

第134研究部会

船体構造部材の許容応力に関する研究

報 告 書

昭和48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47年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会が第134研究部会においてとりまとめたものである。

委員名簿（敬称略、五十音順）

第134研究部会

部会長	秋田好雄（日本海事協会）	
幹事	安東重美（三井造船）	安藤文隆（船舶技術研究所）
	飯田国広（東京大学）	池田一夫（神戸製鋼所）
	今政惇郎（三菱重工業）	梅崎一夫（三菱重工業）
	河澄竜之助（川崎重工業）	鈴木宏（佐世保重工業）
	寺沢一雄（大阪大学）	中田宣久（三井造船）
	永元隆一（三菱重工業）	秦数実（日本鋼管）
	服部堅一（住友重機械工業）	服部陽一（日立造船）
	原洋一（日立造船）	平川賢爾（住友金属工業）
	藤田讓（東京大学）	本間康之（東京大学）
	梶田吉郎（日本海事協会）	真能創（防衛大学校）
	間野正己（石川島播磨重工業）	三沢敏夫（住友重機械工業）
	森正浩（三菱重工業）	八木順吉（大阪大学）
	安川度（川崎重工業）	山口勇男（日本海事協会）
	山越道郎（九州大学）	山本善之（東京大学）
	吉識恒夫（三井造船）	渡辺昌健（三菱重工業）
	委員	川上益男（広島大学）
柴田伸（三保造船所）		鈴木省輔（函館ドック）
辻寿一（大阪造船所）		縄田卓生（三菱重工業）
松野光伸（日本郵船）		山本秀雄（白杵鉄工所）
	幸村哉二郎（石川島造船化工機）	

船舶小委員会

主査	山越道郎（九州大学）		
委員	秋田好雄（日本海事協会）	梅崎一夫（三菱重工業）	
	河澄竜之助（川崎重工業）	鈴木宏（佐世保重工業）	
	寺沢一雄（大阪大学）	永元隆一（三菱重工業）	
	秦数実（日本鋼管）	服部陽一（日立造船）	
	藤田讓（東京大学）	梶田吉郎（日本海事協会）	
	間野正己（石川島播磨重工業）	三沢敏夫（住友重機械工業）	
	八木順吉（大阪大学）	山本善之（東京大学）	
	吉識恒夫（三井造船）	渡辺昌健（三菱重工業）	

設計理念小委員会

主 査 梶 田 吉 郎 (日本海事協会)
委 員 秋 田 好 雄 (日本海事協会)
安 藤 文 隆 (船舶技術研究所)
今 政 惇 郎 (三菱重工業)
鈴 木 宏 (佐世保重工業)
中 田 宣 久 (三井造船)
服 部 堅 一 (住友重機械工業)
原 洋 一 (日立造船)
本 間 康 之 (東京大学)
森 正 浩 (三菱重工業)
安 川 度 (川崎重工業)
山 越 道 郎 (九州大学)
渡 辺 昌 健 (三菱重工業)

安 東 重 美 (三井造船)
飯 田 国 広 (東京大学)
梅 崎 一 夫 (三菱重工業)
寺 沢 一 雄 (大阪大学)
永 元 隆 一 (三菱重工業)
服 部 陽 一 (日立造船)
藤 田 讓 (東京大学)
真 能 創 (防衛大学校)
八 木 順 吉 (大阪大学)
山 口 勇 男 (日本海事協会)
山 本 善 之 (東京大学)

一般構造物小委員会

主 査 飯 田 国 広 (東京大学)
委 員 秋 田 好 雄 (日本海事協会)
池 田 一 夫 (神戸製鋼所)
寺 沢 一 雄 (大阪大学)
服 部 堅 一 (住友重機械工業)
梶 田 吉 郎 (日本海事協会)
森 正 浩 (三菱重工業)
山 口 勇 男 (日本海事協会)

安 東 重 美 (三井造船)
今 政 惇 郎 (三菱重工業)
中 田 宣 久 (三井造船)
平 川 賢 爾 (住友金属工業)
真 能 創 (防衛大学校)
八 木 順 吉 (大阪大学)

信頼性ワーキンググループ

リ ー ダ ー 真 能 創 (防衛大学校)
委 員 荒 井 宏 範 (日本海事協会)
本 間 康 之 (東京大学)
森 正 浩 (三菱重工業)
安 川 度 (川崎重工業)

板 垣 浩 (横浜国立大学)
南 真 和 (三井造船)
矢 島 久 義 (石川島播磨重工業)
山 口 勇 男 (日本海事協会)

目 次

緒 言	1
1. 船体構造部材についての調査	3
1.1 設計理念の調査	3
1.1.1 設計理念に関する文献調査	3
1.1.2 許容応力決定のための諸要因の調査	6
1.1.3 信頼性工学の適用に関する調査	8
1.1.4 設計理念検討のための基礎研究	10
1.2 船級協会規則の調査	17
1.2.1 縦強度	17
1.2.2 貨物船の横強度	38
1.2.3 タンカーの横強度	48
1.2.4 LNG船	76
1.3 社内規定の調査	87
1.4 就航実績 — 高応力部調査	89
1.4.1 タンカー	89
1.4.2 オアキャリアー	93
1.4.3 バルクキャリアー	95
2. 船舶以外の構造物における許容応力の考え方の調査	109
2.1 ま え が き	109
2.2 ク レ ー ン	109
2.2.1 クレーン鋼構造部分の疲れを考慮した現存計算基準	109
2.2.2 クレーン鋼構造計算基準案 DIN 15018 の特徴	109
2.2.3 DIN 15018 の構成	110
2.2.4 DIN 15018 の要点	111
2.2.5 あとがき	115
2.3 航 空 機	127
2.3.1 航空機構造の設計	127
2.3.2 航空機に加わる荷重	131
2.3.3 強度規定	132
2.3.4 運用限界	135
2.3.5 整備方式	135
2.3.6 結 語	136
2.4 圧 力 容 器	137
2.4.1 圧力容器規格の変遷	137
2.4.2 各国の圧力容器規格における許容応力	138

緒 言

従来、船体構造部材の許容応力は、主として経験的な面から決定されてきた。そのため、部材ごとに許容応力がかなり異なったり、また、その相異について合理性が乏しかった。

そこで、本研究部会では、船体構造部材を安全にかつ合理的に設計するため、今まで経験のみに頼っていた許容応力に対し、新しい解析法にも適応するよう合理的許容応力を設定することを目的として、本年度は下記の項目について研究を行なった。

なお、本研究は本年度を第1年度として、5ヶ年間にわたって継続される予定である。

1. 船体構造部材についての調査

(A) 設計理念の調査

現在までに発表された文献のうち、設計理念に関するものを調査し、これを船体構造の設計に適用する場合の問題点を抽出し、また、船体構造部材の許容応力を決定するための諸要因を調査する目的で、各船級協会規則における設計荷重や強度解析法などの考え方について検討した。つぎに、信頼性工学の観点から、安全率に対する統計的手法についても調査を行ない、信頼性工学の手法を船体構造部材の許容応力決定に使用する場合の問題点などについて検討した。また、タンカーの舷側タンク内トランス部材を単純化した平面モデルについて有限要素法による解析を行ない、解析法の精密化に伴う応答計算の信頼度について検討した。

(B) 船級協会規則の調査

各船級協会規則における縦強度、貨物船の横強度およびLNG船の規則を調査し、それぞれの規則における考え方や具体的要求値などについて比較検討した。その結果、具体的要求値については、各船級協会ごとにより異なることが判明した。また、タンカーの横強度に関しては、直接計算(Direct Calculation)の計算方法や設定荷重および許容応力などについて比較検討し、実船にこれらの設定荷重を与えて立体構造解析を行ない、各規則間の相異について比較検討した。

(C) 社内規定の調査

船級協会規則に規定されている細部の部材や新しい構造方式に対しては、各造船所ごとに社内規定を設け、これによって実船の設計を行なっている。ここでは、各社の社内規定の調査を行ない、その内容について検討した。

(D) 高応力部と就航実績

船体構造部材の細部においては、かなり高い応力を生ずる部材があるが、ここでは、計算上あるいは実船計測で高い応力が発生する箇所を調査し、

その実態について検討した。また、損傷箇所についても調査し、今後、許容応力と損傷実績との関連についての検討のための基礎資料とした。

2. 船舶以外の構造物についての調査

船舶以外の一般構造物として、クレーン、航空機および圧力容器について、構造規則や許容応力に関する調査を行なった。

クレーンについては、西独の基準DIN 120をもととして、かなり詳細に定められており、とくに、各種溶接継手の疲労強度の評価については詳細に定められているので、今後、船体構造部材の疲労強度を検討する場合の重要な資料であることが判明した。

つぎに、航空機に関しては、機体に加わる荷重や、Fail Safe Design (一部がこわれても安全な設計法) の設計理念などを調査し検討した。

また、圧力容器に関しては、米国の ASME Boiler and Pressure Vessel Code やその他諸外国の圧力容器に関する規格の調査を行ない、船体構造部材の許容応力の評価に関する貴重な資料を得た。

なお、本委員会においては、審議の便宜上、船舶小委員会、設計理念小委員会、一般構造物小委員会、信頼性ワーキンググループの4つを設置して、各部門についての審議を行なった。

1. 船体構造部材についての調査

1.1 設計理念の調査

緒言で述べているように本研究項目は5ヶ年計画をもって実施されるが、昭和47年度はその初年度としておもに次の項目について基礎的な調査が行われた。

- (1) 設計理念に関する文献調査
- (2) 許容応力決定のための諸要因の調査
- (3) 信頼性工学の適用に関する調査
- (4) 設計理念検討のための具体的な基礎研究

1.1.1 設計理念に関する文献調査

設計理念の調査の一環として次に掲げる文献の調査を行った。

船体設計理念に関する文献としては次の論文がとりあげられ討議された。

- 文献(1) Report of Committee 10 on "Design Procedure" I.S.S.C., Oslo, 1967.
- 文献(2) Report of Committee 10 on "Design Procedure" I.S.S.C., Tokyo, 1970.
- 文献(3) E. Abrahamsen: "Structural Design Analysis of Large Ships"
Det Norske Veritas, Publication No. 72 Sept. 1970.
- 文献(4) J. J. W. Nibbering: "Permissible Stresses and their limitations"
Ship Structure Committee Publication SSC 206 (1970), Washington D.C.
U.S. Coast Guard

以上の文献より設計理念に関する項目を要約すると大よそ次のようである。

(1) 構造設計

構造設計には信頼性とともにより経済性が要求される。

通常、構造設計は初期設計と詳細設計に分れる。

- (a) 初期設計法は大がかりな解析に頼らずに信頼できる初期寸法を与えるもので、設計者に効率がより高く建造コストがより少ない構造配置を採用する自由を与えるものでなければならない。
- (b) 構造の信頼性はそれぞれの破壊形式に応じその capability を把握することによって得られるが、それに解析的手法を用ひることは現在のところニ、三の例を除き実際的ではない。
- (c) 詳細設計の最良な方法は精密な弾性応力解析を実施し、過去の実績による損傷率と関連する許容応力の概念を適用することであろう。とくに従

来あまり経験のない巨大タンカーなどにおいては荷重の定量化によって精密な応力解析を実施する必要がある。そのとき安全率は従来船の実績をもとにして考慮すべきで、その基準は構造の損傷の *total risk* が社会が許容するよりも大きくなるように決められなければならない。

(2) 荷重

論理的な船体構造設計の基本課題はその生涯において期待される荷重の明細化と定量化にある。

(a) 船体は波浪中で運動し、その応答により、外荷重が決定される。したがって外部環境情報を設計用に使用する荷重データに変換するのに本質的に困難な問題がある。

(b) 船体に作用する荷重を1次(全体系)、2次(パネル系)および3次または局部(要素系)荷重に分類し定量化することはそれぞれの構造系の応答解析に関連して有意義である。

(c) 大形専用船やコンテナ船のような特殊船にあつては、1次荷重として縦方向の縦曲げのほかに水平方向の縦曲げおよび捻り荷重も考慮する必要がある。

(d) 2次、3次荷重の定量化とともに1次荷重との関連および外水圧と内荷重(バラストおよび貨物による)との相関々係を明確化する必要がある。

(e) すべての波浪荷重は動的要素をもっている。応答においても動的影響を考慮しなければならない。

(3) 安全率

構造設計の総合基準は破壊に対し適切な安全余裕をもたせることである。

そのために通常安全率が使用される。

(a) 多くの構造系(要素、パネル、大パネル)にはそれぞれ対象となる破壊形式があるので、各構造系を破壊形式別に分類する必要がある。その安全率には弾性応力計算を主体とする *stress factor* と塑性崩壊をもとにした *ultimate load factor* がある。前者は *damage* の対象となり後者は *collapse* の対象となる。

(b) 実際の船体構造設計には安全率(許容応力)を使用する方法が増えているが、それは今日の損傷の大部分が局部応力に起因しているからである。

(c) 安全率の実際的アプローチの例として下記に示す Doc. IIS/IIW 281-68 "Fundamentals of Pressure Vessel Design" (Welding in the World, Vol. 6, No. 1, 1968) の思想は船体構造に対しても有用である。

(i) 応力の種類の分類

(ii) 各応力の種類およびその組合せに対して部材の重要性和破壊形式を考慮して許容応力を決定する。

(iii) 安全率には *ultimate load factor* と *stress factor* が同時に採用される。

(4) 安全率の統計的アプローチ

船体構造の信頼性に統計的手法を適用するまえになすべき多くのものがあるが、合理的な設計基準を確立するためには統計的手法によるアプローチが将来要求されるであろう。

(a) 統計的アプローチにより安全率を確立するためには注意深い不確定要因の推定と損傷結果の重大さによる評価がなされなければならない。不確定要因には i) 自然の原因, ii) 人間の不完全さ, iii) 意志をもった変動 (例えば数学モデルの簡易化), iv) 現象の不完全な知識 などがあげられるが、重要でない要因は無視されよう。

損傷結果の重大さは i) 船や貨物に対する直接的損害, ii) 造船所や船主の経済に関する二次的損失, iii) 社会的損失 などに分類して評価される。

(b) 統計的手法の基本的な基準は損傷率であり、*demand* が *capability* を越す確率である。純粹な統計的モデルから評価される損傷率は絶対的な意味をもつものではなく比較的なものにすぎない。損傷率の評価方法は次の大胆な仮定の上に行っている。

i) 構造の安全は単に確率の問題である。ii) 必要な統計的手法は既知である。iii) 荷重と強度は独立のランダム変数である。実際の問題には、これらの高度に理想化された条件を満たすものは少ない。

(c) しかしながら *demand* と *capability* の確率を織込んで新しい統計的手法や損傷率に許容変形や許容クランク長さなどの概念を導入する必要性が提起されている。これらの統計的アプローチの成果は将来過去の経験から決められる許容能力の基準を修正し真の安全マージンを与えるであろう。

1.1.2 許容応力決定のための諸要因の調査

許容応力決定の目的は、本質的には船体構造に所要の信頼性を与えるためであると考えられるが、従来一般に使われている許容応力は、船体構造の部材寸法決定のための設計基準を一般的に表現するための媒体としてのものようである。したがって、従来の設計基準にもとづいて建造される船体構造について、どの程度の信頼性が期待されるかは明確にされていない。

本研究部会の研究目的には、船体構造部材を安全にかつ合理的に設計するため、今まで経験のみに頼っていた許容応力に対し、新しい解析法にも適応するような、合理的許容応力を設定することであると述べられている。

合理的許容応力を設定するためには、合理的設計荷重、合理的強度解析法、合理的安全率の3つが与えられる必要がある。換言すれば、合理的許容応力を設定することは、上記の3つのものを同時に設定することに他ならない。

合理的設計荷重、合理的強度解析法については近年多くの研究がなされ、現在もそれぞれ研究が進められている。ただ、合理的安全性についての研究が進んでいるように見受けられる。したがって、先づ合理的安全性に関する調査が進められることが必要であった。

第一段階として、現状を知るために現在の代表的設計基準である各船級協会規則の調査が行われた。その結果は1.2に述べられている。それによると、造船界としてかなり長い経験を有している一万トン級の貨物船の部材寸法についても、ものによっては各規則要求値にかたりの差異があることが認められる。このことは、単に従来の経験のみをベースとして合理的安全性を設定することは難しく、現在の段階で、船体の安全性はどうあるべきかについての考察が必要であることを示している。

