向は横桁の数が4条以上となつても変わらないと考えられる。

(b) 荷油の移動による動的影響

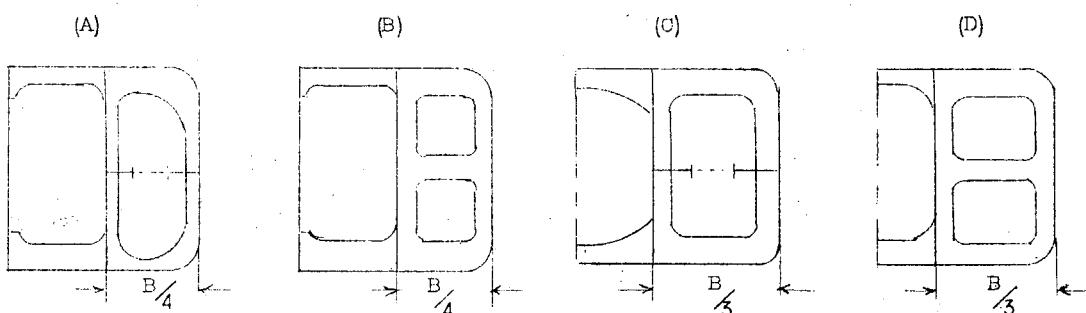
荷油の移動によりタンクの隔壁に加えられる動的圧力が推定できれば、復元性あるいは縦横の船体強度から許されるどのようなタンクに対しても、隔壁の設計ができるわけである。この動的圧力に関する検討を行なつた。船体の前後動

により荷油に加速度を生じ、横隔壁には水頭で 0.05ℓ (ℓ はタンク長さ) の圧力が加わる。縦揺、上下揺および横揺によつても、液は上下方向の慣性力をもち、横隔壁に圧力を於ぼす。

第二者による圧力は、船体中央部で $0.17z$ m、前部で $0.58z$ m (z は液面より下向きに側つた深さ) また船の縦揺により液体は動搖するが、縦揺角度は小さいため液体の激しい運動は生じないと思われる。縦揺と液体の動搖が同調しない場合は隔壁に加わる動的圧力は $4.5\ell/L$ で与えられる。同調しても十分な減衰源がある場合は同程度と考えてもよいが、同調して十分な減衰源がない場合は上記の 2 倍程度を考える必要がある。本船の場合タンク長さが 50 m 以下であれば同調の心配はない。大型船ではなお、船首尾タンクの頂部には縦揺と上下揺の関係で異常な衝撃圧力が発生することがあるので注意を要す。横揺角度は大型船でもかなり大きくなり、縦壁頂部にはかなりの圧力が加わるが、頂部は縦強度の関係から重構造となつてゐるので実際上はあまり問題はない。

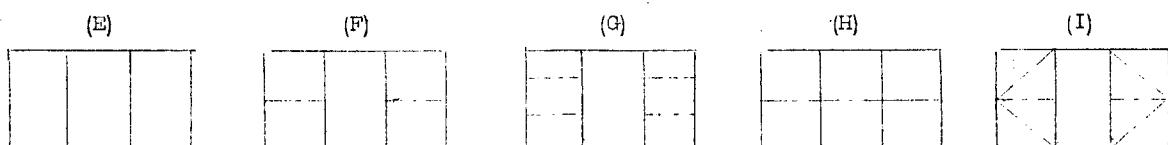
1.2.4 荷油タンク内の各種構造方式

N K 規則を適用して、主として下記の 4 種の方式について比較を行なつた。



タンク長さは 20 m とし、(A)(B)においては深い中心線縦桁を設け、(C)(D)ではこれを廃止し、(A)(C)では船側タンク内に水平縦桁を設け、支材でこれを支え、(B)(D)では垂直横桁を支材で支える構造を採用している。重量計算の結果は (A) > (C) > (B) > (D) の順に軽くなり、(D)は(A)より 1% 程度軽い。この検討結果から、①中央タンクは深い中心線縦桁を廃止した方が軽く、②船側タンク内では水平縦桁を併用する相持構造は不利であり、③深い中心縦桁を廃止する場合は縦壁の位置が船側より $B/3$ の方が $B/4$ よりやや軽いが差はほとんどない。④また船側タンクの支材の数の影響についても検討したが、1 本より 2 本の方がやや軽いことがわかつた。

一方、これと併行してつきの 5 種の横桁部材配置において理論式による計算を行ない比較検討を行なつた。いずれも深い中心線縦桁は廃止した。



縦壁の位置が船側より $B/3$ にある場合の横桁部材の重量比は、

$$(F)/(E) = 1.095, (G)/(E) = 1.125, (H)/(E) = 1.175, (I)/(E) = 1.698$$

縦壁の位置が船側より $B/4$ の場合は、(F)/(E) = 0.922, (G)/(E) = 0.895, (H)/(E) = 1.175, N K 規則を適用した場合と異なる側面が出てゐるのは、規則では支材を剛材と考えているため、ウェブの剪断を約 1 割過小評価しているためと考えられる。

以上の 5 種のうち (G) が一応適当と考えられる。

1.2.5 縦肋骨心距と横桁心距

工作を簡単にするためには部材数をできるだけ少なく設計することが有効で、この見地からは、横桁および縦肋骨の心距はできるだけ大きくすることが望まれる。

しかし L/D がある程度小となると、横桁心距を大きくすると縦肋骨の断面積が増大するため、通常の縦肋骨心距では船底外板を最小板厚としても、船底における断面係数は過剰となり船殻重量の増大となることがある。

このためこれらのかねあいを求めることが船殻設計の要點の一つとなつてゐる。

試設計船の原案に対し N K 規則を適用して検討したところによると

縦肋骨心距 800mm に対して横桁心距 $4,600 \sim 4,900\text{mm}$

" 900mm " $4,100 \sim 4,900\text{mm}$

の対応が適当であることが確認された。横桁の心距を $5m$ 程度とした場合の縦肋骨の挫屈についても検討されたが、相隣れるスパン間の荷重に 20% の差があつても、細長比が約 90 以下では弾性範囲内では挫屈せず端部が先に降伏する。N K 規則によると細長比は甲板で約 50 、船底で約 17 あるので、この端部降伏を基準とすると許容圧縮応力は降伏応力から最大曲げ応力を差し引いたものと近似的に一致し、大体 1.7kg/mm^2 前後となり、さらに腐食予備厚を差し引いて計算すると約 1.5kg/mm^2 となり、縦強度の許容応力の考え方と大体一致する。

また、船底外板の最小板厚に関しては、N K 規則においては、トレスカの塑性法則を用いて、横桁と縦肋骨に閉まれた矩形板の長辺の中央が塑性ヒンジの条件をみたすときを基準としているが、ミーゼスの法則により計算しなおすと、 $t = 1.91s + 3.0$ (s : 縦肋骨心距) さらに水圧を受ける板の挫屈から次式が提案された。

$t = 2.05 + 3.0$ (ただし中性軸は $D/2$ にあるとして) すなわち、 $s = 900\text{mm}$ で N K 規則に比べて約 15% 減が期待できる。

12.6 船殻重量と主要寸法

船殻重量は船体主要寸法により大きく支配される。本試設計原案の船 ($L \times B \times D \times d \times c_b \times c_w = 220 \times 31 \times 19 \times 14 \times 0.81 \times 0.87$) を基準とし、N K 規則に準拠して主要寸法の各要素を変化させて設計を行ない、中央部重量を計算し、全船殻重量を推定し、各寸法の影響の度合を調べた。

L 、 B 、 D 、 d 、 s の各要素を各 $\pm 1\%$ 変化させると約 $\pm 2.0\%$ 、 $\pm 0.75\%$ 、 $\pm 0.25\%$ 、 $\pm 0.2\%$ 、 $\pm 0.4\%$ だけ船殻重量が変化する。

また、第1次分担設計における検討の結果、縦および横強度部材の所要寸法が変わつたり、新しい構造法がとられた場合、重量の修正が行ないやすいように縦強度部材、横強度部材および隔壁にわけ計算を行なつた。

中央部重量に対して占める割り合は原案の寸法およびタンク配置 (タンク長さ $33.6m$) で縦強度部材約 7.2% 、横強度部材約 1.7% 、隔壁および制水隔壁約 1.1% の割りである。

さらに、荷油タンク容積一定、または載貨重量ほぼ一定の条件で船殻重量に有利な船型を求めるため5種の船型につき設計を行ない重量比を求めたのでつきの表に示す。

船殻重量の比較

| L (m) | B (m) | D (m) | d (m) | c_b | c_w | 中央部単位 長さ当たりの 重量 (%) | 全船殻重量 (%) |
|------------|------------|------------|------------|-------|-------|---------------------------|--------------|
| 210 | 31.7 | 19.45 | 14.12 | 0.81 | 0.87 | 9.54 | 9.3 |
| 220 | 33.7 | 17.50 | 12.68 | " | " | 10.45 | 10.4 |
| " | 31.0 | 19.00 | 13.81 | " | " | 10.0 | 10.0 |
| " | 28.7 | 20.50 | 14.92 | " | " | 9.73 | 9.7 |
| 230 | 30.3 | 18.60 | 13.53 | " | " | 10.26 | 10.6 |

注; $L \times B \times D = \text{一定}$ タンク・フリー・ボードを採用

1.2.7 タンク内防食

油送船荷油タンクの腐食現象は複雑であり、これに関する定量的な資料もごく少ないので、他の船体部に比して腐食の激しいことは明らかである。これら腐食の防止についてわが国では大多数の油送船が電気防食をタンクに施工していることが調査の結果明らかになつたので、本試設計船に対しても電気防食を中心とし、併せて他の防食法を検討した。

検討に先立ち、航海日数を往航16日、復航18日と考え一般配置原案によりタンクの用途は固定されるものとし、荷油専用タンクは腐食がごく少ないと考え、防食を行なわぬこととした。

電気防食法としても、マグネシウム、アルミニウム、亜鉛などの陽極が考えられるがバラスト兼用荷油タンクには従来より実績も多く兼用タンク用として性能も安定していると考えマグネシウム陽極をえらび、大型陽極を採用することによつて他の陽極に対する価格面の不利を補うこととした。

バラスト専用タンクには原油油膜付着による性能低下の程度が小さいので、価格の安いアルミニウム陽極をえらんだ。タンク天井部に対しては、電気防食の効果はほとんど期待できないので、防食対象範囲をタンク天井部を除く全面積とし、腐食予備厚を考慮して防食率90%程度を狙い、防食電流密度をクリン・バラスト・タンク 130mA/m^2 、ダーティ・バラスト・タンク 100mA/m^2 、バラスト専用タンク 80mA/m^2 とした。

塗装による防食法として、現在ではバラスト兼用荷油タンクに対し、実績のある塗料はないため、バラスト専用タンクを対象として検討した。塗料としては性能、価格の面からコールタール・エポキシ樹脂塗料を対象とした。塗料には塗料時の作業条件によって性能が低下するおそれがあり、塗装のみによる場合、塗膜劣化部の補修が实际上困難なため、亜鉛陽極による電気防食を併用することを検討した。その方法として建造時に塗装をタンク内全面に行ない、電気防食電流密度を建造時より3年目まで 15mA/m^2 、3~6年 30mA/m^2 、6~10年 50mA/m^2 とし、タンク底部および周囲壁の塗膜劣化部を防食するものとしたが、検討の結果電気防食法単独の場合に比し性能の向上は期待できるが経済的に不利である。