次に、現在の段階で船体構造の設計基準にはどのような要因が考えられているかを知るため、新しいタイプであるLNG船についての各種規則の調査を行った。この調査結果を見ると、貨物船規則或るいはタンカー規則と異なって、船の使用条件、波浪中の運動、運動による加速度、疲労強度、脆性破壊強度等が、構造或るいは部材寸法の決定のために導入されており、外力、構造強度計算法、許容応力の相関が或る程度明確化されている。もっとも、これらの諸要因は、主としてタンク構造決定のためのものであつて、船体構造の決定に関してはゆらずとも明確化されていない。今後、船体構造の決定についても、LNG船のタンクに対するものと同様の考え方が導入される必要があると思われる。

更に、既に就航している船舶について、最近の精密化された強度計算法により応力計算を行ない、現在の規則等で示されている荷重状態のもとで、どの程度の応力値になっているかについての調査が行われた。その結果、トランス

のウェブのスロットまわりのなどでは $30\sim 60 \text{ kg/mm}^2$ (弾性換算応力)の高応力部分も存在するが、その他の箇所では降伏応力を超えている例は稀である。

本年度は、才一年度であるため、許容応力決定のための調査について、その才一步を踏み出した段階に止まったが、次年度以降において、更に調査を行うい、解析、考察を進める予定である。

1.1.3. 信頼性工学の適用に関する調査

船体構造の設計の合理化という点で考えなければならないのは、設計の基盤の信頼性という見地による再評価の必要性である。船体に加わる荷重および船体強度は、確定した値を持つものではなく、ある分布形に従うバラツキがあるものであり、これに対する配慮は漠然と安全率の中に含まれているが、現在使用されている安全率の信頼性については十分検討されていない。

従来考えられていた安全率とは、次のように定義できる。

$$\text{安全率} = \frac{\text{耐力}(S)}{\text{荷重}(L)} > 1$$

上式中の変数 S および L の統計的性質を考えると、 S および L の値は図1.1.3.1に示すような確率密度（それぞれ P_S および P_L とする）をもつて分布する。 L が S を超える場合に構造物に損傷が生じるとすると、その損傷の確率の尺度は図の斜線部の面積で表わされる*。

いま、設計荷重および耐力をそれぞれ L および S の平均値（またはある統計値） \bar{L} および \bar{S} にとつたとすると、

$$\text{安全率} = \frac{\bar{S}}{\bar{L}}$$

となるが、その信頼度（破損しない確率）は P_S および P_L の分布形によって変化するから、安全率は一定であっても信頼度は一定とならない。

一定の構造物の設計で、信頼度が一定となるような設計が合理的であるとすると、 L および S の分布形を無視して合理的な安全率を決めることはできない。すなわち、従来の設計法による安全率（許容応力）は、その信頼性を検討することによって、さらに合理化することが可能となる。

上記理念の船体構造設計への適用について、本学会において種々調査の結果、船体構造は多くの部材によって構成される構造物であり、構造物のシステム全

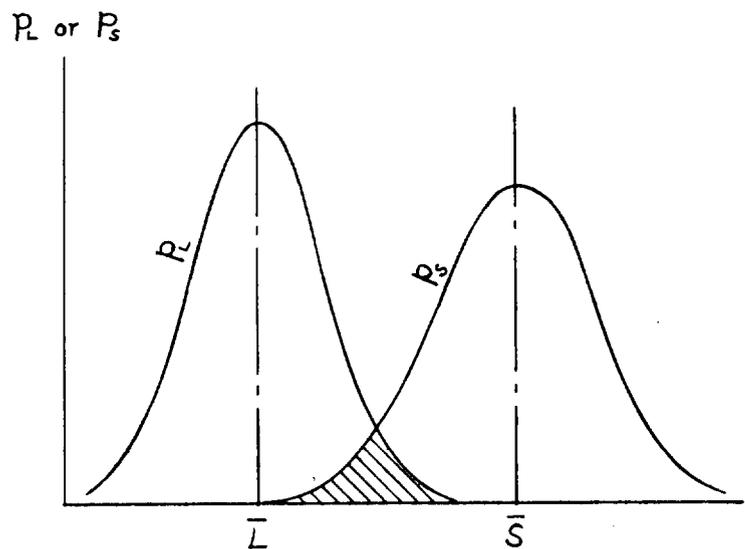


図 1.3.3.1.

* 損傷の確率は斜線部の面積とともに増減するが、面積と確率は等しくはならない。

体の信頼性の評価には多くの問題点があるので、信頼性工学ワーキンググループを組織し、同グループによって調査を進めることとなった。

本年度は同グループによって、信頼性工学の理論的基礎の調査研究、船体構造に似た他の構造物に対する信頼性工学の適用の調査が進められた。この作業は来年度も継続される予定である。

本年度の調査から、本部会の作業に信頼性工学を適用するのに必要な調査事項として、次のようなものがあることが明らかになった。

a. 部材に加わる外力の統計的性質

波浪による準静的荷重の統計的性質については、現在明らかにされつつあるが、静的荷重、動的荷重の性質、あるいはそれらの荷重の統計的分布まで考えた場合、どのような統計的性質を有すると見なすべきかについて、さらに研究の必要がある。

b. 使用材料の統計的性質

部材の公差、降伏応力、引張強さ等の統計的性質、あるいは現在の材料検査制度がそれに与える影響について調査する必要がある。

c. 初期不整等の工作誤差

目違いや変形等の統計的性質、あるいは工作における検査の影響が明らかにされなければならない。

d. 信頼性の適正值

本問題は上記のワーキンググループの作業だけで解決できる問題ではないが、現在のこの問題についての基本的理念について調べる必要がある。

従来の造船設計の基礎となっている比較強度という理念をここに導入するならば、現在の船の信頼性について研究し、適当な値を見出すのも、一つの方法と考えられる。

信頼性の適正值の決定には、次の事項も配慮の必要がある。船体に生じると考えられる損傷には、静的破断、座屈、疲労、塑性崩壊、脆性破壊等があげられるが、それぞれに対する信頼性をどのように与えるのが合理的か。船体は多数の部材で構成されており、部材の重要性、点検保守の難易に応じて信頼性をどのように変化させるべきか。

船体構造の合理化に、信頼性工学を応用することについての調査は、中間報告の段階にあり、多くの問題点とのかししているが、これが本部会の研究の有力な手段になりうると考えられる。

1.7.4 設計理念検討のための基礎研究

設計理念を検討するための基礎的研究として、タンカーの舷側タンク内トランスバース部材をとりあげ単純化した平面モデルについて有限要素法による2次元解析を実施した。

(1) 目的

タンカーの舷側タンク内トランスバースについて次の項目に示すようにおもに構造配置上の変化にもとづく主応力分布の変動の様相を把握するとともに解析法の精密化による応答計算の信頼性について考察する。

- (a) タンクサイズ、タンク寸法比およびストラット配置と主応力分布
- (b) トランスバースのコーナ部形状と主応力分布
- (c) トランスバースの断面特性と主応力分布
- (d) Corrosion margin と主応力分布

(2) 構造解析モデル

(a) 構造モデル

タンカーの荷油倉内舷側タンクを対象として単独のタンクモデルを設定した。タンク深さ $D = 30\text{ m}$ 、巾 $B = 20\text{ m}$ で1ストラット付のタンクを標準型(I型原型)とし、巾を 15 m とし、タンク寸法比 $D/B = 2.0$ とする場合および標準型と相似な深さ 18 m 型についてもモデルタンクを設定した。

構造配置上の要因を種々変化した各モデルの構造図を表示すると表 1.7.4.1. のようである。

構造寸法の決定には日本海事協会鋼船規則才28 編油槽船の規則を準用したが、次の相当船型を対象とした。

型 (深さ)	船長(L) (m)	満載吃水(d) (m)	トランス間隔 (m/m)	縦肋骨間隔 (m/m)
30m型	360	23.0	6,000	1,100
18m型	216	13.8	3,600	900

(b) 荷重状態

荷重状態として表 1.7.4.1. に示すように4状態を選んだ。それぞれの荷重状態は実際のタンカーにおいて次の荷重状態にほぼ対応する。

状態A： 舷側タンク空倉、中央タンク満倉の満載状態で船体傾斜時の最大荷重状態

状態B： 舷側タンク空倉、中央タンク満倉の満載状態または舷側タンク満倉、中央タンク空倉の軽荷状態

状態C： 舷側タンク、中央タンクとも空倉の満載状態または舷側タンク、中央タンクとも満倉の軽荷状態

状態D： 舷側タンクのせん断変形

(C) 支持および平衡条件

支持条件は図 1.1.4.1. のように設定した。

船底に作用する垂直方向の荷重は船側外板と縦隔壁とが均等に分担するものと仮定した。また船側外板と縦隔壁に作用する水平方向荷重の不均衡は船底外板と上甲板が分担するものとし、その分担率は支持点に作用する反力が無視出来る程小さくなるよう考慮して決定した。

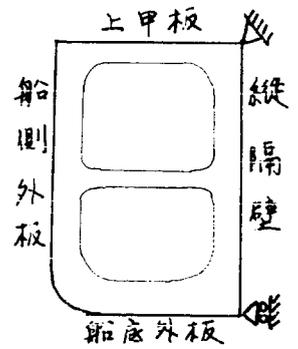


図 1.1.4.1. 支持条件

(d) 外板およびトランス面材の有効巾

船底、船側外板、上甲板、縦隔壁およびトランスバースの面材の有効巾はすべて 100% 有効に効くものとし、その面積をバース要素としてトランスバースに附加した。

(3) 計算

以上の構造解析モデルを表 1.1.4.1. において○印で示す荷重状態について構造解析を行った。

IBM社の2次元有限要素法解析プログラム FEM-PLANE を使用して変形および主応力分布を求めたが、その結果の一例として I 型原型の荷重状態 A の解析結果を示すと図 1.1.4.2. のようである。

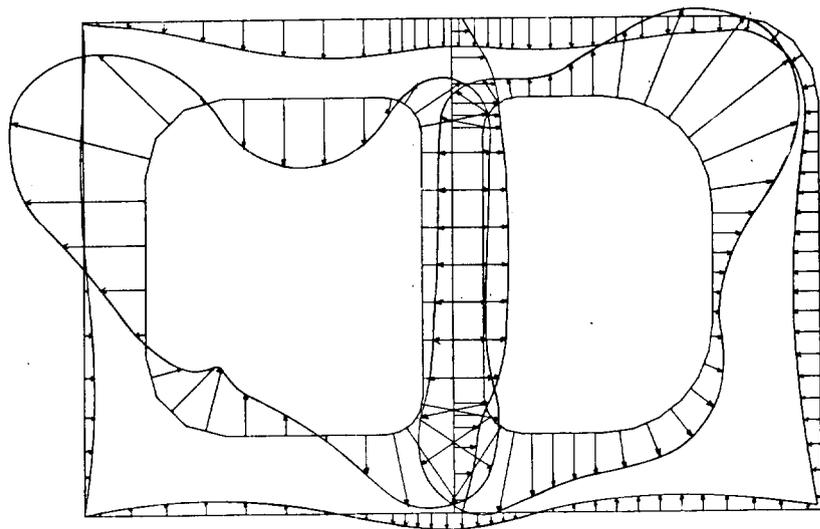
(4) 考察

以上の解析結果についての考察は都合により 48 年度において実施する予定である。

D=30M, B=20M STANDARD TYPE

LOAD CN. (A)

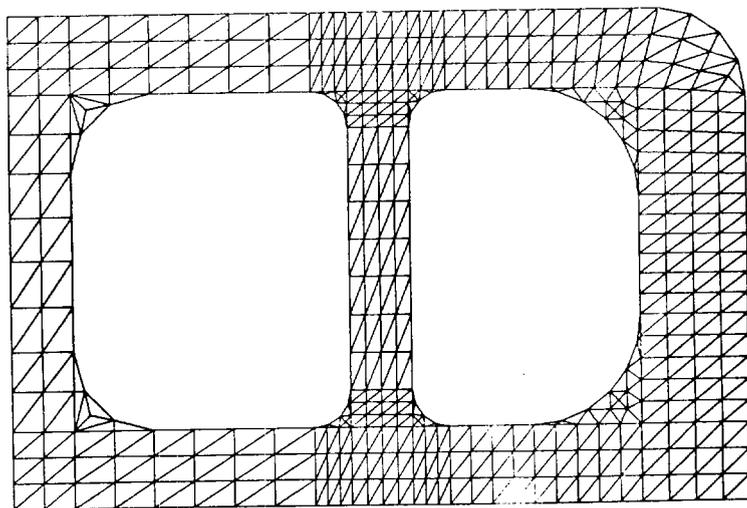
NORMAL STRESS



STRESS
 KG/MM²
 0.00 20.00

(B) 道应力图

1/200



(A) 应力分布图

1/200

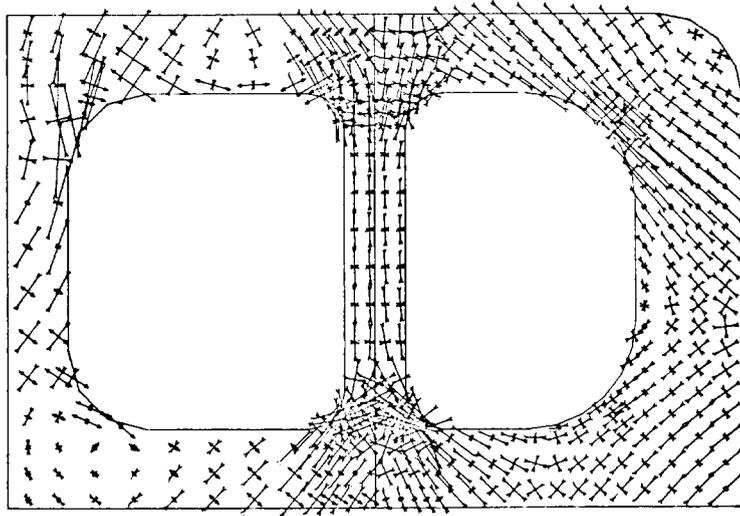
0.00 40.00 80.00 120.00 160.00 200.00
 MM (X10²)

图1.1.4.2 构造解析

D=30M, B=20M STANDARD TYPE

LOAD CN. (A)

PRINCIPAL STRESS



1/200

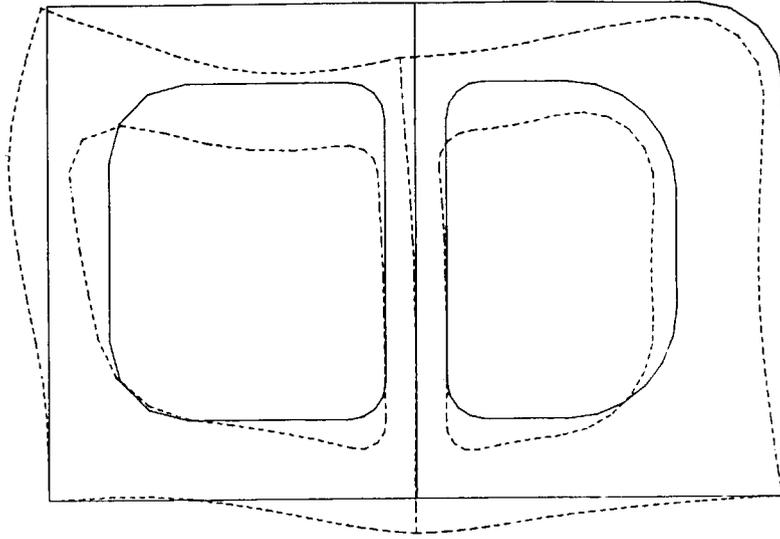
STRESS
KG/MM²
0.00 40.00

(C) 主应力图

D=30M, B=20M STANDARD TYPE

LOAD CN. (A)

DISPLACEMENT



1/200

DISPLACEMENT
MM
0.00 40.00

(d) 变形图

表 1.1.4.1 構造モデル

寸法 タンク比	構造図	タイプ	NO.	構造様式	荷重状態				
					A	B	C	D	
$D/B = 1.5$		1	原型 (深さ: 30m タンク寸法比: 1.5, 1支材)	○	○	○	○		
		2	コーナー半径の影響 船底トランスのコーナー半径(RB)を 50%小さくした場合 (RB=2m.200)	○	○	○	○		
		3	コーナー半径の影響 船底トランスのコーナー半径(RB)を 50%大きくした場合 (RB=6m.600)	○	○	○	○		
		4	支材のコーナー半径(Rs)を 1m.000とした場合	○	○	○	○		
		5	断面特性の影響 桁深さを夫々10%浅くした場合 但しウェブ断面積, 断面積は は一定とする。 ウェブ厚さを夫々10%厚くした 場合	○	○	○	○		
		6		○	○	○	○		
		7		○	○	○	○		
		8	CORROSION MARGIN 影響 NK ルール規定の CORROSION MARGIN を差引いた場合	○	○	○	○		
	$D/B = 2.0$		9	原型 (深さ: 30m タンク寸法比: 1.5, 無支材)	○	○	○	○	
			10	原型 (深さ: 30m タンク寸法比: 2.0, 1支材)	○	○	○	○	
			11	原型 (深さ: 30m タンク寸法比: 2.0, 2支材)	○	○	○	○	
			12	コーナー半径の影響 船底トランスのコーナー半径(RB)を 50%小さくした場合 (RB=1m.900)	○	○	○	○	
			13	原型 (深さ: 18m タンク寸法比: 1.5, 1支材)	○	○	○	○	
			14	CORROSION MARGIN 影響 NK ルール規定の CORROSION MARGIN を差引いた場合	○	○	○	○	
$D/B = 1.5$		荷重状態 A	30m型...184.50% 18m型...66.42%	荷重状態 B	30m型...184.50% 18m型...66.42%	荷重状態 C	30m型...184.50% 18m型...66.42%	荷重状態 D	

1.2 船級協会規則の調査

1.2.1 縦強度

各船級協会で規定している縦強度関係規則には夫々の特徴があって、異なるがその考え、規則の構成などは一様ではない。

本項では代表的な船級協会として、Det Norske Veritas (N.V.), Bureau Veritas (B.V.), German Lloyd (G.L.), American Bureau of Shipping (A.B.), Lloyd's Register of Shipping (L.R.), USSR Shipping Register (R.S.) および日本海事協会 (NK) を採りあげ、これらの各船級協会規則に述べられている縦強度関係規則の比較検討を行なった。

近年の傾向として、一部の特殊船および小型船舶を除き一般の船舶では、通例縦肋骨式構造が採用されているので、本項での比較検討は縦肋骨構造方式の場合のみを限定し、横肋骨式構造に関する規則は除外した。

(1) NV 規則について

(a) 船体横断面の断面係数

NV 規則 1972 年版には、船体横断面の断面係数の要求値として次式を与えている。

$$Z_{\min.} = K_3 \cdot Z_0$$

$$Z_0 = \frac{Z_1}{f_1} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot L^2 \cdot B (C_B + 0.7)$$

$$Z = \frac{C_2}{f_1} [K_1 \cdot K_3 \cdot C_1 \cdot L^2 \cdot B (C_B + 0.7) + K_2 \cdot M_{sv}]$$

ここに、

f_1 = 材料係数 (表 1.2.1.3 参照)

K_1, K_2 = Sag/Hog. Moment および Deck/Bottom に対して与えられている定数

K_3 = 横方向の Z によって決まる値

C_1, C_2 = 定数

M_{sv} = 静水中における船体縦曲げモーメント

これらの計算式からわかるように、船型によって決まる $Z_{\min.}$ で下限を示すとともに積荷状態によって変化する M_{sv} に従って Z の要求値に調節がほどこされている。

規則の一つの基礎となる外力については次のような考え方をしている。すなわち、海洋波を統計理論で表現し、波浪中の船体運動の応答関数を Strip Theory で解算するとともに、模型試験、実船計測との満足できる一致を確認して船の一生約 20 年間に 1 回生じうるような船体中央部波浪曲げモーメントを

採用している。このような波浪曲げモーメントは発生確率で表わすと約 10^{-8} の order である。

船体縦強度に関する許容応力値としては、過去に次のような値が示されている。Proposal to NV Rule and Answer from NV (1965.11)によれば、

{ Cargo Ship の Deck に対して ----- 14.3 kg/mm² (波浪中)
 全上の Bottom に対して --- 12.6 kg/mm² (")

そして静水中応力と波浪中応力との配分比は同等に考えている。

また、Mr. E. Abrahamsen は "Recent Developements in the Practical Philosophy of Ship Structural Design 1967" の中で船体曲げ応力に関する許容値を次のごとく示している。

CONDN ITEM	HOGG.	SAGG
DECK	12.5 kg/mm ²	13.5 kg/mm ²
BOTTOM	13.5	12.5

"波浪中の許容応力" ($\sigma_y = 24 \text{ kg/mm}^2$)

CONDN ITEM	HOGG.	SAGG
DECK	7.0 kg/mm ²	7.5 kg/mm ²
BOTTOM	7.8	6.7

"Z_{act} = Z_{min} の船の静水中許容応力"

上表の値は静水と波浪に対する和であり波浪のみに対する量は明らかではない。

(b) せん断強度

NV 規則 1972 年版には次のように示されている。

Ships without effective Longitudinal Bulkheads.

$$\tau = \frac{(Q_B + Q_{sv}) S \times 10^4}{2 t I}$$

Ships with two effective Longitudinal Bulkheads.

in Longitudinal BMB: $\tau_L = \frac{[\Phi_L (Q_B + Q_{sv}) \pm 0.8 \Delta Q_{sv}] S \times 10^4}{t_L I}$

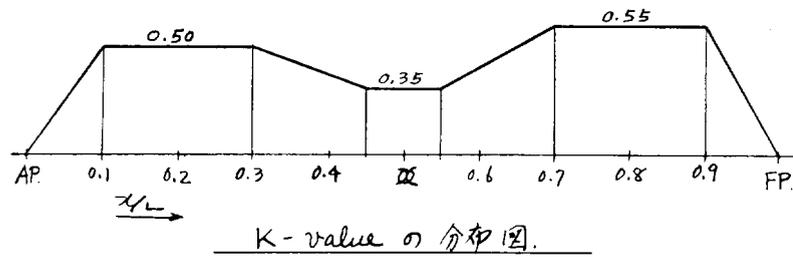
in Side Shell: $\tau_s = \frac{[(0.5 - \Phi_L)(Q_B + Q_{sv}) \mp \Delta Q_{sv}] S \times 10^4}{t_s I}$

上式は、いずれも最大剪断応力が中性軸位置に生ずるものと仮定し、許容応力は 1100 kg/cm^2 を超えてはならないとしている。

波浪によるせん断力 $Q_B = \frac{K}{10} C \cdot L \cdot B (C_B + 0.7)$ には、前項で述べた浪高に関する定数 C が含まれており、さらにせん断力のピークが生じる場所については係数 "K" で修正を行っている。すなわち係数 K は、下図のごとく規定している。この K の値の分布は模型実験によつて得られた結果を基にしたものである。

上式で Φ_L は全せん断力に対する Longitudinal BMB の分担率であり側外板の分担率は $(0.5 - \Phi_L)$ となる。また ΔQ_{sv} は荷重修正項であり O.T. Trans. BMB および BOTTOM Trans.

より縦通隔壁または側外板に伝達される荷重の修正を行っているものであり
 底部の構造と積付にしたがって ΔQ_{sv} の値は変化可る。



なお上述の許容せん断応力 $1100 f_t$ kg/cm^2 には確率 level 10^{-8} の波浪に耐可
 るものとして $200 f_t$ kg/cm^2 の波浪せん断応力が含まれており静水中における許容値
 は $900 f_t$ kg/cm^2 である。

(2) BV 規則について

(a) 船体横断面の断面係数

1971年版規則には次のように規定されている。

$$Z_{\min} = FL^2 B (C_B + 0.7) \times 10^{-6}$$

$$Z = \frac{10^{-3}}{\sigma} [M_c + HL^2 B (C_B + 0.7) \times 10^{-3}]$$

$L < 300^m$ の場合には

$$F = F_0 - F_1 \left[\frac{(300 - L)}{100} \right]^{\frac{3}{2}}$$

$$H = H_0 - H_1 \left[\frac{(300 - L)}{100} \right]^{\frac{3}{2}}$$

ただし $L < 200^m$ の Cargo Ship には

$$(F_2 = 7 + 3 \left[\left(\frac{L}{100} \right) - 1 \right]) \leq F \leq (F_3 = 7.94 T / (C_B + 0.7) L^{\frac{1}{3}})$$

$L \geq 300^m$ の場合には

$$F = F_0, \quad H = H_0$$

→ には, F_0, F_1 = 船種により与えられる定数

$$H_0 = \text{定数} (= 85.5)$$

$$H_1 = \text{定数} (= 7.5)$$

$$\sigma = \text{許容応力 (波浪中)} = 14 \text{ kg/mm}^2$$

M_c = 所定の載荷状態下での最大静水中曲げモーメント

高張力鋼を使用した場合には $Z_{HT} = K \cdot Z_{MS}$ とする。→ には K は材料係数で次式により与えられる。

$$K = \frac{41}{R} \left(1.30 - \frac{R_e}{R} \right)$$

R = min. guaranteed ultimate tensile strength.

R_e = 高張力鋼の降伏応力で $0.6R \leq R_e \leq 0.8R$ とす。

BVでは規則の基礎となる外力として *Exceptional Case* と *Current Case* の二状態を想定し、それぞれの海面状態に対して許容応力を規定するという方法を取っている。すなわち Ocean Vulcan による実測統計結果および Clan Alpine による実測統計結果などより外力を次のように想定している。

Exceptional Case すなわち船の一生に1回遭遇すると思われる最大波浪としては次式で与えられる波を考える。

$$\begin{aligned} \text{波長} &= \text{船の長さ}(L) \\ \text{波高}(h_{ex}) &= \begin{cases} 0.383 L^{2/3} & \text{---}(L \leq 220 \text{ m}) \\ [10 - 159 \times 10^{-6}(300 - L)^2] \times \frac{14}{9} & \text{---}(220 \text{ m} < L < 300 \text{ m}) \\ 15.5 \text{ m} & \text{---}(L \geq 300 \text{ m}) \end{cases} \end{aligned}$$

そして波浪曲げモーメントは次式で与えられるとしている。

$$(M_H)_{ex} = 3.24 L^{3/2} B (C_B + 0.7) \times 10^{-3} \text{ t-m} \quad \text{--- (Hogg)}$$

$$(M_S)_{ex} = 3.64 L^{3/2} B (C_B + 0.7) \times 10^{-3} \text{ t-m} \quad \text{--- (Sag)}$$

船体に作用する全曲げモーメントは静水中曲げモーメント (M_c) と波浪曲げモーメント (M_w) の和とし船種に応じて次のように採る。

○ Cargo Ship, Passenger Ship, Bulk Carrier の場合

$$\text{Hogg. Cond.} \text{ を採り, } M_T = M_c + (M_H)_{ex}$$

○ Ore Carrier の場合

$$\text{Sagg. Cond.} \text{ を採り, } M_T = M_c + (M_S)_{ex}$$

○ Tanker の場合

$$\text{Sagg. Cond.} \text{ を採り, } M_T = 1.233 M_c + (M_S)_{ex}$$

上式よりわかるように、Tanker では $0.233 M_c$ の附加曲げモーメントを考えているが、これは波浪曲げモーメントの Dynamic Component を意味している。

Exceptional Case に対する許容応力は Corrosion Margin を 10%、安全率を 1.0、軟鋼の降伏応力を 24 kg/mm^2 とし次のように採っている。

$$\sigma_T = \sigma_e + \sigma_{local} \leq (24 \times 0.9 \times 1.0) / K = \frac{21.6}{K} \text{ kg/mm}^2$$

$$\Rightarrow \text{に, } \sigma_T = \text{total stress}$$

$$\sigma_e = \text{longitudinal stress}$$

$$\sigma_{local} = \text{local stress.}$$

規則上は、このような Exceptional Case に対する考慮は Z_{min} の中に採り入れられているとして、特に表現はされていない。

Current Case となるわち 1 年間に 5~6 回遭遇する波浪としては次式で与えられる波を考えている。(発生確率で約 10^{-6} 程度に相当する。)

$$\text{波長} = \text{船の長さ} (L)$$

$$\text{波高} (h) = \begin{cases} 0.246 L^{2/3} \text{ (m)} & \text{--- (} L \leq 220 \text{ m)} \\ 10 - 154 \times 10^{-6} (300 - L)^2 & \text{--- (} 220 < L < 300 \text{ m)} \\ 10 \text{ (m)} & \text{--- (} L \geq 300 \text{ m)} \end{cases}$$

波浪曲げモーメント

$$M_H = 2.08 L^{2/3} B (C_B + 0.7) \times 10^{-3} \text{ t-m (Hog.)}$$

$$M_S = 2.34 L^{2/3} B (C_B + 0.7) \times 10^{-3} \text{ t-m (Sag.)}$$

船体に作用する全曲げモーメントは次のように採っている。

○ Cargo Ship, Passenger Ship, Bulk Carrier の場合

$$\text{Hogg. Cond}^n \text{ を採り, } M_T = M_C + M_H$$

○ Ore Carrier の場合

$$\text{Sagg. Cond}^n \text{ を採り, } M_T = M_C + M_S$$

○ Tanker の場合

$$\text{Sagg. Cond}^n \text{ を採り, } M_T = 1.15 M_C + M_S$$

この場合にも前述と同様に Tanker では $0.15 M_C$ の附加曲げモーメントを考えている。

許容応力は次式による。

$$\sigma_T = \sigma_e + \sigma_{local} \leq (24 \times 0.9 \times 0.75) / K = \frac{16.2}{K} \text{ kg/mm}^2$$

すなわち安全率は 0.75 としている。

上式で Deck に対する σ_e (Longl Stress) の最大値は次式のように採っている。

$$(\sigma_e)_{max} = \begin{cases} 19.4 - \frac{180}{L^{2/3}} & \text{--- (} L \leq 220 \text{ m)} \\ 15 - 86 \times 10^{-6} (300 - L)^2 & \text{--- (} 220 < L < 300 \text{ m)} \\ 15 \text{ (kg/mm}^2\text{)} & \text{--- (} L \geq 300 \text{ m)} \end{cases}$$

(b) せん断強度

1971年版規則によると次のように採っている。

$$\text{全せん断力} (F) = F_C + F_H$$

F_s = 静水中せん断力

F_H = 波浪によるせん断力

$$F_H = \begin{cases} k L^{5/3} B (C_B + 0.7) \times 10^{-3} & (L < 300 \text{ m}) \\ k \cdot 45 \cdot L B (C_B + 0.7) \times 10^{-3} & (L \geq 300 \text{ m}) \end{cases}$$

$$\tau = \frac{F \cdot \mu}{\sigma \cdot I}$$

すなわち最大せん断力は船体横断面の中性軸位置に生ずるものとし、波浪せん断力のピークが生ずる位置については係数 k によって修正を行なっている。 k は次のように規定している。

$$\begin{cases} AP \sim 0.25L \text{ の間}; & k = 7.5 \sin \frac{2\pi x}{L} \\ 0.25L \sim 0.3L \text{ の間}; & k = 7.5 \\ 0.3L \sim \text{艀の間}; & \text{艀で } k = 4.0, 0.3L \text{ で } k = 7.5 \text{ と } L \text{ の間直線。} \end{cases}$$

許容応力は特にせん断応力のみとしては規定せず、曲げ応力との Combined Stress で考慮されており次のようになっている。

$$\text{Combined Stress } (\sigma_c) = \sqrt{\sigma_b^2 + 2.36 \tau^2} \leq \frac{16.2}{K} \text{ kg/mm}^2$$