13.1 ウイングタンクの構造

構造上横隔壁の必要性について検討を行なつたが、横隔壁は倉口の開閉に対する補強としては必要がないという結論を得た。すなわち倉口の開閉量は2重底の剛性に左右され、横隔壁による影響は少ないと明らかになつた。しかし計算によればウイングタンクの剪断変形を防ぐためには横隔壁は有効という結果を得ている。

また制水隔壁は必要なしという結論を得たが、これは普通のトランスバース・リングが制水作用をもつてゐるので、さらに制水隔壁を設けても顕著な制水効果の上昇は期待できないためである。このように制水隔壁が不要になれば、水平桁を主桁にするとそのスパンが長くなり、堅桁を主桁とする構造の方が有利となる。堅桁を主桁とする構造におけるストラットの数について検討した結果、ストラット1本の場合が最も有利であることがわかつた。

○ 支材構造の検討

鉱石運搬船の舷側タンクの重量に、影響を及ぼす1因子として支材の本数と重量の関係を検討してみる。原案の試設計船を対象として下記の仮定により計算を行なつた。すなわち船側タンクの幅を B_s 、船の深さを D とし、 $D + B_s = \text{一定 } D / B_s$ を変化させ、支材なし、支材1、2、3の構造につき重量検討を行なつた。

| | B_s | D | D/B_s | 備考 |
|--------|-------|------|---------|----|
| Case 1 | 10.3 | 18.5 | 1.8 | |
| Case 2 | 9.1 | 19.1 | 2.17 | 原案 |
| Case 3 | 8.0 | 20.8 | 2.6 | |

(単位m)

設計にあたつては下記の寸法は各 Case 共一定とした。

| | |
|------------|-----------|
| 横肋骨心距 | 4.000 m |
| 船底縦通肋骨心距 | 0.875 m |
| 船側 " " | 0.800 m |
| 甲板下横桁ウェブ深さ | 1.200 m |
| 船底横桁ウェブ深さ | 2.000 m |
| 肘板 | 1.800 m R |

支材の寸法はNK規則により、 $\ell/k < 0.6$ で決定した。すなわち

$$A = 1.1 s b h$$

$$I = 3.056 s b h \ell^2$$

$$t_w = 15.26 d$$

| | |
|-----------------|---------------|
| ただし Aは支材の断面積 | cm^2 |
| Iは支材の断面2次モーメント | cm^4 |
| t_w は支材のウェブ厚さ | mm |
| ℓ は支材の長さ | m |
| dは支材のウェブ深さ | m |

重量計算結果を図13.1に示す。 D/B_s が1.8以下の場合は支材なし構造が重量的に有利であり、支材構造の場合、 D/B_s に関係なく支材数1が最も軽い。

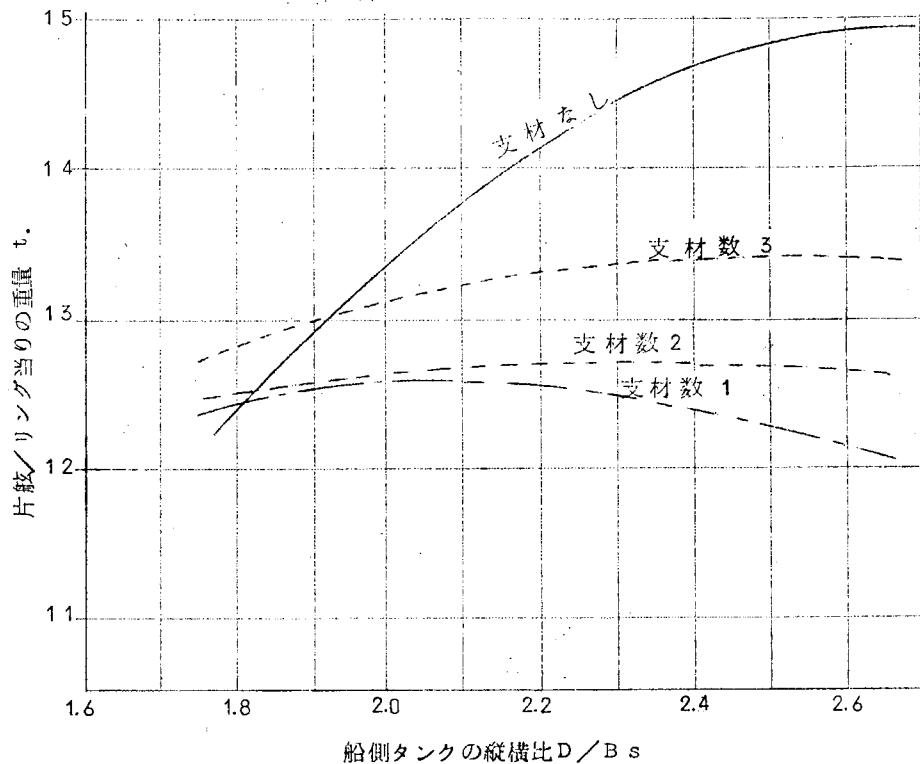


図 13.1

13.2 塑性設計について

ウイングタンク内のトランスバース・リング構造の強度を検討するとともに、単純梁の強度について、弾性、弾塑性、塑性設計の3つの方法で従来の構造につき検討を行なつた。その結果上記の設計法の考え方を船殻構造に適用するためには、さらに次の問題点を明らかにしなければならない。

- 塑性挫屈に対するスチフナの効果（曲げ、圧縮、剪断およびそれらの組み合わせに対して、また γ_{min} について）
- 板の塑性域での有効幅の評価
- 深い梁および梁の結合部の強度ならびに回転容量（静的荷重および繰り返し荷重に対して）
- 船体の剛性の制限に対する考慮（振動および変形に対して）
- 塑性関節の位置の決定
- ウエブにスチフナのない構造の検討
- 梁の局部挫屈後の挙動
- 組み合わせ応力に対する許容応力の検討（曲げ、圧縮、剪断およびそれらの組み合わせについて）

資料 1.4. W.T. の L.P. 法による M.W.D.

1.4.1 序

W.T. を構成する部材の断面の全塑性モーメントと、単位長さあたりの重量が線型関係にあるものと仮定して、W.T. の最小重量設計に Linear Programming を応用する。

一般的方法の目安として、図 1.4.1 に示すような外形状および荷重の場合に E.G. を用いて、数値計算を行なつた。

仮 定

- I) 枠構造の部材は、すべて梁とみなしえるものとし、またその全塑性モーメントに及ぼす剪断力その他の影響は無視する。
- II) W.T. は 4 閣で支持されている。
- III) 分布荷重による関節は、径間の中央ないしは、材端にできる。
- IV) Strut のある場合には、Strut には関節はできない。
- V) Strut は等間隔に入れる。
- VI) 枠構造の部材は、隅部から隅部まで、同一断面とする。
- VII) 部材の全塑性モーメントと、単位長さあたりの重量は、線型関係にある。

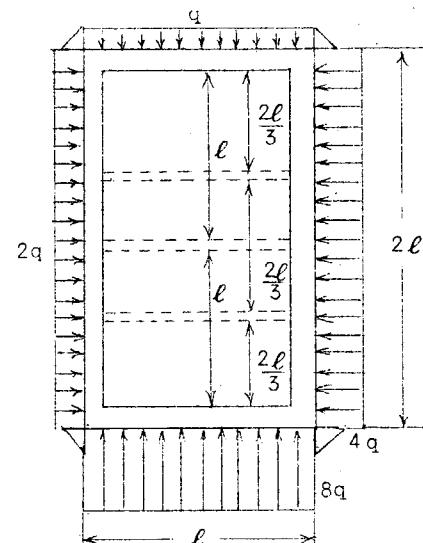


図 1.4.1

1.4.2 計 算

目的函数： $W = (M_1 \ell + 2M_2 \ell + M_3 \ell + 2M_4 \ell) G + \text{Const.}$

$$m_1 = \frac{M_1}{9\ell^2}$$

$$W = m_1 + 2m_2 + m_3 + 2m_4$$

条件式： 自由度 1 の各崩壊形式において
内力仕事 \geq 外力仕事とした式

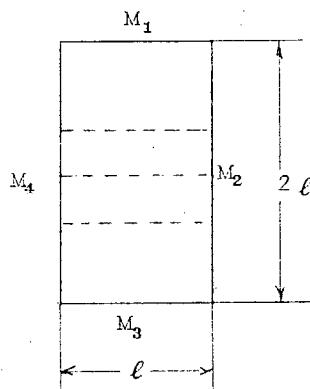


図 1.4.2

(1) Strut が無い場合

条件式： 総 数 4 5 個

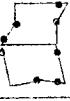
| | | |
|---|--|------------------------|
| 1 | | $m_1 + 2m_2 + m_3 = 4$ |
| 2 | | $2m_3 = 1$ |
| 3 | | $3m_3 + m_4 = 2$ |
| 4 | | $2m_4 = 1$ |

| | | |
|---|---|------------------|
| 5 |  | $m_3 + 3m_4 = 2$ |
|---|---|------------------|

$$m_1 + 2m_2 = \frac{7}{2} , \quad m_3 = m_4 = \frac{1}{2} , \quad \frac{1}{2} \leq m_1 \leq \frac{7}{6} \quad W_{\min} = 5.0$$

(2) Strut 1本の場合

条件式： 236個

| | | |
|---|---|------------------------------------|
| 1 |  | $2m_1 + 5m_2 + 2m_3 + 5m_4 = 5.5$ |
| 2 |  | $2m_1 + 3m_2 + 4m_3 + 5m_4 = 5.5$ |
| 3 |  | $5m_1 + 5m_2 + 2m_3 + 2m_4 = 5.25$ |
| 4 |  | $5m_1 + 3m_2 + 4m_3 + 2m_4 = 5.25$ |

$$0.071429 \leq m_1 \leq 0.125000$$

$$m_2 = m_3 = 0.726191 - m_1$$

$$m_4 = 0.083353 + m_1$$

$$W_{\min} = m_1 + 2m_2 + m_3 + m_4 = 2.345239$$

I) 下界の Check

$$2m_1 + 5m_2 + 2m_3 + 5m_4 = 5.5 : \times \theta_1$$

$$2m_1 + 3m_2 + 4m_3 + 5m_4 = 5.5 : \times \theta_2$$

$$5m_1 + 5m_2 + 2m_3 + 2m_4 = 5.25 : \times \theta_3$$

$$5m_1 + 3m_2 + 4m_3 + 2m_4 = 5.25 : \times \theta_4$$

$$\therefore m_1 (2\theta_1 + 2\theta_2 + 5\theta_3 + 5\theta_4) +$$

$$m_2 (5\theta_1 + 3\theta_2 + 5\theta_3 + 3\theta_4) +$$

$$m_3 (2\theta_1 + 4\theta_2 + 2\theta_3 + 4\theta_4) +$$

$$m_4 (5\theta_1 + 5\theta_2 + 2\theta_3 + 2\theta_4) =$$

$$5.5\theta_1 + 5.5\theta_2 + 5.25\theta_3 + 5.25\theta_4$$

$$\theta_1 = \frac{1}{42}, \quad \theta_2 = \frac{2}{42}, \quad \theta_3 = \frac{1}{42}, \quad \theta_4 = \frac{1}{42} \quad \text{とすれば}$$