(3) GL 規則について

(a) 船体横断面の断面係数

1970 年版規則によると次のようになっている。

○ Cargo Ship, Bulk Carrier, Ore Carrier の場合

$$Z_{\min} = 1.7 L^2 L_1^{1/3} B (C_B + 0.7) \times 10^{-2}$$

ただし、 $L_1 = L$ で 270 m 以上とする必要はない。

$$Z = M_T / \sigma_a$$

○ Tanker の場合

$$(Z_{\min})_{\text{DECK}} = 1.7 L^2 L_1^{1/3} B (C_B + 0.7) \times 10^{-2}$$

$$(Z_{\min})_{\text{BOTT}} = 1.1 (Z_{\min})_D$$

$$Z_{\text{DECK}} = 0.60 M_T$$

$$Z_{\text{BOTT}} = 1.1 (Z_D)$$

⇒ M_T は最大全曲げモーメント (Hog. または Sag.) であり想定波高、波長は次のようになっている。

$$\text{有効波高 } (h) = 1.25 \sqrt{L} \text{ (m)}$$

ただし $L \geq 270 \text{ m}$ では $h = 8.08 \text{ m}$ とする。

$$\text{波長} = \text{船の長さ } (L)$$

許容曲げ応力 (σ_a) は Deck に対して 15 kg/mm^2 , Bottom に対して 13.0 kg/mm^2 としている。
 たゞし Tanker では上式より知れるごとく Deck で 16.7 kg/mm^2 , Bottom で 16.2 kg/mm^2 と
 している。上記 M_T は water Plane Coeff. (at L.W.L.) が $(C_B + 0.15)$ 以下の船では次の近似式
 によってもよいとされている。

$$\text{(Hogg.) } M_T = L^3 B \times 1.5 (C_B^* - 0.3) \cdot C \cdot 10^{-3} + (M_H)_{\max}$$

$$\text{(Sagg.) } M_T = L^3 B \times 1.65 (C_B^* - 0.3) \cdot C \cdot 10^{-3} + \begin{cases} (M_S)_{\max} \\ -(M_H)_{\min} \end{cases}$$

$C_B^* = \text{block coeff. for individual loading} \geq 0.6$

$$C = \begin{cases} 1.44 & \text{--- } (L \leq 100 \text{ m}) \\ 31.2 / L^{2/3} & \text{--- } (100 < L \leq 270 \text{ m}) \\ 202 / L & \text{--- } (L > 270 \text{ m}) \end{cases}$$

$(M_H)_{\max}, (M_S)_{\max}, (M_H)_{\min}$;

それぞれ静水中における最大またか最小 Hog.
Sag 曲げモーメント。

なお甲板に大きな開口を有する船では接り強度計算が必要であり、縦曲げと
 接りとの Combined Stress を考慮して Z_{\max} を増加するようになっている。また、
 H.T. の場合の残料係数 (k) は次式による。

$$k = \frac{\geq 1.5}{\sigma_s + 6.5}$$

$\sigma_s = \text{min. upper yield point.}$

(b) セン断強度

1970 年版規則には次のように規定されている。

波浪せん断力 ;

$$\begin{cases} \text{Hog. } Q_1 = 4.7 L^2 B (C_B^* - 0.3) \cdot C \cdot 10^3 \sin \frac{2\pi x}{L} \\ \text{Sag. } Q_2 = 5.2 L^2 B (C_B^* - 0.3) \cdot C \cdot 10^3 \sin \frac{2\pi x}{L} \end{cases}$$

たゞし $0.4 \leq x/L \leq 0.6$ では Q_1, Q_2 は一定と可る。

例外板の許容最大せん断応力は次の値としている。

- Trans. Framing の場合 ; $\tau_{\max} = 9.0 \text{ kg/mm}^2$ (波浪中)
- Longl. Framing の場合 ; $\tau_{\max} = 10.0 \text{ kg/mm}^2$ (波浪中)

たゞし Bulk Carrier で Top Side Tank がある場合には Trans. Framing であっても τ_{\max} は 10 kg/mm^2 としている。

(4) AB 規則について

(a) 船体横断面の断面係数

1972年版規則によれば次のようになっている。

$$\text{Basic Modulus } (Z_0) = C \cdot f \cdot B (C_B^* + 0.5)$$

$$C = \begin{cases} 1.03 & \text{for Tanker} \\ 1.00 & \text{for other than Tanker} \end{cases}$$

$f = L$ により決まる定数, 近似的には次式の通り。

$$\begin{cases} f \doteq 7.434 \times 10^{-3} L^{2.6} & (\text{for } L \leq 61 \text{ m}) \\ f \doteq 2.829 \times 10^{-2} L^{2.28} & (\text{for } 61 < L \leq 300 \text{ m}) \end{cases}$$

$$Z_D = \begin{cases} 0.95 Z_0 & \text{--- } (M_s \leq 0.35 \Delta Z_0) \\ 0.371 \frac{M_s}{\Delta} + 0.82 Z_0 & \text{--- } (0.35 \Delta Z_0 < M_s \leq 0.485 \Delta Z_0) \\ Z_0 & \text{--- } (0.485 \Delta Z_0 < M_s \leq \Delta Z_0) \\ 0.623 \frac{M_s}{\Delta} + 0.377 Z_0 & \text{--- } (M_s > \Delta Z_0) \end{cases}$$

=> に

M_s = 最大静水中曲げモーメント

$\Delta = L$ に対して定められる応力 (t/cm^2)

$Z_B =$ (下表に示すとおり)

船種 \ L	$L \leq 213^m$	$213^m < L \leq 305^m$	$L > 305^m$
Cargo Ship. L.F.G.	$1.03 Z_D$	$\left[\frac{305-L}{3066} + 1 \right] Z_D$	Z_D
Ore Carrier Bulk Carrier	$1.10 Z_D$	$\left[\frac{305-L}{920} + 1 \right] Z_D$	Z_D
Tanker	$1.07 Z_D$	$\left[\frac{305-L}{1314} + 1 \right] Z_D$	Z_D

また H.T. を使用した場合には $(Z)_{HT} = Q \cdot (Z)_{MS}$ とし, 残料係数 (Q) は次式による。

$$Q = \frac{70.45}{Y + U + 7}$$

$Y = \text{min. specified } \sigma_y, 0.2\% \text{ proof stress}$ および 72% of min.

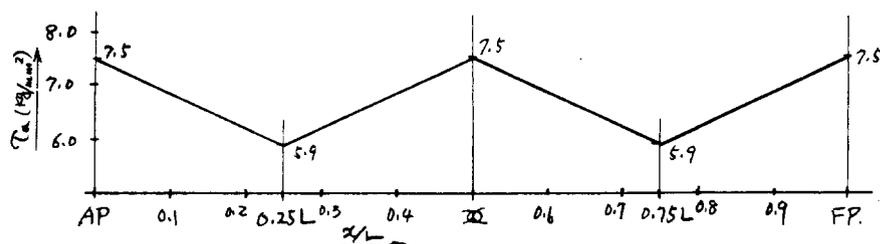
ultimate strength の中で最も小さいもの。

$U = \text{min. ultimate strength.}$

(B) セン断強度

1972年版規則によると静水中におけるセン断応力を下図のように定めてい

る。



この場合のせん断応力としては、次式で与えられる τ を採り、いわゆる平均せん断応力では無い。

$$\tau = \frac{F \cdot m}{I \cdot \sum t}$$

F = 静水中せん断力

m = 考えている点より上方の断面の中立軸に関する断面
1次モーメント

I = 断面2次モーメント

$\sum t$ = ウエブ板厚の和

(5) LR規則について

(a) 船体横断面の断面係数

1972年版規則によれば次のようになっている。

○ Cargo ship, Bulk carrier

$$Z_D = Z_B = \max. (Z_1, Z_2, Z_3)$$

$$\begin{cases} Z_1 = f \cdot Z_{0L} \\ Z_2 = \frac{1}{3} f \cdot Z_{0L} + 92 M_{SL} (C_B + 0.2) \quad \text{--- for Loaded Cond}^n \\ Z_3 = \frac{1}{3} f \cdot Z_{0I} + 92 M_{SB} (C_{BI} + 0.2) \quad \text{--- for Ballast Cond}^n \end{cases}$$

$$Z_{0L} = KB (C_B + 0.7) \times 10^5$$

$$Z_{0I} = KB (C_{BI} + 0.7) \times 10^5$$

$K = L$ に 依り 決まる 係数

$M_{SL}, (M_{SB}) = \max. \text{ still water bending moment}$
on loaded (ballast) Condⁿ

○ Ore carrier

$$Z_D = Z_B = \max. (Z_1, Z_2, Z_3)$$

$$\begin{cases} Z_1 = f \cdot Z_{0L} \\ Z_2 = \frac{1}{3} f \cdot Z_{0L} + 104 M_{SL} \\ Z_3 = \frac{0.85}{2.7} f \cdot Z_{0I} + 92 M_{SB} (C_{BI} + 0.2) \end{cases}$$

○ Tanker

$$Z_D, Z_B = \max. (Z_1, Z_2)$$

$$\begin{cases} Z_1 = f \cdot Z_{0L} \\ Z_2 = \frac{1}{3} f_{KEEL} Z_{0L} + 104 M_S \end{cases}$$

$M_S = \text{静水中最大曲げモーメント}$

上式で f_{KEEL} は船の種類および長さにより決められている定数である。

H.T.の場合には $(Z_{HT}) = K \cdot (Z_{MS})$ とし、材料係数 (K) は次のように採る。

$$K = \frac{25}{Y}, 0.059 \frac{L}{D} \text{ および } 0.725 \text{ のうち最も大きい値。}$$

⇒ $Y = \text{specified min. yield stress}$ または $0.5\% \text{ proof stress}$ のうち小さい方。

$Z_{sd} = Z_{min}$ の船の静水中

(許容曲げ応力) については Cargo Ship および Bulk Carrier に対しては $(\frac{7.25}{C_B + 0.2})$ kg/mm^2 , また Ore Carrier, Tanker に対しては 6.4 kg/mm^2 とし、いずれの場合にも short voyage (24 時間以内程度) においては、これらの 20% 増しの値で許容するとしている。

LR では縦強度の基準となる波高として、1965 年までは Admiralty Ship Welding Committee の観測した最高波高に Smith effect を考慮してその 30% 減とした $H_w = 0.607 \sqrt{L}$ (m) を採用していたが、その後これに改良を加えて 20 年に 1 回生ずるような最大 Sag 応力の発生確率 (約 10^{-8} 程度) に相当した波浪を考えることとし、その波高は $L^{0.3}$ に比例するものとした。また波浪縦曲げモーメントの算式としては次式を与えている。

$$M_{w.sag} = 0.0238 L^{2.3} B (C_B + 0.7) t - m.$$

なお規則中の $Z_1 (= Z_{min})$ は波浪中の疲労に対する制限として設けられたものであり、また Z_2, Z_3 は静水中曲げ応力に対する制限である。

(b) セン断強度

静水中におけるセン断応力を次のように規定している。

○ Cargo Ship の側外板; $\tau = \frac{100 F A_s}{I t}$

○ Tanker の側外板; $\tau = \frac{F (0.16 + 0.075 \frac{A_s}{A_L})}{t \cdot D}$

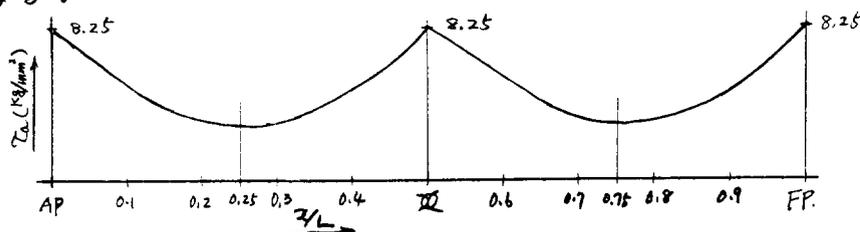
○ Tanker の L.BHD (Plating for 0.5 D about mid-depth)

$$\tau = \frac{F (0.34 - 0.075 \frac{A_s}{A_L})}{t \cdot D}$$

⇒ に; $F = \text{静水中セン断力}$

$A_s, (A_L) = \text{側外板 (L.BHD) の断面積}$

セン断応力の許容値は各 station 毎に与えられているが、これを図示すると概略下図のようになる。



(b) RS 規則について

(a) 船体横断面の断面係数

$L \geq 80m$ の Dry Cargo Ship および Tanker に対して次のように規定されている。

○ Top of deck stringer at side において

$$Z_D = K_1 (K_2 + C_B \cdot K_3) B \cdot L^{2.3} \cdot \eta$$

$$\text{よして, } \begin{cases} \frac{|M_{sw}|}{B \cdot L^{2.3}} > K_0 \text{ のときは, } K_2 = \frac{|M_{sw}|}{B \cdot L^{2.3}} \\ \frac{|M_{sw}|}{B \cdot L^{2.3}} < K_0 \text{ のときは, } K_2 = 0.9 K_0 + \frac{|M_{sw}|}{10 \cdot B \cdot L^{2.3}} \end{cases}$$

M_{sw} = 静水中曲げモーメントのうち最大のもの。

K_1, K_0, K_3 = 船の種類および Hog./Sag. によって決められている定数。

C_B = 夏期満載吃水線における値を採り Cargo Ship では 0.6, Tanker では 0.75 未満としておこなう。

$$Z_B = \begin{cases} 1.1 \cdot Z_D \cdot E & \text{--- for Cargo Ship} \\ 1.04 \cdot Z_D \cdot E & \text{--- for Tanker.} \end{cases}$$

$\eta = (\eta_1, \eta_2 \text{ のうち大きい方を })$

$$\eta_1 = 2400 / (\sigma_y)_{\text{DK member}}$$

$$\eta_2 = 3.84 / \{ 5.425 + (0.01L)^2 - 2 \cdot (0.01L) \} \geq 0.6$$

$$E = \eta_b / \eta$$

$$\eta_b = 2400 / (\sigma_y)_{\text{BOT. member}}$$

許容曲げ応力は Cargo Ship では $15.4 \text{ kg/mm}^2 (= 0.64 \sigma_y)$, Tanker では $14.1 \text{ kg/mm}^2 (= 0.59 \sigma_y)$ としている。

(7) NK 規則について

(a) 船体横断面の断面係数

昭和 42 年版規則に対する改正規則によると次のように規定されている。

$$Z_1 = C_1 \cdot K_1 \cdot L^2 \cdot B (C_B + 0.7)$$

$$Z_2 = 65 C_2 [0.14 K_2 \cdot L^2 \cdot B \cdot C_B (1 + 0.04 \frac{L}{B}) + M_S]$$

M_S = 最大静水中曲げモーメント (Sag. または Hog.)

K_1, K_2 = 船の長さにより決まる係数。

C_1, C_2 = 船の種類, Hog./Sag. および Deck/Bottom の如何により決まる定数。

許容曲げ応力は、波浪中における最大曲げ応力に対しては 15.3 kg/mm^2 として

い 30。

N.Kでは波浪中縦曲げモーメントとしては日本造船研究協会第90研究部会で行われた線型ストリップ法による不規則海面での波浪中縦曲げモーメントの計算結果を引用し、発生確率で 10^{-5} level程度の波浪中曲げモーメントに対応するものとして次式を与えている。

$$M_{w. Hog.} = 0.9 M_{w. Sag.}$$

$$M_{w. Sag.} = 0.14 C \cdot L^2 B (1 + 0.04 \frac{L}{B}) C_0.$$

$$C = \sqrt{1 - (\frac{300-L}{300})^2}$$

として $Z_{act} = Z_{min.}$ の船の場合における許容最大静水中縦曲げモーメントとしては M_w を上式による値として次のように規定している。

$$M_{50} = \frac{\sigma_a}{10^3} (Z_{min}) - M_w, \quad \sigma_a = 15 \text{ kg/mm}^2$$

規則中の計算式において、 Z_1 は疲労強度を考慮して定めたものであり、 Z_2 は波浪中における最大縦曲げモーメントに相当する最大曲げ応力を考慮して定めた制限である。

H.T. を縦強度部材に使用した場合には次のように規定している。

$$Z_{HT} = K \cdot Z_{MS.}$$

ここで、 K は材係数であつて、使用される材種、H.T. の使用範囲および主機の搭載位置などに応じて、次のように換る。

$K = HT32$ では 0.80, $HT36$ では 0.74 および次式による長
のうち、いずれか大きい方。

$$k = \begin{cases} \frac{1}{a} \times \frac{L}{D_s} & \text{--- DS および BOTT が H.T. の場合} \\ \frac{1}{a} \times \frac{L}{D_s} \times \frac{1}{1 + f(1 - \frac{L}{D_s})} & \text{--- DS のみが H.T. の場合} \end{cases}$$

$$a = \begin{cases} \text{Engine Ship} & \text{--- 14} \\ \text{Aft Engine Ship} \begin{cases} L \leq 230\text{m} & \text{--- 15} \\ 230 < L \leq 330\text{m} & \text{--- } 15 + \frac{L-230}{L} \\ L > 330\text{m} & \text{--- 16} \end{cases} \end{cases}$$

$$f = (Z_D / Z_B)_{MS}$$

(b) せん断強度

波浪中におけるせん断力は次式によるとしている。また許容せん断力は

Corrosion Margin を差引いて、 12 kg/mm^2 と規定している。

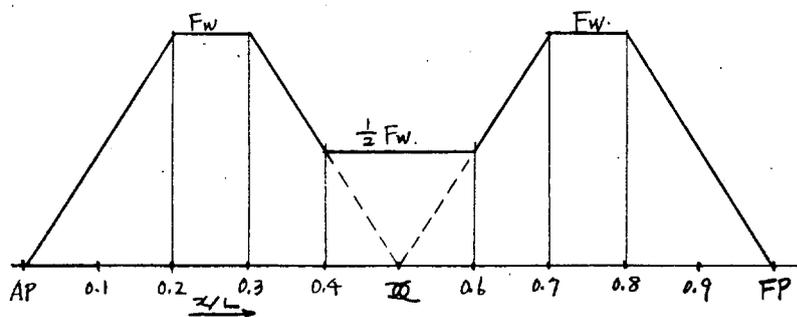
$$F = F_w + F_s$$

$$F_w = \begin{cases} 0.0268 LB (C_B + 0.7) L^2 & \text{--- (} L \leq 150 \text{ m)} \\ 0.0618 LB (C_B + 0.7) L^3 & \text{--- (} 150 < L \leq 250 \text{ m)} \\ 0.0979 LB (C_B + 0.7) L^4 & \text{--- (} 250 < L \leq 300 \text{ m)} \\ 0.4074 LB (C_B + 0.7) & \text{--- (} L > 300 \text{ m)} \end{cases}$$

F_s = 静水中せん断力

F_w = 波浪によるせん断力

そして F_w の分布は次のように考えている。



(8) 高張力鋼に対する材料係数(K)について

H.下使用に対する船体横断面の断面係数計算式の形は各船級協会とも大差ないが、材料係数そのもの採り方については各船級協会それぞれ異なった考え方をしている。

いま、各船級協会で使用している材料係数を、それぞれの鋼種について計算し、比較表示すると「表1.2.1.3」のようになる。

これらの材料係数を σ_y, σ_B, E (伸び) などと関連させて図示すると「図1.2.1.1」～「図1.2.1.5」のようになる。「図1.2.1.1」は $1/K$ と σ_y の比 (HT/M_s) をプロットしたものであり図からわかるように L.R. および R.S. では $1/K$ と σ_y の比とは直線関係にあるが、その他の協会では σ_y ベースよりも少し下げている。

「図1.2.1.2」は $1/K$ と σ_B の比 (HT/M_s)、 「図1.2.1.3」は $1/K$ と $\sigma_B \times E$ の比 (HT/M_s) をプロットしたものである。

「図1.2.1.4」は軟鋼の σ_y の値を 24 kg/mm^2 (IACS統一規格) と仮定して「図1.2.1.1」と同様プロットしたものである。

「図1.2.1.5」は降伏応力の比と平均引張強さの比との平均を横軸にとつて $1/K$ との関係を図示したものであるが、この図からわかるように材料係数(K)は σ_y ベースと σ_B ベースとの丁度中間を採用していると考えてよい。

(9) まとめ

以上各船級協会規則の概略骨子を述べたが、それぞれの規則によって縦強度に対する考え方には、かなりの開きがあることがわかる。

いま、これらの主要点の概について比較をしてみよう。次ぎようになる。

(a) 縦強度工の想定外力(波浪)としては、NV, LR などでは発生確率で約 10^8 , NK では約 10^5 程度のものを対象としている。またBVでは、一般的には発生確率 10^6 程度の波浪を対象としているが、特別の場合として 10^8 level の波浪を考慮している。

(b) 各船級協会とも船の形状のけで決まる Z_{min} を設定し、載荷状態による縦曲げモーメントの変化に対しては、静水中曲げモーメントにより Z の要求値を調整できるようにしている。また多少の差はあるが各規則とも船の種類によって、 Z の要求値を変えている。なお、RSのみは要求断面係数をTop of Deck Stringer at Side で規定しており他規則とは異なった採り方をしている。

(c) 規則算式中に使用されている船体寸法に関する諸元(L, Co など)も各規則間で若干の差異があり、とくに C_b (Block Coefficient) は、その規定方法にかんがりの違いがあるので注意を要する。

(d) 許容曲げ応力値はNV, BV, GL, RS およびNKでは波浪中の全応力で規定し、AB, LR では静水中応力で規定している。そして、上述のごとく種々の基本的な項目に対する考え方の相違があるため、その値は各船級協会によってそれぞれ異なっている。BVでは、さらに詳細にはDeckをも考慮した場合の許容値を与えており、またGLでは、換り応力をも考慮に入れる場合があるとしている。NVでは一般的には上述のごとく波浪中の全応力で規制するが、とくに $Z_{act} = Z_{min}$ の船では、静水中応力をも規制することとしている。

(e) H.T. 使用に対する考慮方法には大差はないが、材料係数の値は各船級協会によって異なっている。しかし、いずれの規則でも材料係数の値は σ_B ベースと σ_{B-base} とのちやうど中間にあると考えてよい。

(f) せん断に対しては、NV, BV, GL およびNKでは波浪中における全せん断力を対象としており、ピークの発生位置の変化に対しては各ordinateにより修正係数を用いて波浪せん断力を修正する方法を採っているが、AB, LRでは、静水中せん断力のけで、せん断強度を規制しており、場所によるせん断力ピークの変化に対しては許容せん断応力を変化させて調整できるようにしている。

(g) 許容せん断応力については、NV, GL, NKでは全せん断応力(波浪と静水中との和)で与えており、とくにNVでは波浪応力と静水中応力との配分値をも明示している。BVでは、せん断応力と曲げ応力との組合わせ応力で考慮されており、せん断応力のけの許容値は与えられていない。AB, LR

では静水中応力を各 ordinate 毎に規定している。また NK および LR (ただし Tanker の場合) のみは横断面内ウェブの平均せん断応力と考えている。なお、いずれも応力算定には corrosion margin は控除せずとしているが、NK のみは控除後の部材寸法を用いることにしている。

以上、概略主要点のみを列記したが、これらを一覧表にしたものが「表 1.2.1.2」である。また「表 1.2.1.3」は H.T. に対する材料係数を比較表示したものであり、「表 1.2.1.1」は各船級協会規則の概要を一覧表にまとめたものである。

表中の各記号の詳細定義については、それぞれの規則書を参照されたい。

表 1.2.1.1. 各船級協會強度圖係規則一覽表

船體橫斷面之斷面係數	N.V.	B.V.	G.L.	A.B.	L.R.	R.S.	N.K.																
<p>$Z_{min} = K_3 \frac{L}{100} C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 B (G+0.7) + K_5 H_{sv}$</p> <p>$Z = \frac{1}{f_1} (K_1 K_2 C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 B (G+0.7) + K_5 H_{sv})$</p> <p>$M_{sv} = \text{STILL W.B.M.}$</p> <p>$f_1 = \text{MATERIAL FACTOR.}$</p> <p>$C_1 = L_1 = \text{予係數}$</p> <p>$C_2 = \text{船體予係數}$</p> <p>$K_1, K_2 = \text{HOG/SAG 予係數}$</p> <p>$K_3 = \text{積力回Z(予係數)}$</p>	<p>$Z_{min} = F \sqrt{B(C_1 + 0.7)} \times 10^{-6}$</p> <p>$Z = \frac{10^3}{0} (M_1 + H \sqrt{B(C_1 + 0.7)} \times 10^{-3})$</p> <p>$M_1 = \text{max. STILL W.B.M.}$</p> <p>$H = \text{予係數}$</p> <p>$F = L_1 = \text{予係數}$</p> <p>$F, H = L_1 = \text{予係數}$</p> <p>$K_1, K_2 = \text{HOG/SAG 予係數}$</p> <p>$K_3 = \text{積力回Z(予係數)}$</p>	<p>$Z_{min} = 1.7 \sqrt{L_1 B (C_1 + 0.7)} \times 10^{-2}$</p> <p>(CARGO S. BULK. ORE)</p> <p>$Z = M_T / \sigma$</p> <p>(TANKER)</p> <p>$(Z_{min})_B = 1.1 (Z_{min})_D$</p> <p>$Z_D = 0.60 \cdot M_T$</p> <p>$Z_B = 1.1 \cdot Z_D$</p> <p>$M_T = \text{max. TOTAL B.M. (or SAG)}$</p> <p>$\sigma = \text{許容応力}$</p>	<p>$Z_D = \begin{cases} 0.95 Z_0 & \dots M_5 \leq 0.35 A_2 Z_0 \\ 0.37 \sqrt{\frac{M_5}{A_2}} + 0.82 Z_0 & \dots 0.35 A_2 Z_0 < M_5 \leq 4.85 A_2 Z_0 \\ Z_0 & \dots 0.48 A_2 Z_0 < M_5 \leq A_2 Z_0 \\ 0.63 \sqrt{\frac{M_5}{A_2}} + 0.37 Z_0 & \dots M_5 > A_2 Z_0 \end{cases}$</p> <p>$M_5 = \text{max. STILL W.B.M.}$</p> <p>$A_2 = L_1 = \text{予係數}$</p> <p>$Z_0 = \text{BASIC MODULUS}$</p> <p>$Z_B = (\text{下表}) \cdot Z_0$</p> <table border="1" data-bbox="470 688 650 803"> <tr> <td>CARGO</td> <td>1.03 Z₀</td> <td>2.13 < L ≤ 3.05</td> <td>L > 3.05</td> </tr> <tr> <td>L.F.G.</td> <td>1.03 Z₀</td> <td>$\frac{3.05 - L}{3.066} + 1$</td> <td>Z₀</td> </tr> <tr> <td>ORE BULK</td> <td>1.10 Z₀</td> <td>$\frac{3.05 - L}{4.20} + 1$</td> <td>Z₀</td> </tr> <tr> <td>TANKER</td> <td>1.07 Z₀</td> <td>$\frac{3.05 - L}{13.14} + 1$</td> <td>Z₀</td> </tr> </table> <p>(静水中予係數)</p>	CARGO	1.03 Z ₀	2.13 < L ≤ 3.05	L > 3.05	L.F.G.	1.03 Z ₀	$\frac{3.05 - L}{3.066} + 1$	Z ₀	ORE BULK	1.10 Z ₀	$\frac{3.05 - L}{4.20} + 1$	Z ₀	TANKER	1.07 Z ₀	$\frac{3.05 - L}{13.14} + 1$	Z ₀	<p>(CARGO, BULK, ORE)</p> <p>$Z_D = Z_B = \text{max. } (Z_1, Z_2, Z_3)$</p> <p>$Z_1 = f \cdot Z_0$</p> <p>$Z_2 = C_1 \{ Z_0 L + C_2 M_{sc} f(C_B) \}$</p> <p>$Z_3 = C_3 \{ Z_0 L + C_4 M_{sg} f(C_{ul}) \}$</p> <p>$f, C_1, C_2, C_3, C_4 = \text{予係數}$</p> <p>(TANKER)</p> <p>$Z_D, Z_B = \text{max. } (Z_1, Z_2)$</p> <p>$Z_1 = f \cdot Z_0$</p> <p>$Z_2 = \frac{1}{3} \{ Z_0 L + 10.4 M_5 \}$</p> <p>$f = L, \text{DYBOTT} = \text{予係數}$</p> <p>$M_5 = \text{STILL W.B.M.}$</p>	<p>静水中 $Z = 7.25 \frac{kg}{mm^2}$</p> <p>CARGO, BULK : $(G+0.20)$</p> <p>ORE, TANKER : $6.4 \frac{kg}{mm^2}$</p> <p>Steel Vlogel の場合 : 20% 増し</p>	<p>静水中 $Z = 7.25 \frac{kg}{mm^2}$</p> <p>CARGO, BULK : $(G+0.20)$</p> <p>ORE, TANKER : $6.4 \frac{kg}{mm^2}$</p> <p>Steel Vlogel の場合 : 20% 増し</p>	<p>$Z = \text{max. } (Z_1, Z_2)$</p> <p>$Z_1 = C_1 K_1 L_1 B (C_2 + 0.7)$</p> <p>$Z_2 = 0.5 C_3 (0.14 K_2 L_1 B C_4 (1 + 0.04 \frac{L}{B}) + M_5)$</p> <p>$K_1, K_2 = L_1 = \text{予係數}$</p> <p>$C_1, C_2 = \text{船種, HOG/SAG, DYBOTT 予係數}$</p> <p>$M_5 = \text{max. STILL W.B.M.}$</p>
CARGO	1.03 Z ₀	2.13 < L ≤ 3.05	L > 3.05																				
L.F.G.	1.03 Z ₀	$\frac{3.05 - L}{3.066} + 1$	Z ₀																				
ORE BULK	1.10 Z ₀	$\frac{3.05 - L}{4.20} + 1$	Z ₀																				
TANKER	1.07 Z ₀	$\frac{3.05 - L}{13.14} + 1$	Z ₀																				
許容曲げモーメント	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>																
せん断強度	<p>(a) L.B 部のせん断</p> <p>$\tau = \frac{(Q_B + Q_{sv}) S \times 10^{-4}}{Z \cdot I}$</p> <p>$Q_B = \frac{K}{10} C_1 L_1 B (C_2 + 0.7)$</p> <p>$Q_{sv} = \text{STILL S.F. } (\geq 0.8 Q_B)$</p> <p>$K = \text{S.F. の修正係數}$</p> <p>$0 \leq Z/L \leq 0.25 \dots 1.10$</p> <p>$K = 2.5 \frac{Z}{L}$</p> <p>(b) Z 部の L.B 部がせん断</p> <p>L.B 部 $\tau_L = \frac{(Q_B + Q_{sv}) S (0.8 B) S_{10}}{L \cdot I}$</p> <p>側桁 $\tau_S = \frac{(0.85 + 0.15 \frac{Z}{L}) I (0.8 B) S_{10}}{L \cdot S \cdot I}$</p> <p>$\tau_L = 4.336 - 4.88 \frac{Z}{L}$</p> <p>$\tau_{allow} = (2.00 f_1 + 90 f_2) \frac{kg}{cm^2}$</p> <p>max. still.</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>	<p>波浪中 $Z = 15.3 \frac{kg}{mm^2}$</p>															