$$m_1 + 2m_2 + m_3 + 2m_4 = 2.345239$$

II) 上界の Check

釣合式より、モーメント分布を計算すると、図1.4.3に示すような静的許容な分布が得られるから、解は最小重量の上界である。

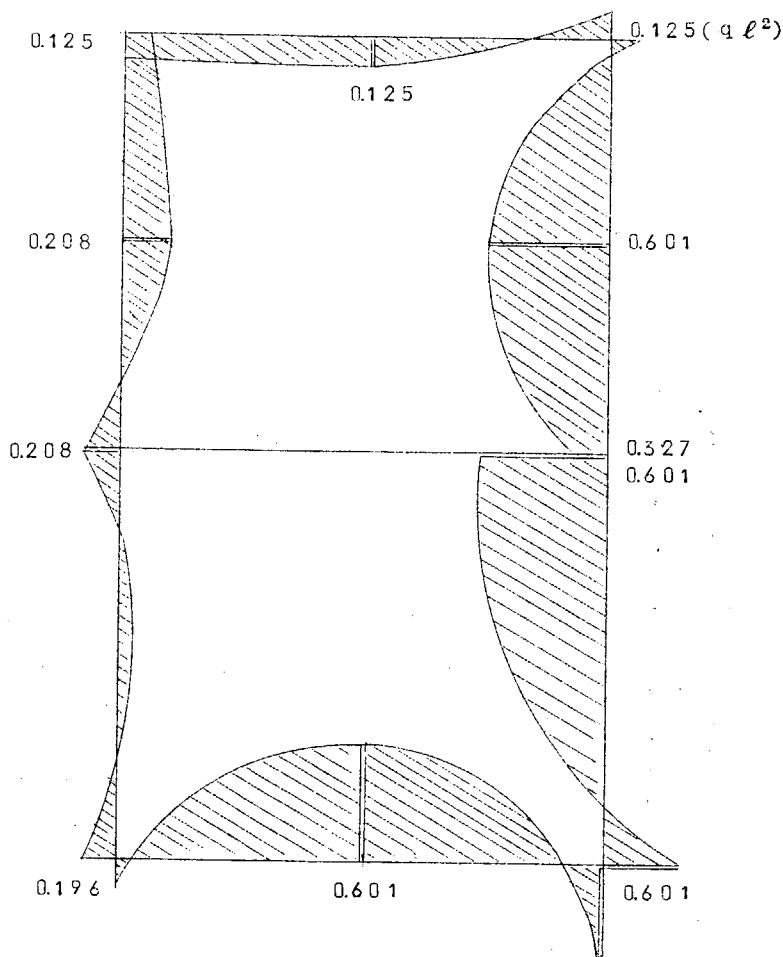


図 14.3 1本Strut の場合のモーメント分布図（1例）

(3) Strut 2本の場合

条件式： 322個

| | | |
|---|--|---------------------------------------|
| 1 | | $m_1 + 4m_2 + 2m_3 + 5m_4 = 4$ |
| 2 | | $4m_1 + 3m_2 + 5m_4 = 2.25$ |
| 3 | | $4m_1 + 4m_2 + 2m_3 + 2m_4 = 4.02778$ |
| 4 | | $m_1 + 3m_2 + 8m_4 = 2.22222$ |

$$m_1 = 0.009261 + m_4$$

$$m_2 = 0.737653 - 3m_4$$

$$m_3 = 0.520064 + 3m_4$$

$$0.05555 \leq m_4 \leq 0.111110$$

$$W_{min} = 2.004630$$

i) 下界のCheck

$$m_1 + 4m_2 + 2m_3 + 5m_4 = 4 : \times \theta_1$$

$$4m_1 + 3m_2 + 5m_4 = 2.25 : \times \theta_2$$

$$4m_1 + 4m_2 + 2m_3 + 2m_4 = 4.02778 : \times \theta_3$$

$$m_1 + 3m_2 + 8m_4 = 2.22222 : \times \theta_4$$

$$m_1 (\theta_1 + 4\theta_2 + 4\theta_3 + \theta_4) +$$

$$m_2 (4\theta_1 + 3\theta_2 + 4\theta_3 + 3\theta_4) +$$

$$m_3 (2\theta_1 + 2\theta_3) +$$

$$m_4 (5\theta_1 + 5\theta_2 + 2\theta_3 + 8\theta_4) =$$

$$4\theta_1 + 2.25\theta_2 + 4.02778\theta_3 + 2.22222\theta_4$$

$$\theta_1 = \frac{1}{3}, \quad \theta_3 = \frac{1}{6}, \quad \theta_2 = \theta_4 = 0 \quad \text{とすれば}$$

$$m_1 + 2m_2 + m_3 + 2m_4 = 2.004630$$

14.5 比較

崩壊形式の決定のさい、Strutには関節ができないと仮定したので、此の条件を満たすと思われるいくつかの方法を用いて、StrutのWeightを推定し、枠構造のweightに加算して構造全体のWeightを求め、比較する。

Strutのモーメントを m_5 とする。

全体のWeightを W_0 とする。

$$\text{Strutなし} \dots \dots \dots W_0 = W_{\min.}$$

$$\text{Strut 1本} \dots \dots \dots W_0 = W_{\min.} + m_5$$

$$\text{Strut 2本} \dots \dots \dots W_0 = W_{\min.} + 2m_5$$

$$(1) m_5 = \max. (m_1, m_2, m_3, m_4)$$

$$(2) m_5 = \max. (m_2, m_4)$$

$$(3) m_5 = 1 \text{端} m_2, \text{他端} m_4, \text{途中は直線状にテープをつける、やえに変断面となる。}$$

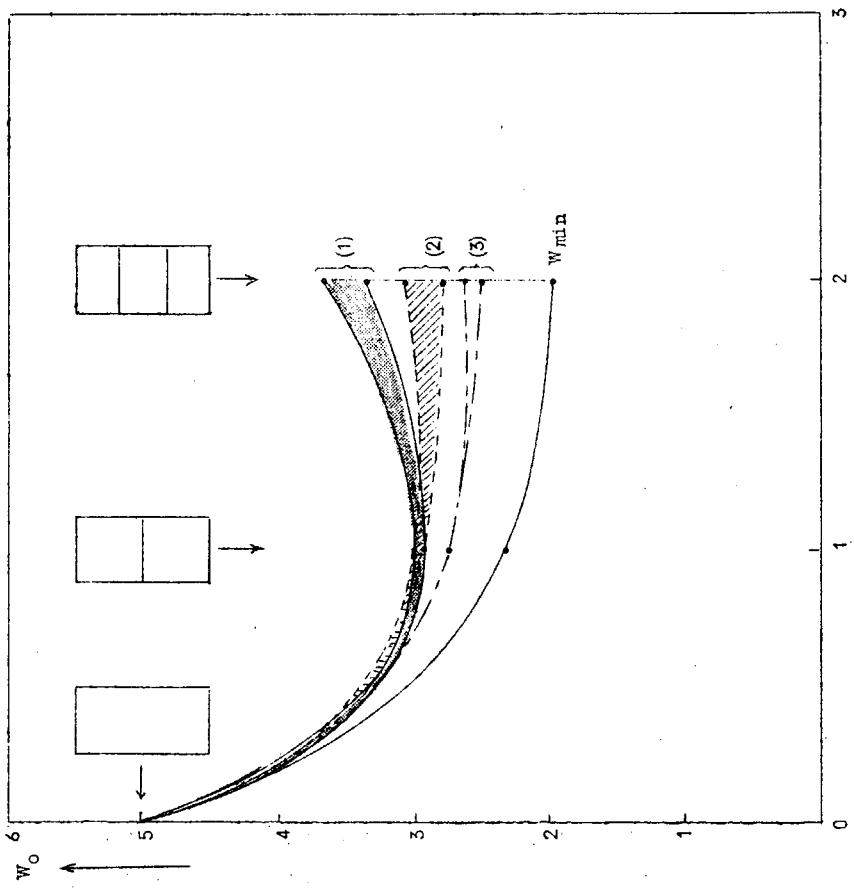


図 14.5 Strut の本数による重量の変化

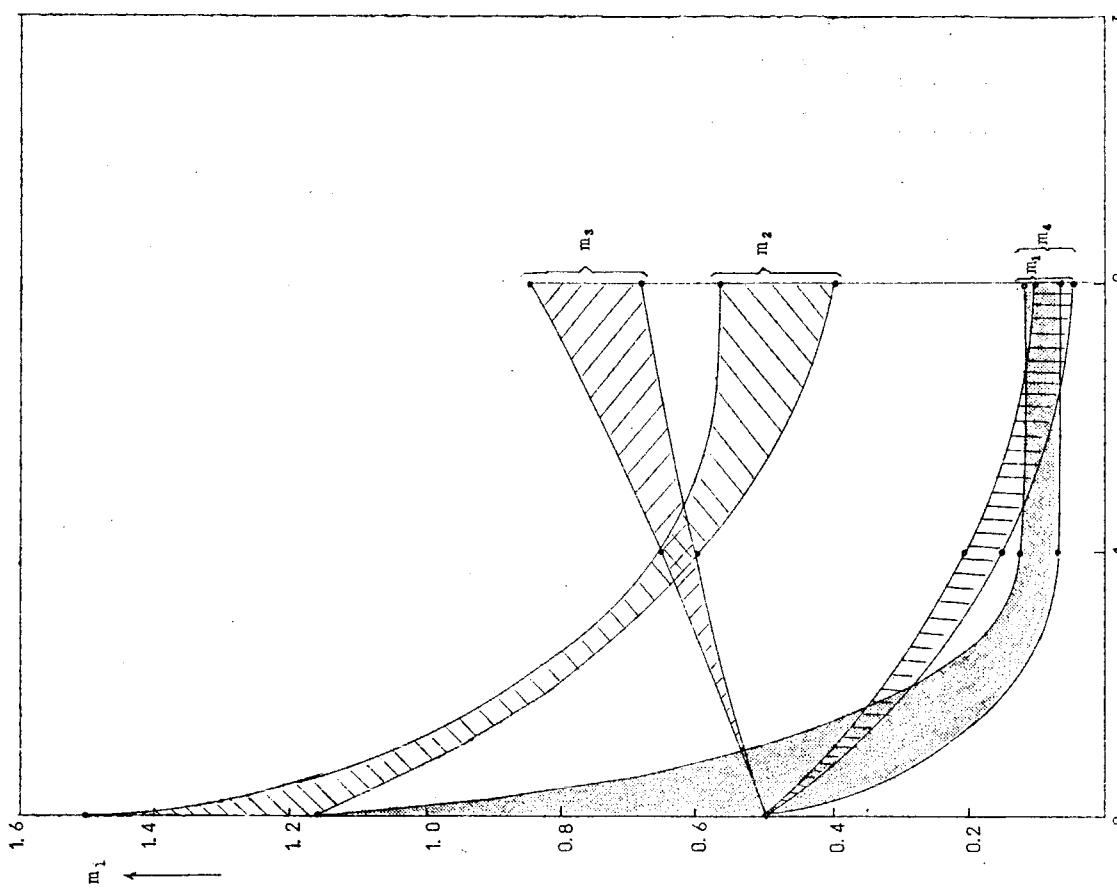


図 14.4 Strut の本数による各部材モーメントの変化

資料17. 横強度における高張力鋼の利用の問題点

17.1 横隔壁

異状荷重として浸水時の隔壁強度をとり、膜力が降伏点設計（例えば降伏点の $\frac{2}{3}$ ）で定められるときは高張力鋼利用が考えられる。（振動なども1つの問題点）