表 1.2.1.2 各船級協会規則の定性的比較

	N.V	B.V	G.L	A.B	L.R	R.S	N.K	
船体断面の強度	<p>(1) Z_{min}, $Z = f(M_{still})$ で規定。 (2) Loading による Hog/Sag の別を考慮。 (3) 船種別に規定。 (4) 肋骨間距 L ($C_g + 0.7$) に比例。 (5) 横方向 Z (Z_H) の影響を考慮。</p>	<p>(1) Z_{min}, $Z = f(M_{still})$ で規定。 (2) Hog/Sag の別を考慮せず。 (3) 船種別に規定。 (4) 肋骨間距 L ($C_g + 0.7$) に比例。 $L \geq 300^m$ で適用している。</p>	<p>(1) Z_{min}, $Z = f(M_{still})$ で規定。 (2) Hog/Sag の別を考慮せず。 (3) 船種別に規定。 (4) Z_{min} は $Z \leq L$ ($C_g + 0.7$) に比例。</p>	<p>(1) $Z = f(M_{still})$ で規定。 (2) Hog/Sag の別を考慮せず。 (3) 船種別に規定。 (4) L の影響係数の Z に考慮。例: $L = 273^m$, 305^m に Z と Z_{min} の差がある。</p>	<p>(1) Z_{min}, $Z = f(M_{still})$ で規定。 (2) Hog/Sag の別を考慮せず。 (3) 船種別に規定。 (4) Z_{min} は $Z \leq L$ ($C_g + 0.7$) に比例。 Tanker 等は $L = 100^m, 300^m$ に Z と Z_{min} の差がある。</p>	<p>(1) $Z = f(M_{still})$ で規定。 (2) Loading による Hog/Sag の別を考慮。 (3) 船種別に規定。 (4) Z_{min} は $Z \leq L$ ($C_g + 0.7$) に比例。 例: $L = 150^m, 300^m$ に Z と Z_{min} の差がある。</p>	<p>(1) $Z = f(M_{still})$ で規定。 (2) Loading による Hog/Sag の別を考慮。 (3) 船種別に規定。 (4) Z_{min} は $Z \leq L$ ($C_g + 0.7$) に比例。 例: $L = 150^m, 300^m$ に Z と Z_{min} の差がある。</p>	<p>(1) Z_{min}, $Z = f(M_{still})$ で規定。 (2) Loading による Hog/Sag の別を考慮。 (3) 船種別に規定。 (4) Z_{min} は $Z \leq L$ ($C_g + 0.7$) に比例。 例: $L = 150^m, 300^m$ に Z と Z_{min} の差がある。</p>
想定外力(波浪)	<p>(1) 発生確率: 約 10^{-8} (2) 波浪間距 L (M_B) $M_B \propto L^2 B \cdot f(L) \cdot f(C_B)$</p>	<p>(1) 発生確率: Current Case 約 10^{-6}, Escape Case 約 10^{-8} (2) 波高 (H) = $0.24 L^{2/3}$ 波長 = 船の長さ 波浪間距 L (M_B) $M_B \propto L^2 B \cdot f(C_B)$</p>	<p>(1) 有初波高 (H) $\propto L^{2/3}$ $L > 270^m$ では $H = 8.08^m$ (一定) 波長 = 船の長さ 波浪間距 L (M_B) $M_B \propto L^2 B \cdot f(C_B)$</p>	<p>(1) 発生確率: 約 10^{-8} (2) 有初波高 (H) $\propto L^{2/3}$ 波浪間距 L (M_B) $M_B \propto L^2 B \cdot f(C_B)$</p>	<p>(1) 発生確率: 約 10^{-8} (2) 有初波高 (H) $\propto L^{2/3}$ 波浪間距 L (M_B) $M_B \propto L^2 B \cdot f(C_B)$</p>	<p>(1) 発生確率: 約 10^{-5} (2) 波浪間距 L (M_B) $M_B \propto L^2 B \cdot f(L) \cdot f(C_B)$</p>	<p>(1) 発生確率: 約 10^{-5} (2) 波浪間距 L (M_B) $M_B \propto L^2 B \cdot f(L) \cdot f(C_B)$</p>	<p>(1) 発生確率: 約 10^{-5} (2) 波浪間距 L (M_B) $M_B \propto L^2 B \cdot f(L) \cdot f(C_B)$</p>
許容曲げ応力	<p>(1) 波浪中の全曲げ応力で規定。 Z_{red}, $Z_{red} = Z_{min}$ の船では、静水中曲げ応力も規定している。 (2) Hog/Sag, Deck/Bottom により、別値を規定している。</p>	<p>(1) 一般には、波浪中の全曲げ応力で規定。詳細には、$Local Stress$ を計算して考慮。 (2) 船種別, Deck/Bottom により、別個に規定。</p>	<p>(1) 波浪中の全曲げ応力で規定。 (2) 船の長さ (L) に応じて値を変化させている。</p>	<p>(1) 静水中の曲げ応力で規定。 (2) 船の長さ (L) に応じて値を変化させている。</p>	<p>(1) 静水中の曲げ応力で規定。 (2) 船種別に規定。 20% 増しを認めている。</p>	<p>(1) 波浪中の全曲げ応力で規定。 (2) 船種別に規定。</p>	<p>(1) 波浪中の全曲げ応力で規定。 (2) 船種別に規定。</p>	<p>(1) 波浪中の全曲げ応力で規定。 (2) 船種別に規定。</p>
せん断強度	<p>(1) 波浪中の全剪断力を採用。 (2) Z の発生位置に對しては、波浪せん断力を船体前半部および後半部で、$Sine$ 分布として調整。 (3) 許容せん断力は、波浪中の配分値に規定せず、曲げ応力の配分値も与えている。 Corrosion Margin は控除不要。</p>	<p>(1) 波浪中の全せん断力を採用。 (2) Z の発生位置に對しては、波浪せん断力を船体前半部および後半部で、$Sine$ 分布として調整。 (3) 許容せん断力は、波浪中の配分値に規定せず、曲げ応力の配分値も与えている。 Combined Stress で規定。 Corrosion Margin の控除不要。</p>	<p>(1) 波浪中の全せん断力を採用。 (2) Z の発生位置に對しては、波浪せん断力を調整。 (三角形分布を認めている) (3) 許容せん断力は、静水中せん断力に規定。 Corrosion Margin の控除不要。</p>	<p>(1) 静水中せん断力を採用。 (2) Z の発生位置に對しては、許容せん断力を調整。 (三角形分布を認めている) (3) 許容せん断力は、静水中せん断力に規定。 Corrosion Margin の控除不要。</p>	<p>(1) 静水中せん断力を採用。 (2) Z の発生位置に對しては、許容せん断力を調整。 (三角形分布を認めている) (3) 許容せん断力は、静水中せん断力に規定。 Corrosion Margin の控除不要。</p>	<p>(1) 波浪中の全せん断力を採用。 (2) Z の発生位置に對しては、波浪せん断力を調整。 (三角形分布を認めている) (3) 許容せん断力は、波浪中のせん断力に規定。 Corrosion Margin を控除可能。</p>	<p>(1) 波浪中の全せん断力を採用。 (2) Z の発生位置に對しては、波浪せん断力を調整。 (三角形分布を認めている) (3) 許容せん断力は、波浪中のせん断力に規定。 Corrosion Margin を控除可能。</p>	<p>(1) 波浪中の全せん断力を採用。 (2) Z の発生位置に對しては、波浪せん断力を調整。 (三角形分布を認めている) (3) 許容せん断力は、波浪中のせん断力に規定。 Corrosion Margin を控除可能。</p>

表 1.2.1.3 材料係数比較表

MATERIAL CLASS		NV	BV	GL.	AB	LR	RS	NK.	
(1) MILD STEEL	σ_y (kg/cm ²)	24	(24.6)	(25)	(22.45)	24 (25)	(24)	(24)	
	σ_B (kg/cm ²)	41 ~ 50	41 ~ 50	(41 ~ 50)	41 ~ 50	41 ~ 50	(41 ~ 50)	41 ~ 50	
	E (%)	22	22	-	22	22	-	22	
(2) CONTROLLED STEEL	$\sigma_y = 27$	σ_y	27	-	-	-	27	-	-
		σ_B	41 ~ 52	-	-	-	41 ~ 52	-	-
		E	22	-	-	-	22	-	-
		材料係数	$1/1.08 = 0.926$	-	-	-	$K = 0.926$	-	-
	$\sigma_y = 32$	σ_y	32	32	(32)	32	32	(32)	32
		σ_B	48 ~ 60	48 ~ 60	-	48 ~ 60	45 ~ 60	-	48 ~ 60
		E	22	22	-	20	22	-	22
		材料係数	$1/1.25 = 0.800$	$k = 0.824$	($k = 0.818$)	$Q = 0.8097$	$K = 0.781$	($\eta = 0.750$)	$K = 0.800$
	$\sigma_y = 34$	σ_y	-	-	-	-	34.5	-	-
		σ_B	-	-	-	-	max. 62 ($\sigma_y/\sigma_B = \text{max } 0.85$)	-	-
		E	-	-	-	-	22	-	-
		材料係数	-	-	-	-	$K = 0.725$	-	-
	$\sigma_y = 36$	σ_y	36	36	(36)	36	36	(36)	36
		σ_B	50 ~ 63	50 ~ 63	-	50 ~ 63	50 ~ 63	-	50 ~ 63
		E	21	21	-	20	21	-	21
		材料係数	$1/1.37 = 0.7299$	$k = 0.770$	($k = 0.741$)	$Q = 0.758$	$K = 0.725$ ($25/34 = 0.694$)	($\eta = 0.667$)	$K = 0.740$
$\sigma_y = 40 \text{ OR } 46$	σ_y	40	-	-	-	-	-	46	
	σ_B	54 ~ 66	-	-	-	-	-	60 ~ 72	
	E	20	-	-	-	-	-	16	
	材料係数	$1/1.41 = 0.709$	-	-	-	-	-	$K = (\text{not specified})$	

(註)：各船級協会規則による材料係数計算式は、下記の通り。

(1) NV.

$$f_1 = \begin{cases} 1.00 & \text{--- MS} \\ 1.08 & \text{--- NV-27} \\ 1.25 & \text{--- NV-32} \\ 1.37 & \text{--- NV-36} \\ 1.41 & \text{--- NV-40} \end{cases}$$

(2) BV.

$$k = \frac{f_1}{R} (1.30 - \frac{R_e}{2R})$$

$R = \text{min. ult. strength}$
 $R_e = \text{yield point of H.T.}$

(3) G.L.

$$k = 31.5 / (\sigma_s + 6.5)$$

$\sigma_s = \text{min. upp. yield point.}$

(4) AB.

$$Q = \frac{70.45}{Y + u + 7}$$

$Y = \text{min.}(\sigma_y, \sigma_{0.2}, 0.72\sigma_u)$
 $u = \text{min. tensile strength}$

(5) LR.

$$K = \text{max.}(\frac{25}{Y}, 0.059 \frac{L}{\sigma}, 0.725)$$

$Y = \text{min.} \sigma_y \text{ OR } \sigma_{0.5}$

(6) RS.

$$\eta = \text{max.} (2400/\sigma_y, 3.8a/f(L))$$

(7) NK.

$$K = \text{max.} (k, \eta)$$

$$\eta = \begin{cases} 0.80 & \text{--- HT 32} \\ 0.74 & \text{--- HT 36} \end{cases}$$

$$k = f(\frac{L}{D}, a, f)$$

$a = \text{主桁位置に于る係数}$
 $f = \text{MSの場合のDと BOTTOMのZの比.}$

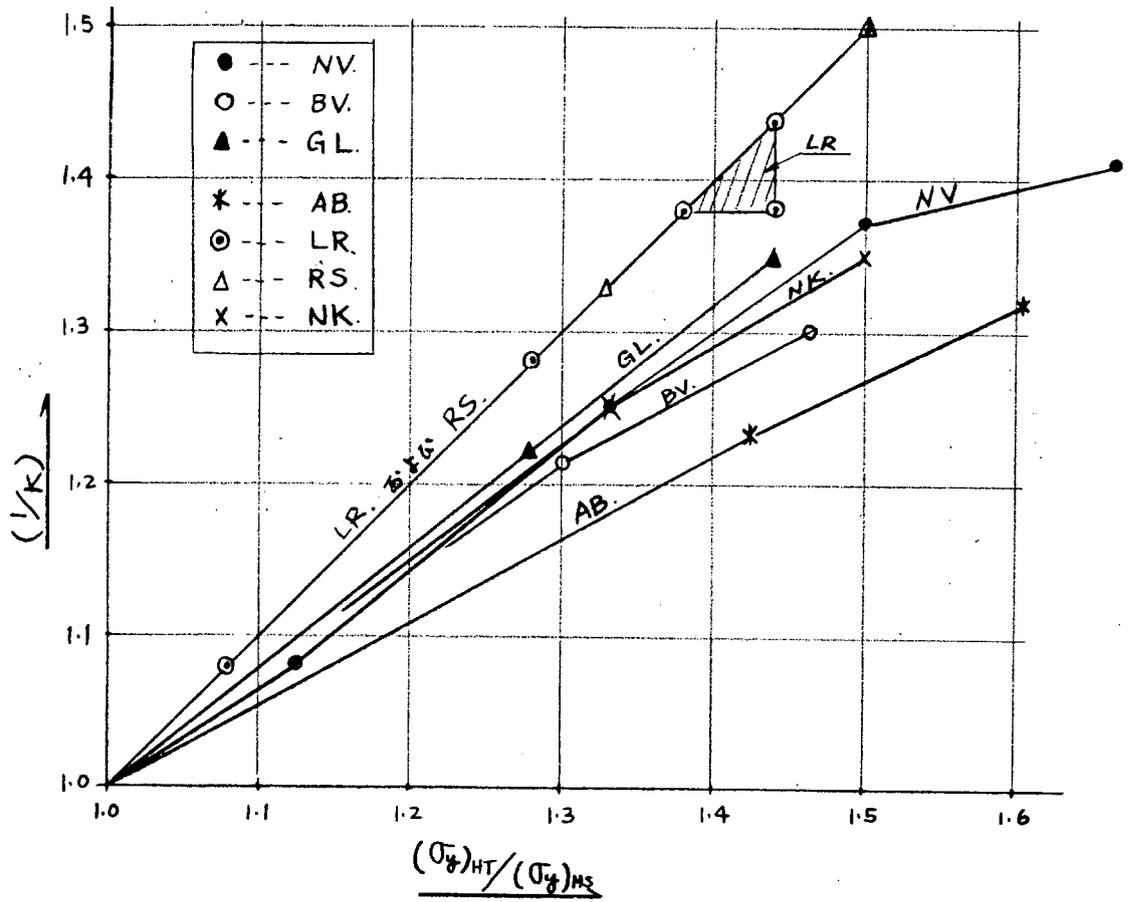


図 1.2.1.1. 材料係数(K)と降伏応力との関係.

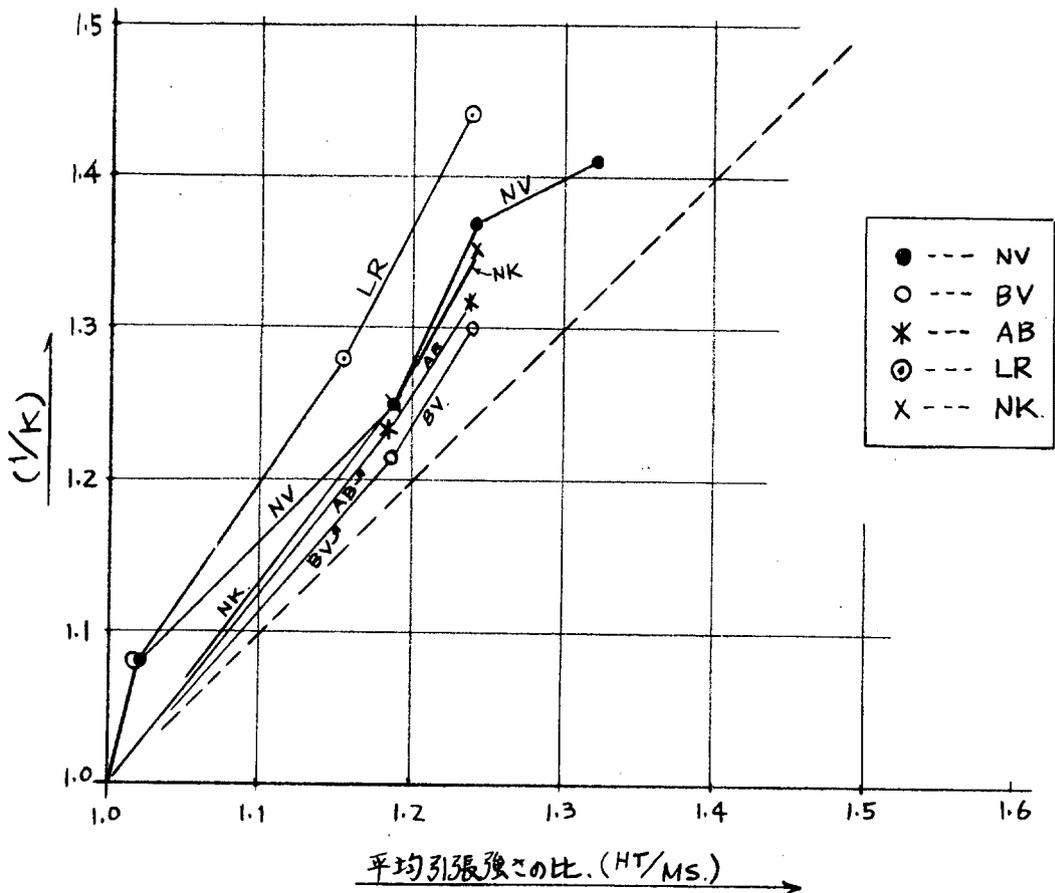


図 1.2.1.2. 材料係数(K)と平均引張強さとの関係.