17.2 プラケット

ラーメン構造は弾性設計または塑性設計のいずれで行なわれてもプラケットの設計基準はあまり明確でない。プラケットの作用は弾性的なモーメントの伝達（これならば小型でもよい）がまず必要。ラーメンに異常荷重が働くときにプラケットが崩壊してはラーメンの最終荷重が保てないので、適当な回転能力が必要である。建築においても、ラーメンの継手部ではかなりの変形に対し亀裂が発生しないことが要求されている。

高張力鋼をプラケットに利用し回転能力の高い構造を開発する必要がある。

17.3 トランス

塑性設計的な見方ではトランスのウェブは、厚く、背を低くすることになる。このとき、ウェブを軟鋼とし、フランジに高張鋼を用いた混用梁とすると経済的に有利になると考えられる。（混用梁の研究が必要）

資料 20 粘着力のない土の土圧 (土木設計便覧による)

深さ h の点における粘着力のない土の土圧強度

2.0.1 クーロンの主働土圧強度

壁の後の楔形の土塊 OAB がその重量 W によって下に押込まれる場合

$$P = K \gamma h \quad (1)$$

$$K = \left\{ \frac{\operatorname{cosec} \beta \sin(\beta - \varphi)}{\sin(\varphi' + \beta) + \sqrt{\frac{\sin(\varphi + \varphi') \sin(\varphi - i)}{\sin(\beta - i)}}} \right\}^2 \quad (1 \cdot 1)$$

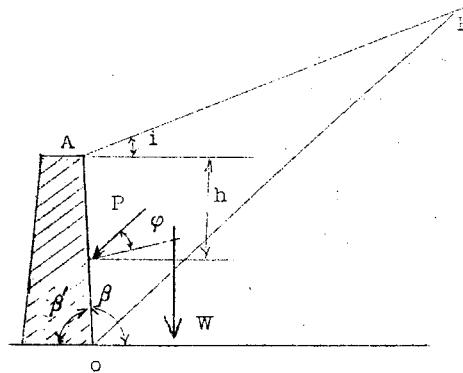
γ : 鉱石(土)の単位体積当り重量

β : 壁面と水平面のなす角

φ : 鉱石の内部摩擦角

φ' : 鉱石と壁面の間の摩擦角(壁の垂線と土圧方向との挾角)

i : 鉱石の表面と水平面のなす角



2.0.2 クーロンの受働土圧強度

壁によって土塊のOABが上に押上げられる場合

$$P = K' \gamma h \quad (2)$$

$$K' = \left\{ \frac{\operatorname{cosec} \beta \sin(\beta + \varphi)}{\sin(\varphi' - \beta) - \sqrt{\frac{\sin(\varphi + \varphi') \sin(\varphi + i)}{\sin(\beta - i)}}} \right\}^2 \quad (2 \cdot 1)$$

$\gamma, \beta, \varphi, \varphi', i$: 上記 1 と同様

2.0.3 ランキンの主働土圧強度

ランキンの土圧理論は無限に拡がっている地層中の力学的平衡状態を考えたもので、

これによつて求められる土圧は壁面に作用する。

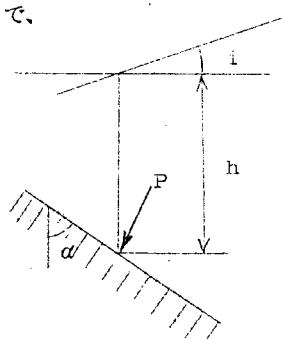
土圧とは異なるが、次式で与えられるものとしている。

$$P = A \gamma h \quad (3)$$

$$A = \frac{\cos^2(\alpha - i)}{\cos^2 \alpha} \frac{\cos i - \sqrt{\cos^2 i - \cos^2 \varphi}}{\cos i + \sqrt{\cos^2 i - \cos^2 \varphi}} \quad (3 \cdot 1)$$

γ, φ, i : 上記 2.0.1 と同様

α : 壁面と鉛直線の挾角



2.0.4 ランキンの受働土圧強度

$$P = A' \gamma h \quad (4)$$

$$A' = \frac{\cos^2(\alpha - i)}{\cos^2 \alpha} \frac{\cos i + \sqrt{\cos^2 i - \cos^2 \varphi}}{\cos i - \sqrt{\cos^2 i - \cos^2 \varphi}} \quad (4 \cdot 1)$$

γ 、 φ 、 i ：上記2.0.1と同様

α ：上記2.0.3と同様

地表面が水平の場合と考慮すると $i = 0$ 、また $\varphi' = 0$ （ただし、ランキンの式中には含まれていない）のときを考えると、クーロンの主、受働土圧係数 K 、 K' ならびにランキンの主、受働土圧係数 A 、 A' はそれぞれ次のように表わされる。

$$K = \frac{\sin^2(\beta - \varphi)}{\sin\beta(\sin\beta + \sin\varphi)^2} \quad (1 \cdot 2)$$

$$K' = \frac{\sin^2(\beta + \varphi)}{\sin\beta(\sin\beta - \sin\varphi)^2} \quad (2 \cdot 2)$$

$$A = \tan^2(45^\circ - \frac{\varphi}{2}) \quad (3 \cdot 2)$$

$$A' = \tan^2(45^\circ + \frac{\varphi}{2}) \quad (4 \cdot 2)$$

$\beta = 90^\circ$ のときは (1・2) 式は (3・2) 式に、(2・2) 式は (4・2) 式にそれぞれ一致するから、垂直壁のときはクーロンとランキンとは等しい土圧値を与える。

しかし、壁面が傾斜すると異なつた結果を与える。壁面の傾斜角 β と鉱石の内部摩擦角 φ に応じ、(1・2) (2・2) の両式がどのように変るかを図 2.0.1 に示した。

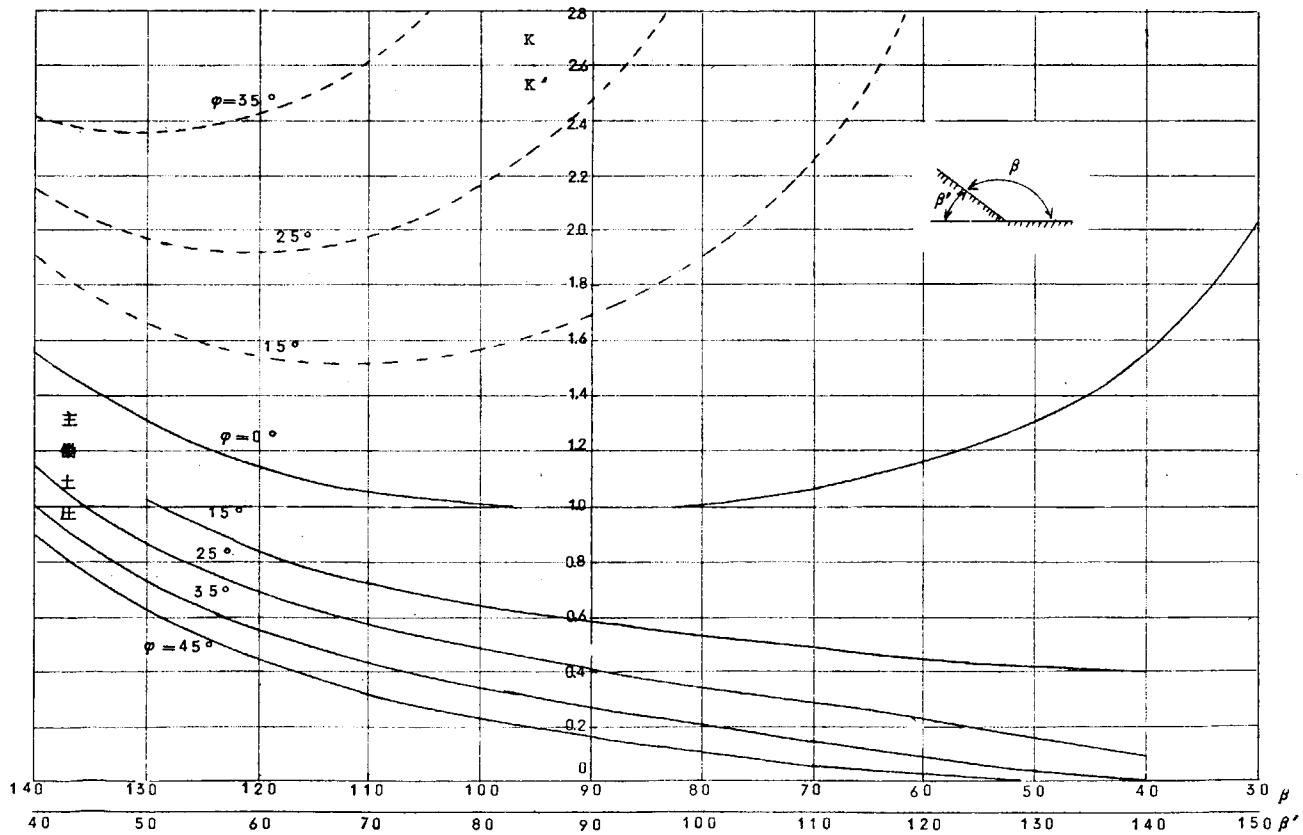


図 2.0.1 クーロンの土圧係数

資料 2.1 水圧変動

水圧変動の基準的な場所として船底部を考える。図 2.1.1 にタンク実験における波浪中の模型の船底中心線上における水圧の最大値から最少値までの変動 ΔP と規則波の波高 H_w の比を示す。なお同図は波長が船長に等しいときである。

図示されるように普通の商船では中央部で低速時の $\Delta P / H_w$ は 0.3 程度で、高速時で 0.7 程度になる。前後部で縦揺れのため変化し、船首部では増加して高速時で 0.9 位になる。

図 2.1.2 に Ocean Vulcan 号の実船実験結果の一部を示す。測定位置は船体中央の後方約 0.19 L で実測値と波面上点の位置から計算で求めた静水圧およびスミス修正を行なつたものを示す。図で水圧変動の実測値は計算値に比べて非常に小さいことがわかる。またこのときの船側における波面上昇は波高とは必ずしも同じではなく、一般に異なる。

次に、船側における水位の変動と波高、波長との関係を考察する。

波長 L_w 、波高 H_w の正弦波の中にある箱舟の長さを L とすると、船体運動の加速度、速度を無視し、浮力と重力のつりあいから浮上がりの変動を求める。波頂が船体中央にきたときの船体の浮上がり量 Z は、

$$Z = \frac{H_w}{2\zeta} \sin \zeta \quad (1)$$

$$\text{ただし, } \zeta = \pi L / L_w$$

このときの波頂は静水面から $H_w / 2$ であるから、波頂は船の最初の吃水線から、

$$\frac{H_w}{2} - Z = \frac{H_w}{2} \left(1 - \frac{1}{\zeta} \sin \zeta \right) \quad (2)$$