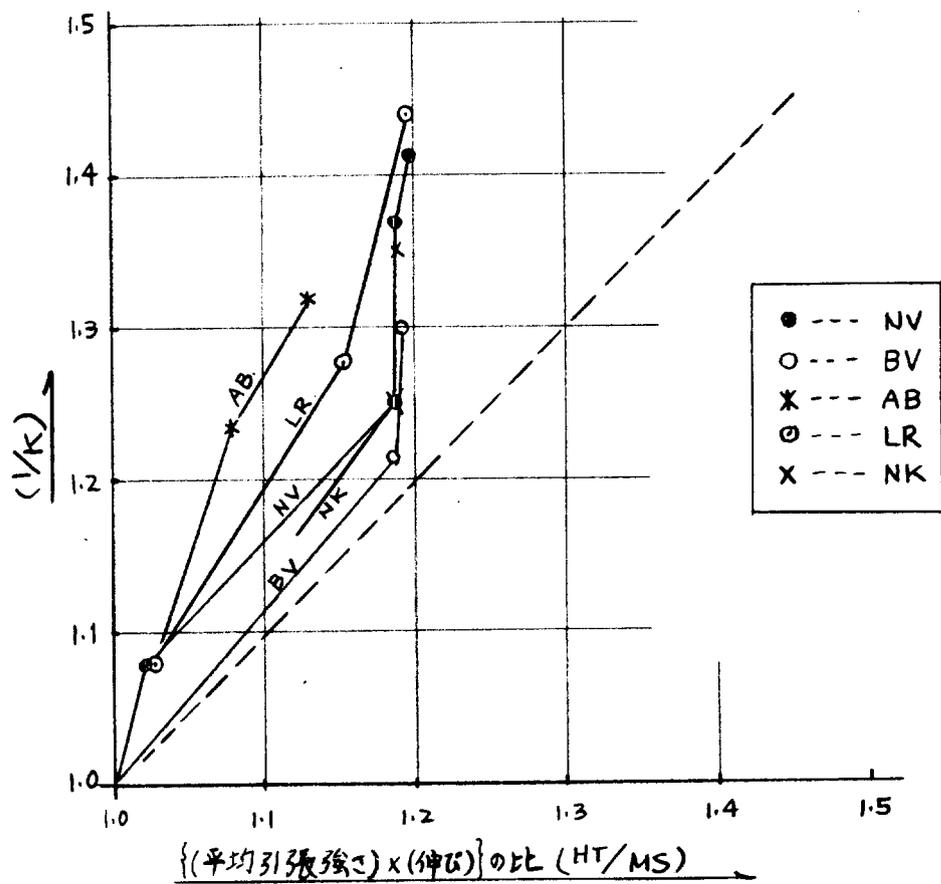


図1.2.1.3. (平均引張強さ) x (伸び)の比と材料係数(K)との関係

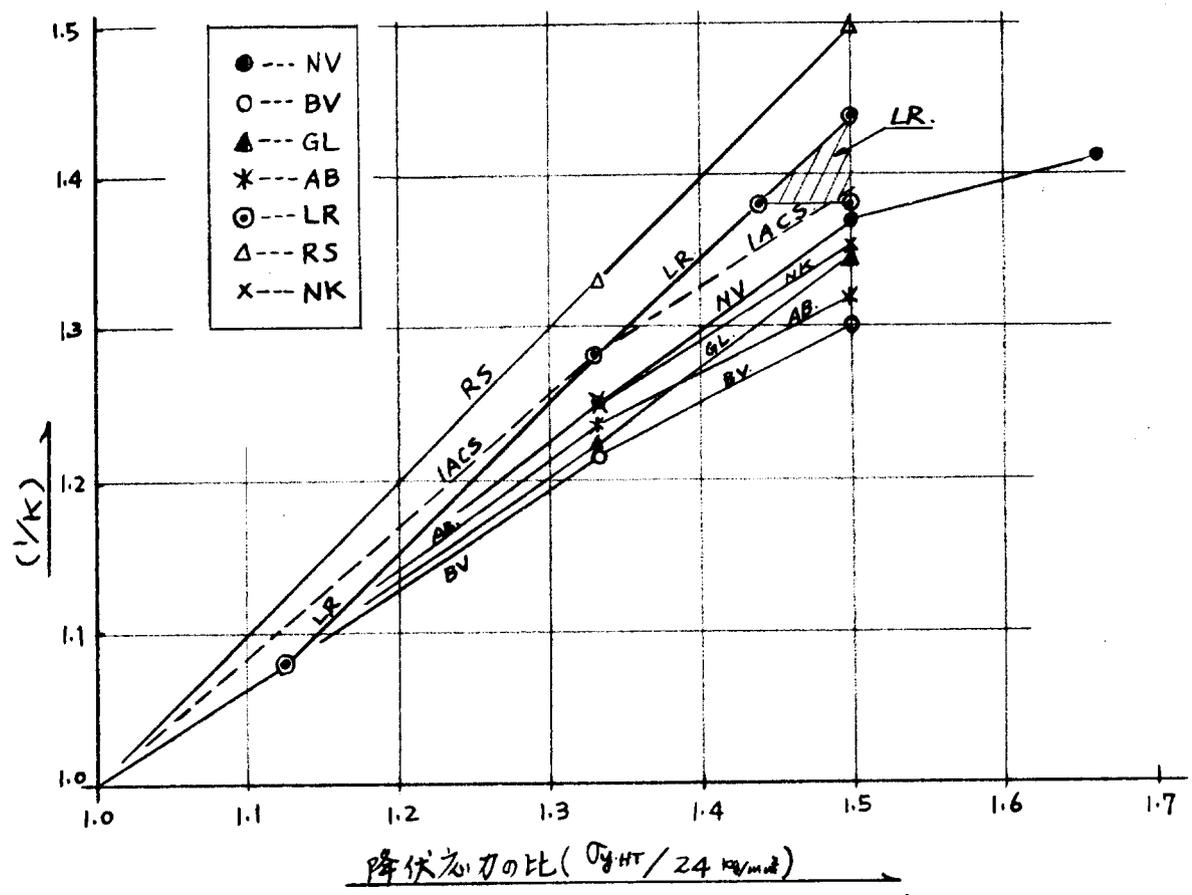
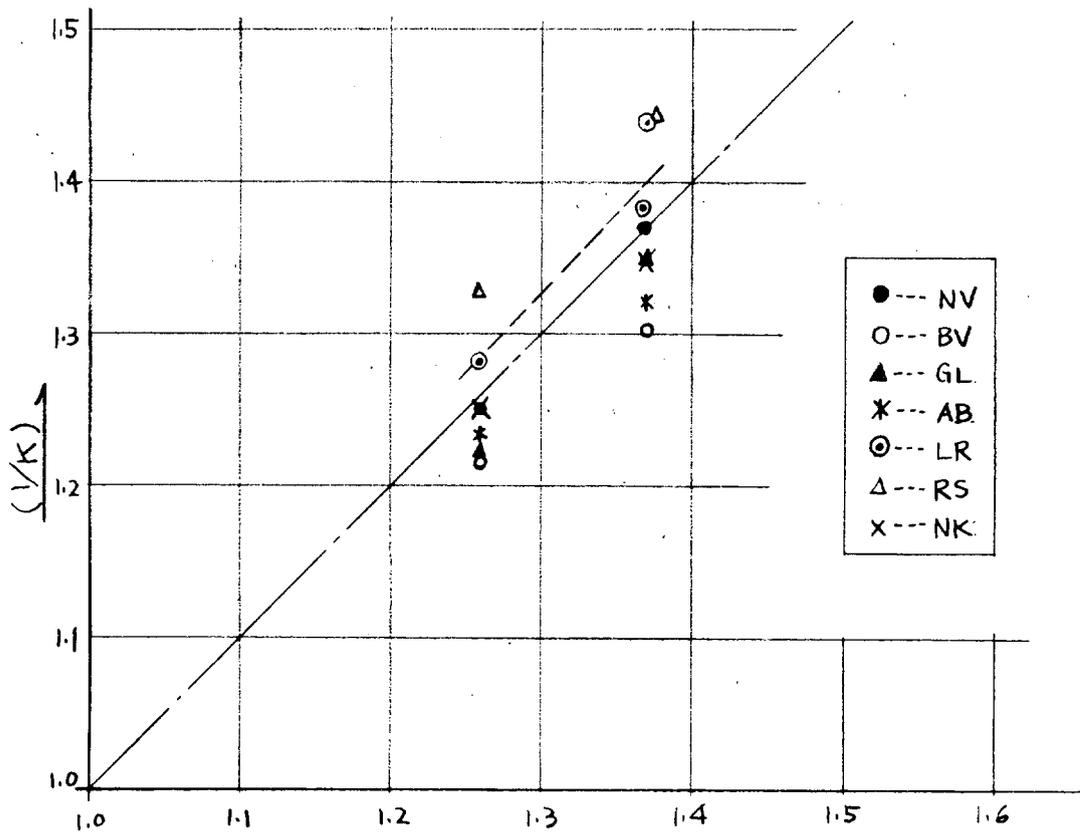


図1.2.1.4. 材料係数(K)と降伏応力の比との関係
 ($(\sigma_y)_{MS} = 24 \text{ kg/mm}^2$ とした場合)



降伏応力の比と平均引張強さの比の平均 (HT/MS)
 (軟鋼, 高張力鋼の σ_y, σ_B は IACS の統一規格を採用)

図 1.2.1.5. 材料係数 (K) と σ_y, σ_B との関係

1.2.2 貨物船の横強度

二重底内の GIRDER, FLOOR, LONGITUDINAL, INNER BOTTOM PLATE, FRAME, BEAM, BULKHEAD PLATE 及び STIFFENER 等の貨物船の横強度関係部材の寸法に関する各船級協会の規則を調査比較した。

表 1.2.2.1 は計算式, 表 1.2.2.2 は計算に用いられる荷重, 表 1.2.2.3 は計算式と荷重から逆算して得られた許容応力である。

ある特定の船について各協会の規定により具体的に各部材の寸法を求めて比較すると一層各協会の規定の差がはつきりすると考えられる。このために, $L_{PP} = 156.0\text{M}$, $B = 22.6\text{M}$, $D = 13.3\text{M}$, $d = 9.6\text{M}$ の貨物船について各部材寸法の比較を行ったのが, 表 1.2.2.4 である。表 1.2.2.5 はその場合の荷重 (HEAD) である。

表 1.2.2.4 より先づ各部材の寸法は協会によりかなり異なっていることがわかる。TWEEN DECK FRAME では, 最も大きい RS は最も小さい BV の約 4 倍の断面係数をもっている。二重底の LONGITUDINAL でも, BV は NV の 3 倍の値をもっている。二重底の INNER BOTTOM PLATE や W.T. BHD の PLATE は協会による差は小さく, せいぜい 20% である。

各協会の特徴としては, NV は二重底の LONGITUDINAL が異常に小さい, BV は TWEEN DECK FRAME が小さい, GL は BHD PLATE がうすい, AB は骨が比較的小さく板が厚い, RS は一般に寸法が大きいと云うことがわかる。