だけ上にあり、したがつて船側における水位変動 H_s は 2 倍にして

$$H_s = H_w \left(1 - \frac{1}{\zeta} \sin \zeta \right) \quad (3)$$

となる。

図 2.1.3 に L_w / L に対して H_s / H_w 自乗、すなわち波面上昇の応答関数を示す（実線）、図によれば $L = L_w$ が $H_s = H_w$ となり波長が長くなると、 H_s は小さくなる。

また、同図中の点線は模型実験による H_s / H_w の値を示すが、これによると速度が増すにつれて H_s / H_w は増加するが、上記の近似計算値はほぼ平均値を示している。

以上のことから船体中央における船底の水圧変動を概念的に書くと図 2.1.4 に示すようになる。上方の図は船体から離れた点の波高の変動 H_w を示す。中央の図は船側における水位の時間的変動 H_s を示し、 H_s は H_w に比べて波長が短いときは大きく、波長が長いときは小さい。図 2.1.4 は船底の水圧変動を示し、水頭で表わすと H_s よりかなり小さいことになる。水圧変動の小さい理由は、波頂が船体中央にきたとき（図の A）、水と船体との相対的な加速度は最大となり、水に対する船体の沈下が最大となる。このとき水の見掛けの質量による力が船底に下向き方向に働き、水圧を減ずる作用をし、波底が船体中央にきたときは逆の作用があるためと考えられる。

船体中央における水圧変動と波長の関係についてのタンク実験によると、図 2.1.5 に示すように $\Delta P / H_w$ は低速では短い波で最大となり、高速では $L = L_w$ 前後で最大値を示し、その値は小さく 0.2 ~ 0.4 程度である。

以上のことから船体中央の船底における水圧は、吃水 d で波長波高比 $1/20$ の波で、波長が船長に等しい場合が severe であるから、水頭にして、

$$H = d + \beta \frac{L}{40} \quad (4)$$

となる。ここで β は 0.3 ~ 0.5 程度となる。また船首部ではさらに増大する。しかし実際の海面における統計的な考慮をし、異状値を考えさらに中央部 $L / 2$ より前方における縦揺れを考えれば、縦強度の波浪の基準として $L / 20$ の波高を考えた

と同様に、標準計算の水頭は、

$$H = d + \frac{L}{40} = d + 0.025L \quad (5)$$

を採用すればよいと考える。

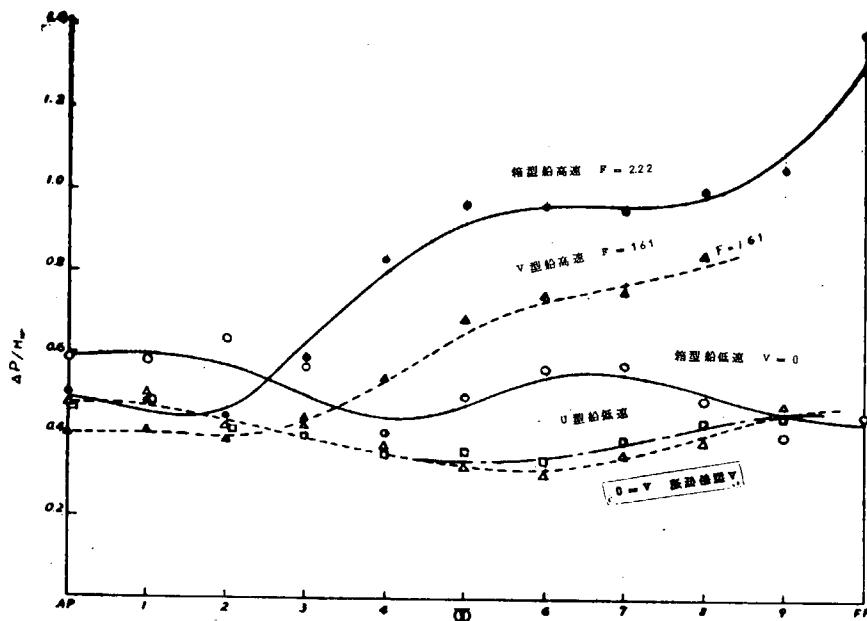


図 2.1.1 タンク実験による水圧変動と波高の比の分布
(船底水圧)

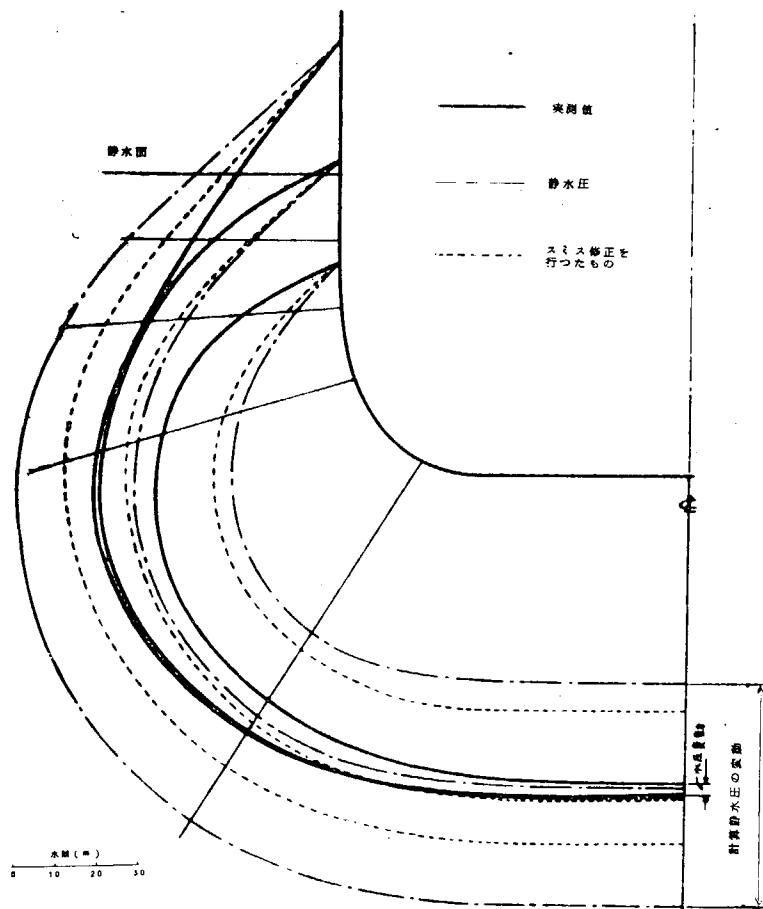


図 2.1.2 Ocean Vulcan号の水圧分布

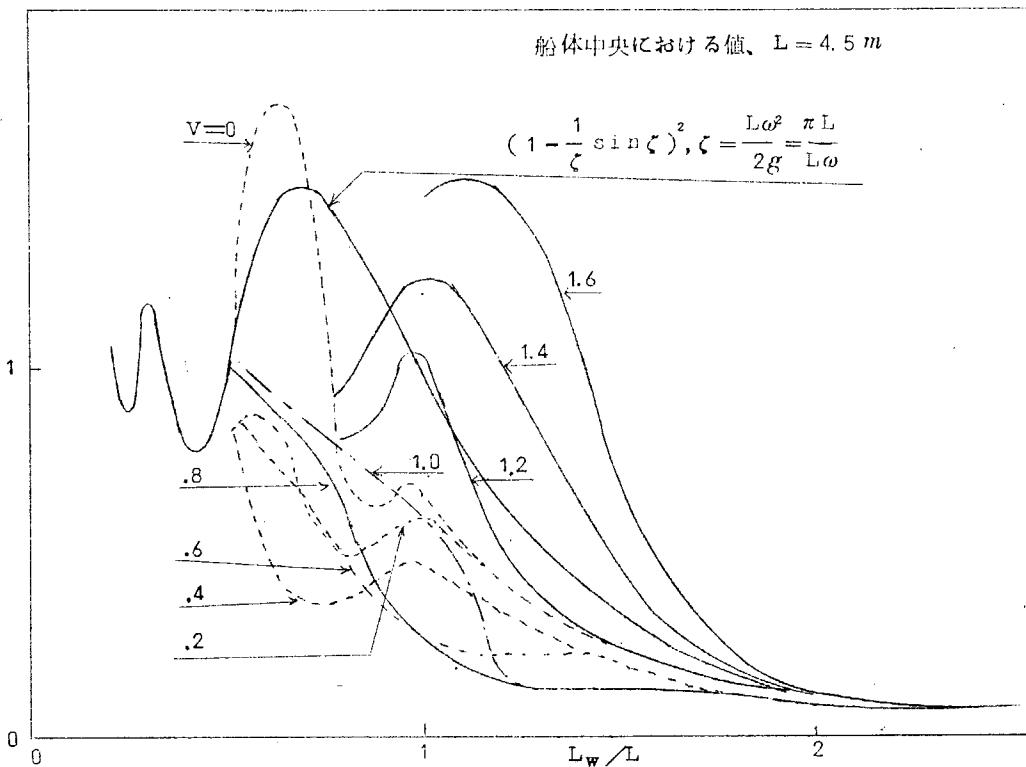


図 2.1.3 タンク実験による波面上昇

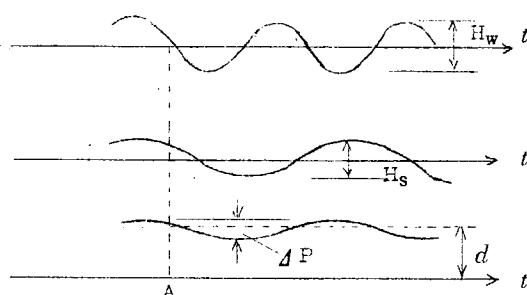


図 2.1.4 水位および水圧変動

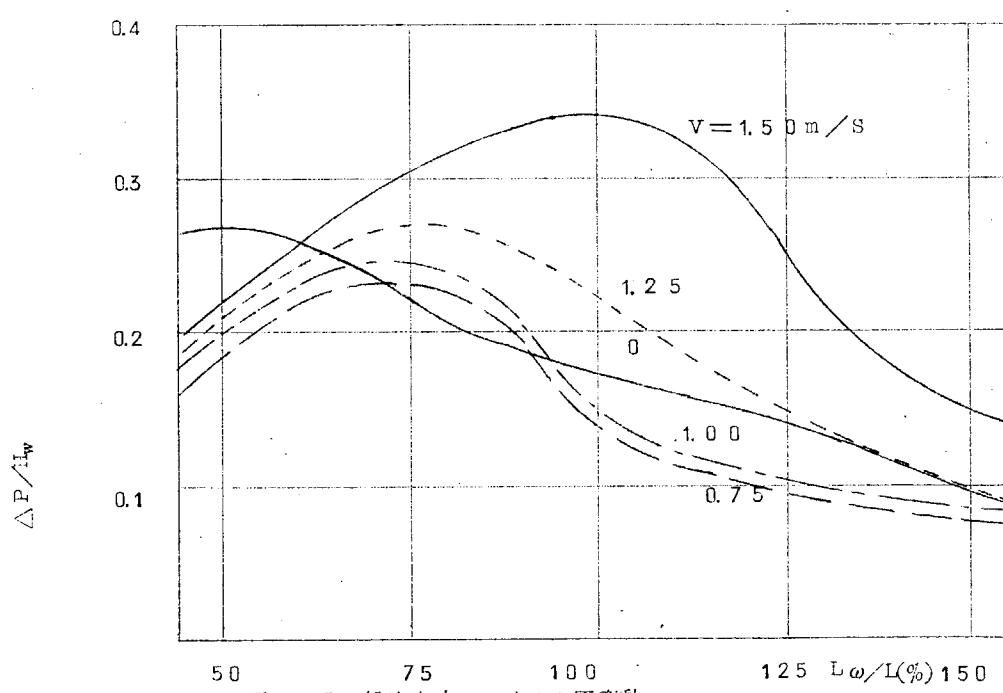
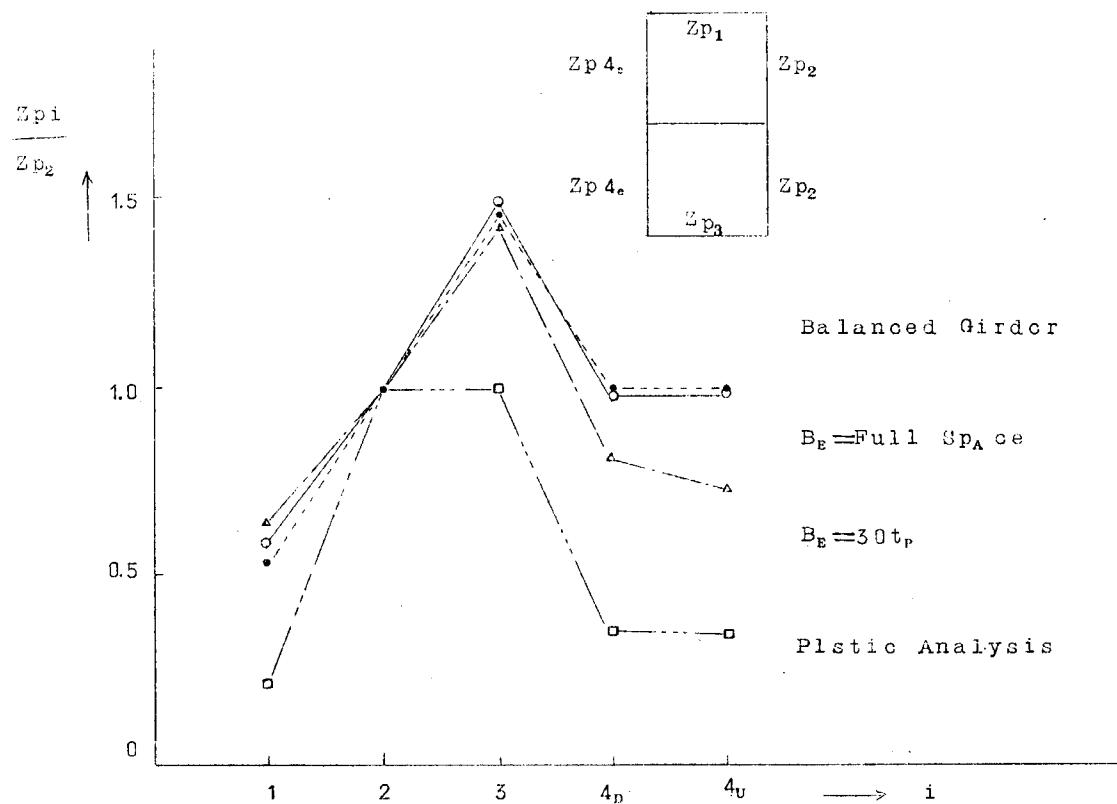


図 2.1.5 船体中央における水圧変動

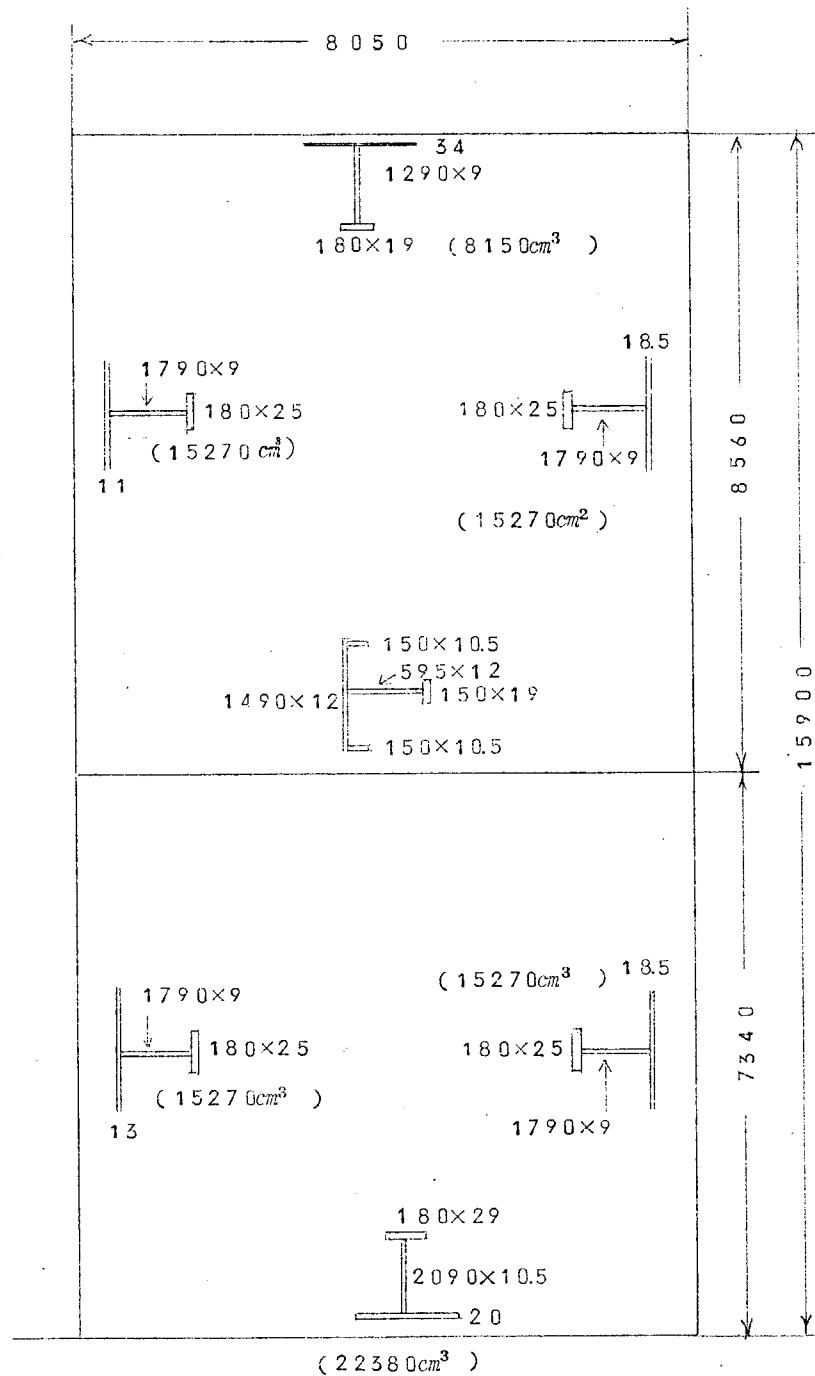
資料23. Ore Carrier Wing Tank の M_p 分布の1例

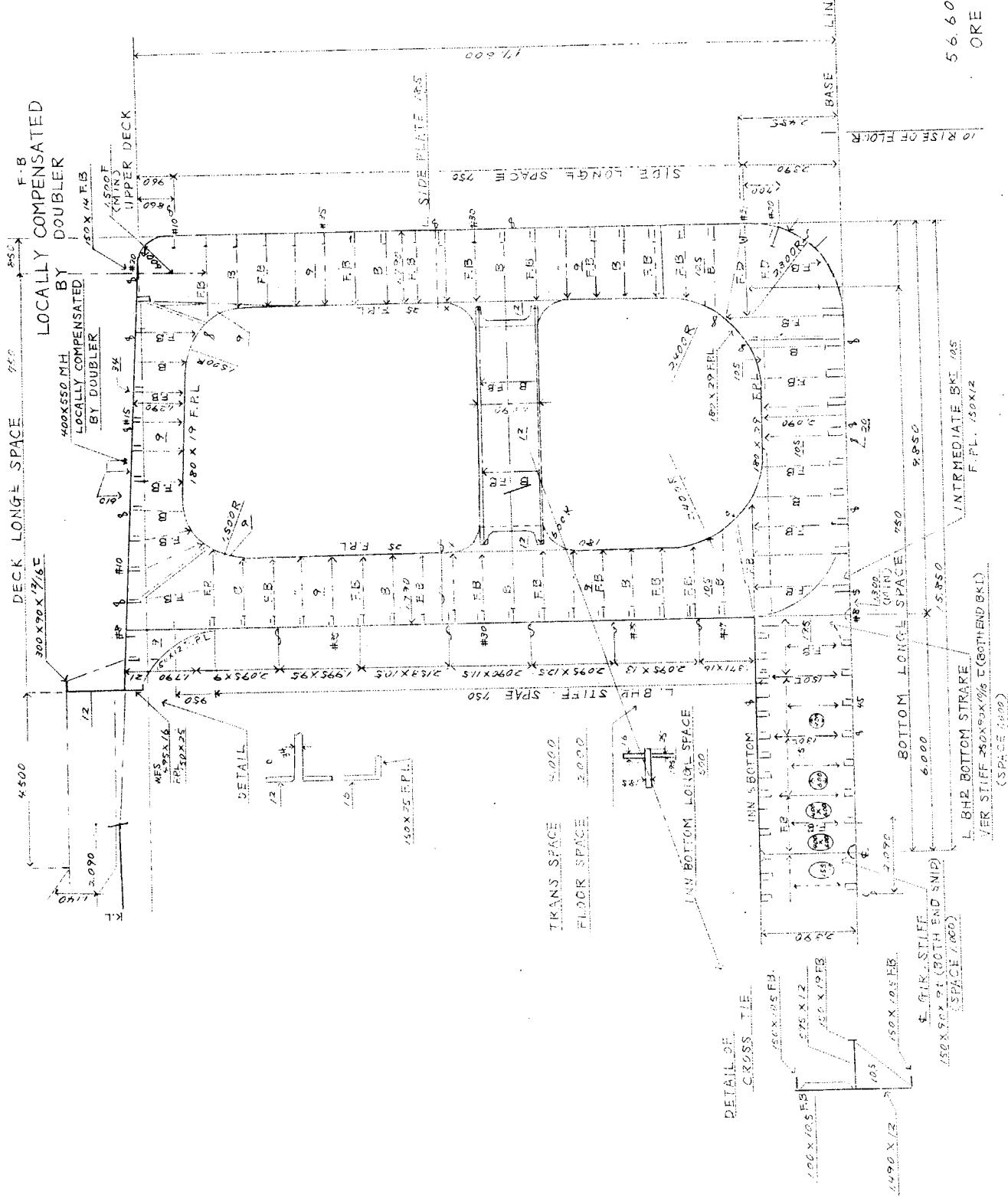


| | $B_E = \text{Full Space}$ | Balanced Girder | $B_E = 30t$ | Plastic Analysis |
|--------------|---------------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| Z_{p_1} | 13410 cm^3 | 8150 cm^3 | 12510 cm^3 | 4649 cm^3 |
| Z_{p_2} | 23040 | 15270 | 19650 | 22360 |
| Z_{p_3} | 34570 | 22380 | 28570 | 22360 |
| $Z_{p_{4L}}$ | 22810 | 15270 | 15870 | 7747 |
| $Z_{p_{4U}}$ | 22740 | 15270 | 14550 | 7747 |

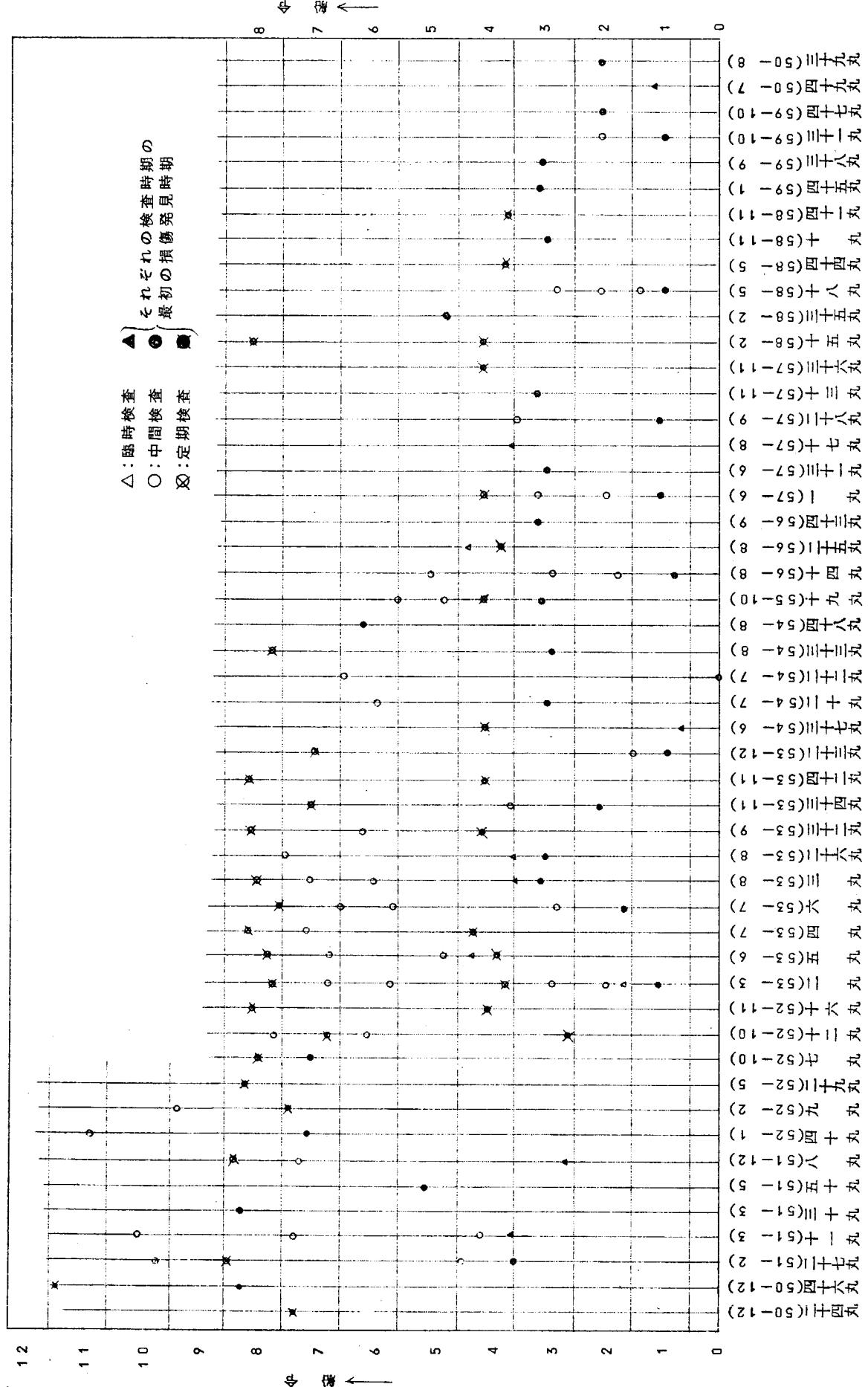
56,600 M.T.DW Ore Carrier

() 内 Balanced Girder としての Zp

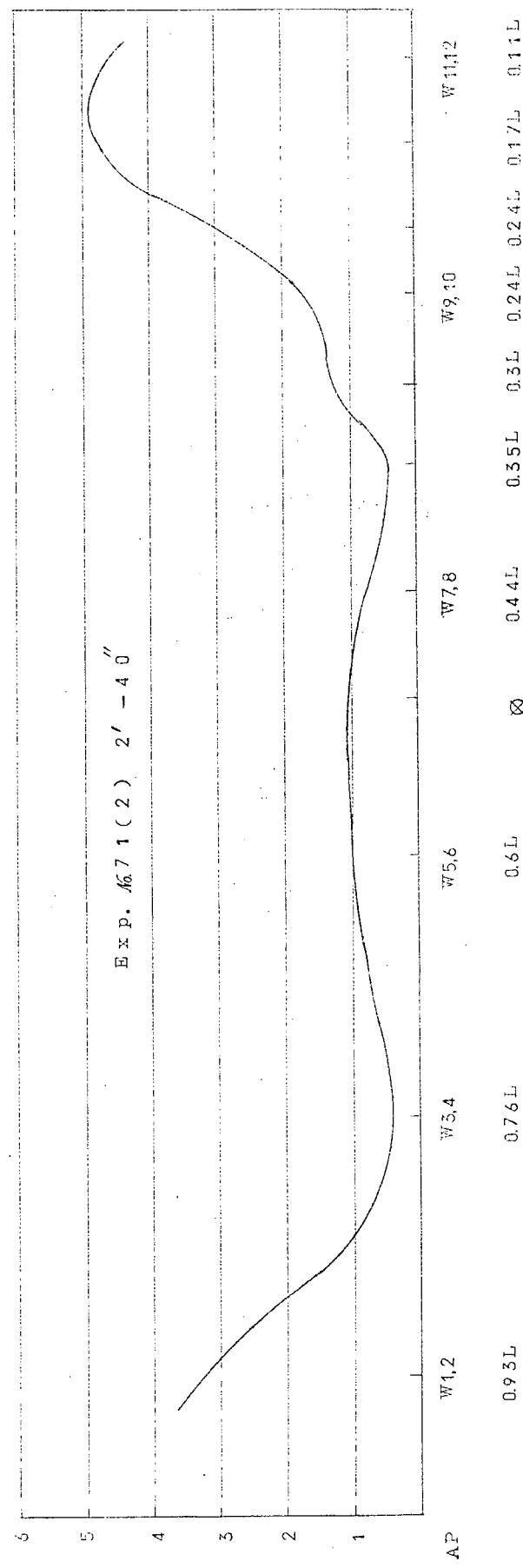
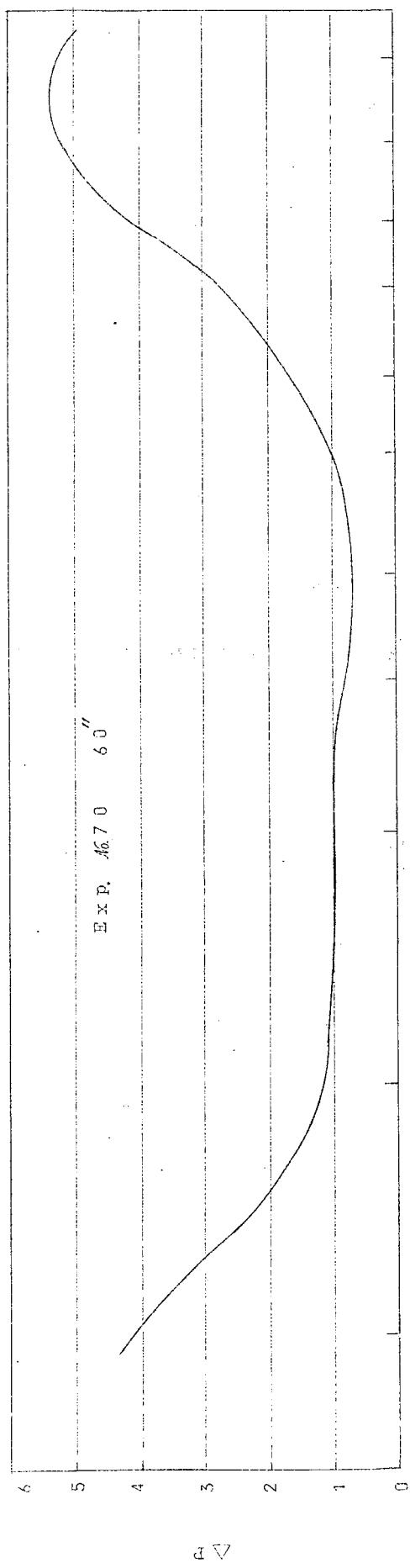




一月年見発傷損船の船生號傷損資料24

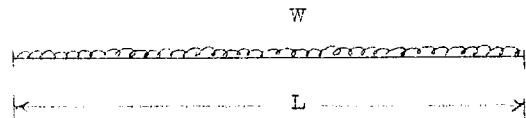


資料 25 銀河丸の実船計測による船底水圧変動と波高の分布



資料 2.6. 塑性設計と弾性設計の比較

構造: 両端固定等分布荷重



1) I型断面、剪断の影響省略

塑性崩壊荷重

$$W_p = \frac{1.6 M_p}{L^2} = \frac{1.6 Z}{L^2} \sigma_y \quad (1)$$

弾性(固定端の最大応力が σ_y となる荷重)

$$W_e = \frac{1.2 M_y}{L^2} = \frac{1.2 S}{L^2} \sigma_y \quad (2)$$

曲げを受ける $W_e b$ の局部座屈の限界は、

$$\text{塑性 } \frac{d}{t_w} \leq 70 \quad (\text{strain hardening} \text{まで座屈を起さないための条件})$$

$$\text{弾性 } \frac{d}{t_w} \leq 140 \quad (\text{無限長板 周辺支持 } \sigma_{c,r} = \sigma_y \ 23 \text{ kg/mm}^2)$$



I型断面の塑性および弾性の断面係数は、

$$Z = \left(\frac{1}{2} A_t \cdot \frac{d}{2} + \frac{1}{2} A_w \cdot \frac{d}{4} \right) \times 2 = \frac{d}{4} (2A_t + A_w) = \frac{d}{4} (2A - A_w)$$

$$S = \frac{2}{d} \left(2 \times \frac{1}{2} A_t \times \frac{d^2}{4} + \frac{1}{12} A_w \cdot d^2 \right) = \frac{d}{6} (3A_t + A_w) = \frac{d}{6} (3A - 2A_w)$$

これに座屈限界を代入して、

$$Z = \frac{\sqrt{70}}{4} A^{3/2} \cdot \sqrt{\eta} (2 - \eta)$$

$$S = \frac{\sqrt{140}}{6} A^{3/2} \cdot \sqrt{\eta} (3 - 2\eta) \quad (3)$$

$$\eta = \frac{A_w}{A}$$

(3)を(1)および(2)に代入すれば、

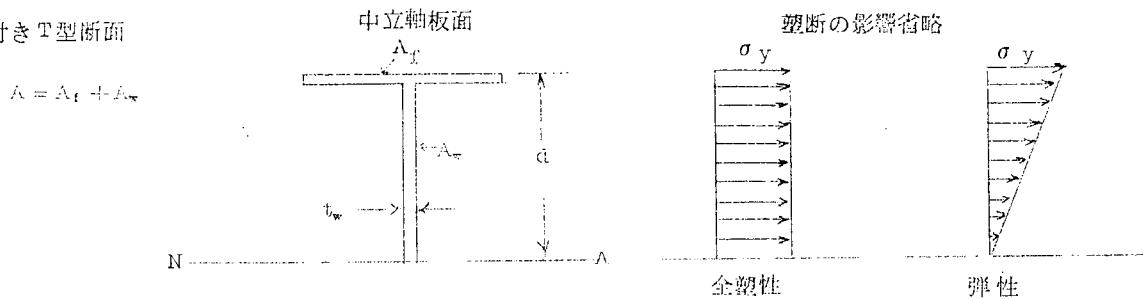
$$\zeta_p = \frac{w_p L^2}{2\sqrt{70} \sigma_y A^{3/2}} = 4\sqrt{\eta} \left(1 - \frac{1}{2}\eta\right) \quad (4)$$

$$\zeta_e = \frac{w_e L^2}{2\sqrt{70} \sigma_y A^{3/2}} = 3\sqrt{2} \sqrt{\eta} \left(1 - \frac{2}{3}\eta\right) \quad (5)$$

$A = \text{一定}$ として(4)と(5)を比較すれば図 2.6.1 のことくなる。

両者の最大値を比較すると ζe は ζp の 8 % 小

(2) 板付き T型断面



We b の局部座屈の限界は、

$$\text{塑性} \quad \frac{d}{t_w} \leq 4.3 = \gamma_p \quad (\text{圧縮の場合})$$

$$\text{弾性} \quad \frac{d}{t_w} \leq 81.3 = \gamma_e \quad (\sigma_y = 2.5 K_{\text{fl}}^2, K = 8.0)$$

弾面係数

$$Z = A_f \cdot d + A_w \cdot \frac{d}{2} = d(A - A_w + \frac{A_w}{2}) = d(A - \frac{1}{2} A_w)$$

$$S = A_f \cdot d + \frac{1}{3} A_w \cdot d = d(A - A_w + \frac{1}{3} A_w) = d(A - \frac{2}{3} A_w)$$

(3)式と同様な表示をして

$$\left. \begin{aligned} Z &= \sqrt{\gamma_p} \frac{A}{2} \sqrt{\eta} (1 - \frac{1}{2}\eta) \\ S &= \sqrt{\gamma_e} \frac{A}{2} \sqrt{\eta} (1 - \frac{2}{3}\eta) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\eta = \frac{A_w}{A}$$

これを(1)(2)に代入して

$$\zeta p = \frac{W_p \cdot L^2}{25 \sigma_y A^2} = 0.64 \sqrt{4.3} \sqrt{\eta} (1 - \frac{1}{2}\eta) \quad (7)$$

$$\zeta e = \frac{W_e \cdot L^2}{25 \sigma_y A^2} = 0.48 \sqrt{81.3} \sqrt{\eta} (1 - \frac{2}{3}\eta) \quad (8)$$

$A = \text{一定}$ として(7)(8)を示したのが図 2.6.1

両者の最大値の差は 1.0.5 %。

(3) 板付き T型断面 剪断の影響考慮

(a) 塑性設計計算

曲げと剪断の相関曲線を簡単に円で仮定する。

$$\left(\frac{M}{M_p} \right)^2 + \left(\frac{V}{V_p} \right)^2 = 1 \quad (9)$$

$$M_p = \sigma_y Z \quad V_p = \tau_y \cdot A_w$$

固定端モーメントを M 、剪断力を V とすれば崩壊荷重 W_p は、

$$M + M_p = \frac{1}{8} W_p L^2 \quad V = \frac{W_p L}{2} \quad (10)$$

$$\frac{M}{M_p} + 1 = \frac{W_p L^2}{8 \sigma_y Z}$$

(9) (10)より W_p を求めると

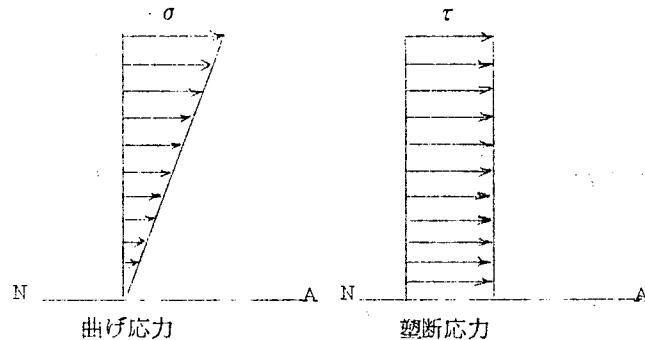
$$W_p = \frac{16Z}{L^2} \sigma_y / [1 + 16 (\frac{Z}{AwL})^2 (\frac{\sigma_y}{\tau_y})^2] \quad (11)$$

(1)と比較すれば剪断による修正係数は

$$[1 + 16 (\frac{Z}{AwL})^2 (\frac{\sigma_y}{\tau_y})^2] = [1 + 16 \gamma_p \frac{A}{L^2} (\frac{1-\frac{1}{2}\eta}{\eta})^2 (\frac{\sigma_y}{\tau_y})^2]^{-1} \quad (12)$$

(b) 弹性計算

応力分布



固定端

$$\begin{aligned} M &= \frac{We L^2}{12} & V &= \frac{We L}{2} \\ \sigma &= \frac{M}{S} = \frac{We L^2}{12S} & \tau &= \frac{V}{Aw} = \frac{We L}{2Aw} \end{aligned} \quad (13)$$

Misesの降伏条件を用いて

$$\sigma^2 + 3\tau^2 = \sigma_y^2 \quad (14)$$

(13)式を代入して We を求めると

$$We = \frac{12S}{L^2} \sigma_y \sqrt{1 + 3(\frac{6S}{AwL})^2} \quad (15)$$

(2)と比較すれば剪断による修正係数は

$$[1 + 3 (\frac{6S}{AwL})^2]^{-\frac{1}{2}} = [1 + 1.08 \gamma_p \frac{A}{L^2} (\frac{1-\frac{1}{2}\eta}{\eta})^2]^{-\frac{1}{2}} \quad (16)$$

むすび

1. W_o と W_p の相違は剪断の影響を無視すれば 10% 程度。
2. 剪断を考慮することは γ_p の値が明らかでないために困難である。
3. 弹性の場合に固定端で座屈 hinge ができるとして W_p と We を崩壊のレベルで比較する必要あり。（どちらが有利か不明）

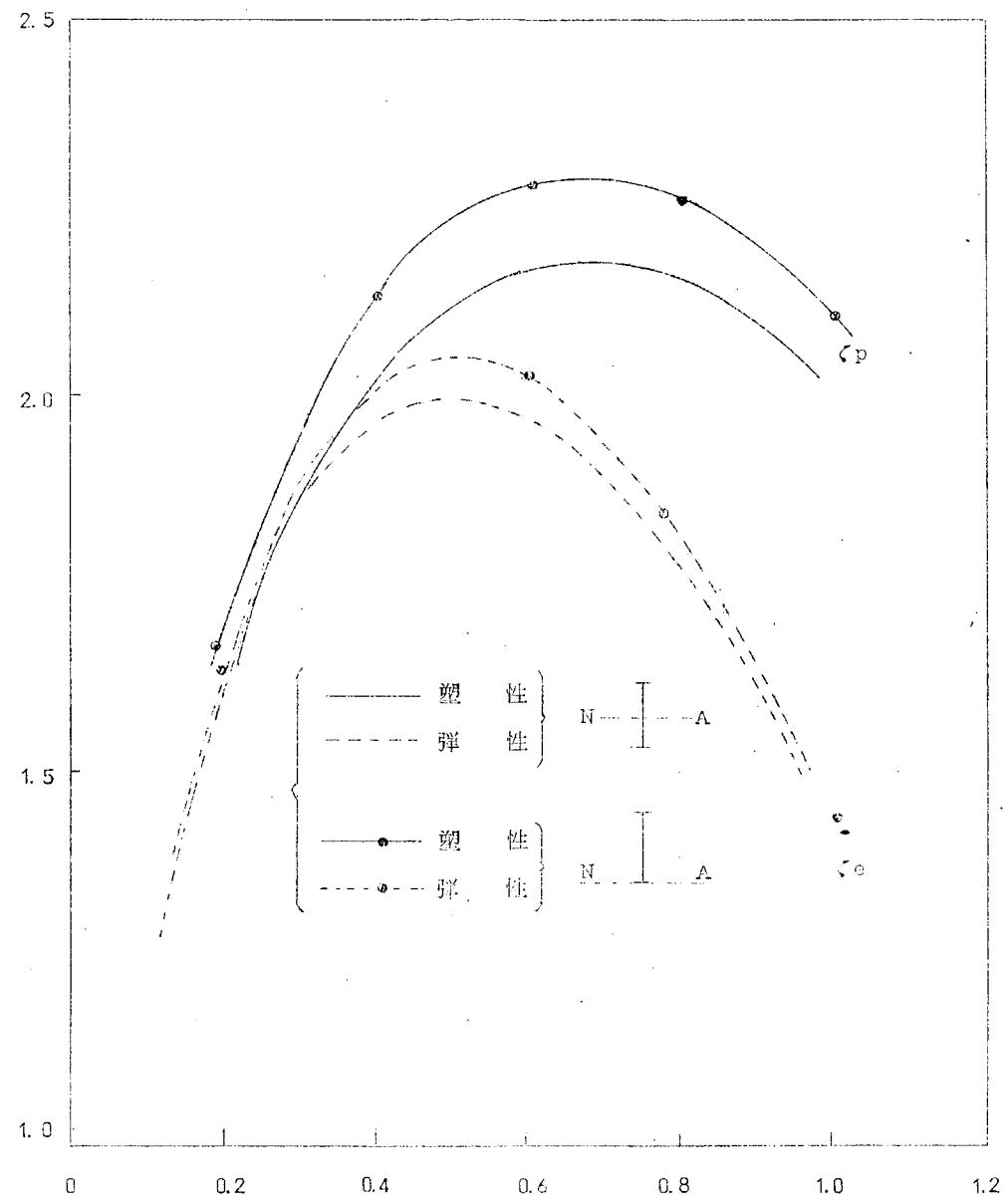


図 2.6.1