表 1.2.2.1
計算式 又は 計算モデル

		N.V.	1971年 RULE 20 AMENDMENT No.6 B.V.	1970年 RULE 21 SUPPLEMENT No.2 G.L.	A.B.	1972年 RULE NOTICE NO.2 追加 L.R.	R.S.	N.I.K.	
BOTTOM	主 GIR.	$t_{min} = \frac{0.5 + 0.05L}{\sqrt{f_1}}$ FOR 0.4L AND IN E/ROOM (OTHERS 10% REDUCTION)	$R \geq 0.1 \sqrt{L}$ $t \geq 0.95 \sqrt{L+10d}$ MIN. 7	$R = 350 + 0.45 B$ $t = \frac{R}{100} + 1.0$ $R \leq 1200$ $t = R/120 + 3.0$ $R \geq 1200$	$d_{DB} = 32B + 190\sqrt{d}$ $t = 0.056L + 5.5$	$D_{DB} = \frac{1000B}{36} + 205\sqrt{d}$ $t_{min} = 0.008 D_{DB} + 4.0$	$R \geq \frac{L-90}{0.57} + 40B + 3500 \frac{L}{t}$ $t_{min} \geq \frac{R-2400}{80} \frac{2400}{O_y}$ (MIN. 600)	$d_0 \geq 8/b$ (0.75L向) $t = C_1 d_0 + 2.5$, $t = C_2 \frac{SBd}{d_0} + 2.5$	
	SIDE GIR.	$t_{min} = \frac{6 + 0.035L}{\sqrt{f_1}}$ FOR 0.4L AND E/ROOM (OTHERS 10% REDUCTION)	$t \geq 0.7 \sqrt{L+10d}$ MIN. 6	FLOOR 12 級)	$t = 0.036L + 4.7$	TRANS. FRAMING $t = 0.008 D_{DB} + 1.0$ LONGS FRAMING $t = 0.007 D_{DB} + 1.0$	附近の FLOOR と同厚	$t = C_3 d_0 + 2.5$ $t = C_2 \frac{SBd}{d_0} + 2.5$ (0.75L向) $C_1 = 0.013$ (LONGS SYSTEM) $C_2 = 0.018$ (TRANS SYSTEM)	
	SOLID FLOOR	上式に依り (但し FLOOR SPACE の規定がある)	ADDITIONAL STRENGTHENING MAY BE REQUIRED. $t \geq 0.7 \sqrt{L+10d}$ MIN. 6	FLOOR の SEC. AREA f_s $f_s = 0.33d \cdot B \cdot e$ (e...SPACE) $t = \frac{R}{100} - 1.0$ $R \leq 1200$ $t = \frac{R}{100} + 2.0$ $R \geq 1200$	$t = 0.036L + 4.7$	TRANS. FRAMING $t = 0.008 D_{DB} + 1.0$ LONGS FRAMING $t = 0.009 D_{DB} + 1.0$	$t \geq \frac{70k a d B}{k_0 R O_y}$ K...LONG. SYSTEM Z は 1 a...F. SPACE k ₀ ...GIR. の Z 係数の係数 Z は 1.0 又は 1.75 に規定	$t = C_3 d_0 + 2.5$ $t = C_2 \frac{SBd}{d_0} + 2.5$	
	LONGS FRAME	$Z = \frac{1}{4} (80S + \frac{13(L+1.2)Sd}{8.5 - \sqrt{L}})$ BOTTOM INN. BOT. $Z = \frac{1}{4} (8.5L^2 S^2 k_1 / (1-d^2/D))$ L ≤ 200	$Z = KE^2 R$ (NO STRUT) $Z = 0.6 KE^2 R$ (WITH STRUT) K=12.5 (BOTTOM LONGS) 10.5 (INNER B. LONGS)	$Z = 14 a l^2 (d + Y_{00}) C$ C = 0.67 L ≥ 100	BOTTOM LONGS $Z_B = 7.9 C R d l^2$ INNER BOTTOM LONGS $Z = 0.85 Z_B$ C = 1.3 (STRUT DL) 0.715 (STRUT あり)	$Z = 0.0106 A S^2 k_1$	$Z \geq \frac{k a d l^2}{O_y} \cdot 10^3$ K=25 (STRUT DL) 17 (STRUT あり)	$Z = C_5 k l^2 + 20$ $R \geq d \geq 0.66d$ C = 0.22 (NO STRUT) C = 0.40 (WITH STRUT)	
DOUBLE BOTTOM	INNER BOTTOM PLATE	$t_{min} = \frac{(3.5 + 0.023L)(S+0.8)}{\sqrt{f_1}}$ FOR 0.4L AND IN E/R, BOILER RM (OTHERS 10% REDUCTION) $t = 4.25 \sqrt{R a / f_1}$	$t_{max} = \begin{cases} 0.75 \sqrt{L+10d} \\ 4.45 E \sqrt{R} \end{cases}$ R...T.TOP → OVERFLOW TOP	$t_1 = 5 a \sqrt{d}$ $t_2 = 4.3 a \sqrt{P}$ P...T.TOP LOAD $t_3 = 4 a \sqrt{R}$ a...SPACE	$t = 0.037L + 0.009A - 0.5$ A...INNER BOTTOM LONGS SPACE	$t_{min} = 0.00136 \sqrt{Ld} (S+660)$ $t_{max} = \frac{5\sqrt{P}}{270}$ W...HOLD 内径 (T.TOP からの距離) HOLD DL	$t_1 = 205 a \sqrt{\frac{P}{O_y}}$, $t_2 = 100 a \sqrt{\frac{5.9d}{O_y}}$ P...内径から AIR PIPE TOP 迄の長	$t = 3.8 S \sqrt{d} + 2.5$ $t = C \frac{B^2 d}{d_0} + 2.5$ C = 0.068 - 0.0045 f	
	HEAVY CARGO B/C	INNER BOTTOM PL. $t = 4.25 \sqrt{R a / f_1}$ $k_0 = 0.33 \sqrt{L}$ INN. BOTTOM LONGS	INNER BOTTOM PL. $t = \max \begin{cases} 2.20 L^2 + 6.7E \\ 3.25 L^2 - 1 \\ 4.45 E \sqrt{R} \end{cases}$ INNER BOTTOM LONGS $Z \geq 10.5 E l^2 R$	SEC. 5 (貨物艙) に依り、GIR. FLOOR 配置の規定を要す。 SEC. 5 による。SOME HOLD REMAIN EMPTY の時は強度計算書提出の ALTERNATE LOADING の場合は BMD と SHELL 7 支持点の計算と 17 計算 B/C 及び TANKER RULE に準ずる。	SEC. 23 による。ALT. LOADING の場合は BMD 強度計算書 (造船所の方法により異なる) を提出し提出す。 % 及び TANKER RULE に準ずる。	DIRECT CALCULATION Z (Z は Z...) DOUBLE BOTTOM の格子構造解析結果を用いて、縦桁材の影響を考慮し FR. TRANS. SEC. の計算と BMD と 2 重の相互作用を考慮して FR. TRANS. の格子構造解析を行う。 SR 134-D-4 号			
	O/C	$Z = 16 a l^2 S^2 k_1 b / f_1$ $k_1 = \frac{D}{D + 2R_{DB}}$							$d_0 = 0.2 D$ $t = 0.04L + 70$ GIR.
FRAME	HOLD FRAME	HOLD $Z = \frac{1}{4} l^2 S k_0$ TINEGDE $Z = \frac{1}{4} l^2 S k_1$	$Z \geq 3.5 E l^2 R$	$Z = n a l^2 R f$ $f = 1.4 - \frac{k}{0.25L}$ k...FR. DL 及び DEPTH	$Z = a l^2 (k + b h / 33) (7 + 45 / l^3)$ b...DE 及び T. TOP からの距離				
	WEB FRAME		断面積の規定あり。		$Z = 4.74 c a l^2 (k + b h / 45)$ C = 1.5				
BEAM	CANTILEVER	$Z_{NN} = K \cdot P_n \cdot L_n / f_1$ $Z_{AN} = (1 + \frac{2n}{L_n}) (1 - 1.4 \frac{a_n}{a_n + C_n}) Z_{NN}$ LONGS $Z = (K_1 S + K_2 l^2 S R_0) / f_1$ BEAM $Z = K_1 B S d + K_2 l^2 S \cdot R_0$	$Z \geq 4.2 E l^2 R + 50 \frac{R l_0}{n+1} N_e \phi$ $Z = 10.5 E l^2 R$ (U DL) $Z = 4.75 E l^2 R$ (2nd DL)	計算方法を提出のこと。	$Z = 7 a p l^2$ P...LOAD	$Z = 7.9 c h a l^2$	$Z \geq \frac{k a p l^2}{O_y} \cdot 10^3$ I...規定あり。 K...構造式 S 係数と船の構造係数 P...荷重の係数	$Z = C S k l^2$ (TRANS.) $Z = 4.45 k l^2 + (L-30) S$ (LONGS)	
	BEAM								
ALL S. GIR.	PILLAR	$A = \frac{P}{1 - 0.0054 \frac{L}{d}}$ FOR $L/d < 110$ $A = 2.04 P (\frac{L}{100d})^2$ FOR $L/d > 110$	$P_a = \begin{cases} \frac{1.25}{(L/d)^2} & 0 \leq L/d \leq 1.5 \\ \frac{1.5}{L/d} & 1.5 < L/d \end{cases}$	$f = \frac{P \cdot 10^3}{1170 - 0.056 \lambda^2}$ $\lambda \leq 100$ $f = \frac{P \cdot 10^3}{2.7 \cdot 10^2}$ $\lambda > 100$	$W = [1.232 - 4.52 \times 10^{-3} (\frac{L}{d})] A$	$A = \frac{P}{1.26 - 5.25 L/d}$	$A = \frac{1.52 W}{2.67 - L/d}$		
	GIRDER	$Z = (K_1 R N + K_2 L) / f_1$ $= (K_1 l^2 b R_0 + K_2 L) / f_1$	$Z \geq 4.75 l_0^2 \frac{R + R_0}{2} R_p$	$Z = c p b l^2$ c...係数 b...SUPPORT からの深さ p...荷重の係数 l...SPAN	$Z = 4.74 c k l^2$			$A = 4.75 \frac{P_c (l_0 k + h_w)}{d_0} \frac{d_0 t}{600}$	
W.T. BHP	B/C	PLATE $t = (CS \sqrt{R_0} + 1.5) / \sqrt{f_1}$ T.C は BMD TYPE I に依り決す COLL. BMD C = 4.25 A. PEAK BMD 3.40 CARGO HOLD BMD 3.40 TANK BMD 3.90	$t \geq (5.5 + 0.41H)(E + 0.25)$ MIN. 10 △E 値 L MIN. 5.5 $W \geq KE^2 (RQ + RQ') + 9$	$t = 4.5 \sqrt{R_0 h} + 1.5$ $n = \tan^2 (45^\circ - \frac{\phi}{2})$	$t = c a \sqrt{R} + 1.5$ $t_{min} = 6.0$ a...STIFF. SPACE c...係数	$t = 2 [(k + 6.1) / 1830] + 3.05$ $R \leq 18^m$ $t = 2 [(k + 21.5) / 3000] + 3.05$ $R > 18^m$	CARGO RULE に依り 周辺固定と見、単位中の板と と見出しを考慮して $t = 0.004 S \sqrt{R}$ *P...構造式 S 係数と船の構造係数 *T...荷重の係数 $Z = \frac{R S l^2}{117 (W_1 + W_2)}$ *T...荷重の係数 $Z = \frac{R S l^2}{21.5 Y (W_1 + W_2)}$	$t \geq K A \sqrt{\frac{R_0}{O_y}} + C$ K...COLLISION BMD 係数 C...CORROSION MARGIN P...荷重の係数 $Z \geq \frac{K}{O_y} a \cdot P \cdot l^2 \cdot 10^3$ K...端部条件で決す係数 HORIZONTAL STIFF. (W.T. 10.6 DEPT 18.2)	$t = 2.9 S \sqrt{R} + 2.5$ R は板の厚さ MIN. 4.7
	PLATE								
	STIFF.								
DEEP T. BHP	STIFF.	STIFF. $Z = \frac{100}{K f_1} l^2 S \cdot R t$	$Z = \max \begin{cases} E l^2 (RQ + RQ') \\ \frac{1}{2} E l^2 (RQ + RQ') \end{cases}$ $t = \max \begin{cases} (E + 0.10)(80 + 0.57d) \\ (E + 0.10)(65 + 0.6d + 0.6R) \end{cases}$ SOL T MIN. 2.5	$Z_1 = 7 a k_1 l^2$ $Z_2 = 4.5 a k_2 l^2$ } 大きい方	$Z = 7.9 c h a l^2$	$t = 0.0045 \sqrt{\frac{P h_1}{1.025}} + 2.5$	$Z = C S k l^2$ R は板の厚さ MIN. 4.7 $Z = C S k l^2$ R は板の厚さ MIN. 4.7 R は板の厚さ MIN. 4.7	$t = 3.2 + 3.42 S \sqrt{R}$	
	PLATE								
注		CARGO SHIP の構造は 1972 年現在適用される。但し、DOUBLE BOTTOM IN WAY OF BALLASTED HOLD, LARGE DEEP TANK AND IN SHIPS OF HEAVY CARGO OR O/C には 21.2 号の計算式を適用すること。また、21.2 号の計算式は、21.2 号の計算式に依り決す。							

※ 1972 年 RULE PROPOSAL にて変更の予定

表 1.2.2.2

荷重

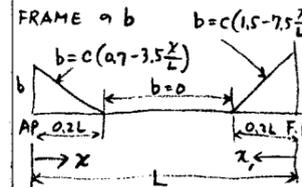
		N. V.	B. V.	G. L.	A. B.	L. R.	R. S.	N. K.	
DOUBLE BOTTOM	☐ GIR.	L BASE 不明							
	SIDE GIR.	HOLD ENDS HOLD 中央	同上	INNER BOTTOM 1: 水圧荷重 0.7 d $\frac{1}{m^2}$ 以上は SPECIALLY CONSIDERED.			B/C, O/C, HEAVY CARGO の D.B. の全体強度と 17 の荷重は 下記の通りである。 GIR. B. FLOOR PLATE. FULL HOLD 12 寸 L W-0.68 d EMPTY HOLD 12 寸 L 1.02 d	吃水 d の 1 割	二重底全体に DRAFT に等しい 一様水圧
	SOLID FLOOR	船底の 8/4 その他	同上	BOTTOM 12 寸 L 12 寸 L _i = d INNER B. 12 寸 L 12 寸 L _i = 0.65 (D-H ₀) D... OVERFLOW TOP 迄の距離 H ₀ ... 在 GIR. HEIGHT	a l (d + 1/100) C の 分布荷重	INNER BOTTOM LONGS 12 寸 L R: (d 又は 3D の) x 0.85			
	LONGE FRAME	INNER BUTT. LONGS 1: 寸 L 7 R _i = R _o = { TANK TOP + 2.5 m 寸 L AIR PIPE TOP 寸 L の 1/3 の 2E } WHICHEVER IS GREATER.							
	INNER BOTTOM PLATE	縦桁 横桁	R _a = INNER BOTTOM PLATE 5/5 AIR PIPE TOP 寸 L						
	HEAVY CARGO	INNER BOTTOM PLATE R _b = FROM CENTER OF SPAN TO DECK ABOVE CARGO B/C O/C	R _i = P _i / R _o P _i ... HOLD の 最大荷重 R _o ... " " の 長さ B _i ... " " の 幅 全上 (但し MIN. = D - H ₀)	荷重を 4 面 に 均等 の こと。 FOR Z, P _i = 1.1 G/F - d (Ym) FOR AREA P _i = G/F - d G... HOLD の CARGO WT. F... HOLD BOTTOM の PROJECTED A.	荷重の記載は ないが 設計条件に 応じて 横桁で 提出し 承認 する。	ORE の 比重 P = 1/2 1/F (3 Tm) とし CARGO SURFACE を 45 度 傾け 35 度 傾き ALTERNATE LOADING の 場合は CHECK L. 荷重は TRANS. MEMBER に 分布 させよ。		全上	
FRAME	HOLD FRAME	BELOW S.L.W.L. R _e = 0.5 $\sqrt{L} (1 - \frac{R_o}{2d}) + R_o + R_i$	R = R ₁ + d R ₁ = { 0.8 (2.143 - 0.714 (\frac{200-L}{100})^2) ... L ≤ 300 3.26 ... L > 300	R = C (1 - Z/2d) + Z ₁ + b ... SPAN の 中央 又は WL 以下 R = (C + b) $\frac{R_o}{2d}$... SPAN の 中央 又は WL 以上 C... L の 函 数 Z ₁ , Z ₂ ... SPAN 中央 と WL の 距離	船底 水圧 吃水 d 甲板 荷重 TWEEN DECK LOAD (P=0.7)	FRAME の TOP 迄 の 水圧 荷重 P = (1.35 H + 0.11 D + 11) (1 - \frac{X}{1.6 D}) D ₁ = D ≤ 1.6 d	SINGLE DECKER... HEAD TOP = UP. DECK MULTI DECKER... HEAD TOP = L.W.L. (d)	船底 水圧 1.35 d 船底 0.1 L 甲板 荷重 なし 倉内 荷重 P = 0.7 $\frac{1}{m^2}$	
	WEB FRAME	(波と船首尾部に作用する) HT 加圧 力 も 考慮 する	d... FRAME の 中央 又は WL 迄 の 距離 (船外 あり)						
BEAM	CANTILEVER	SPECIFIC STOWAGE WEIGHT 0.7 T/m ³ 在 BASE 又は WATER HEAD 2" 示し 17 寸 L	BASIC LOAD COEF. R _o = 0.7 + \frac{Ld}{60D} (0.5 ≤ \frac{Ld}{60D} ≤ 1.5) R _o 又は DE の 種類 により 異なる。	P = 0.8 ~ 1.35 $\frac{1}{m^2}$ L 30" 吃水 又は 30" 迄 の 距離 まで 決まる。 0.1 L FROM FB + 20% ... L ≤ 120 + 100% ... L ≥ 200 0.2 L FROM FB 又は 0.1 L FROM AFT + 10%	船底 水圧 吃水 d 甲板 荷重 TWEEN DECK LOAD (P=0.7)	FP 0.5 0.12 L の 長さ 以外 R = 1.2 + 2.04 E E = 0.0914 + 0.003 L - 0.15 FP 0.5 0.075 L と 0.12 L の 間 R = 1.5 m FP 0.5 0.075 L 迄 R = 1.8 m	HEAD P = M ₀ (0.0085 L + 1.33 \frac{D}{L} - 0.50) M ₀ ... 甲板 の 位置 により 決まる 定数	甲板 荷重 倉内 P = 0.7	
	BEAM	min R = 0.5 ~ 2.3 (DECK に あり 異なり)			P = 0.7 2" L BASE 2" 荷重 決定 あり。			全上	
PILL. & GIR.		PILLAR が 支持 する DECK BEAM, GIR. COAMING など 1" あり 荷重 を 調整 して いるが BASE は BEAM と 同し (但し GIR. PILLAR を 支える 時は) N. VALUE を 適用	全左	BEAM の 荷重 に 依り。	PILL. W = 0.715 b k d GIR. BEAM に 同し	PILL... BEAM の HEAD + 上部 PILL 上の 荷重 GIR... BEAM の HEAD.		P = 0.7	
W.T. BHD	B/C	PLATE R _D = FROM LOWER EDGE OF PLATE TO TOP OF BHD	板 の LOWER EDGE 又は BHD TOP 迄					貨物 の 見合い の 比重 を 示す。	
	PLATE		全上	HEAD は BHD DECK AT 在 OVERFLOW は 760 mm ON FREEBOARD DECK 450 ON SUPERSTRUCTURE DECK	HEAD は BHD DECK AT 在 寸 L	BHD DECK 上 0.91 M (AT SIDE) 迄 の 水圧 荷重	HEAD TOP = BHD DECK	BHD DECK の HEAD (浸水 時 に 規定)	
	STIFF.	STIFF. R _D = FROM CENTER OF LOAD AREA TO TOP OF BHD.	BHD TOP 迄 の HEAD					全上	
DEEP T. BHD	STIFF.		OVERFLOW TOP 迄 の HEAD	R, SPAN 中央 より T. TOP 迄 R ₂ SPAN 中央 より OVERFLOW 又は T. TOP 迄 の 2.5 m の 長さ の 最大 の 長さ R ₃ T. TOP 迄 の 2.5 m の 長さ の 最大 の 長さ	① T. TOP 又は OVERFLOW の 3/2 迄 ② L に 応じて R ③ L.W.L. ④ 3/2 D の 1/5 最大 の 長さ	TANK 頂部 迄 の 水圧 荷重	TANK TOP 0.5 AIR PIPE TOP 迄 の 距離 の 0.65 倍	吃水, 号 D, AIR PIPE TOP 迄 の 長さ の 1/5 又は 1.5 m の 長さ の HEAD	
	PLATE		板 の LOWER EDGE 又は OVERFLOW TOP 迄 の HEAD.	R ₂ の 最低 辺 又は 1) T. TOP 2) OVERFLOW 3) T. TOP 迄 の 2.5 m の 長さ の 1/2				全上	
注		MOST SEVERE REALISTIC LOADING CONDITION を 採用 する。STATIC & DINAMIC LOAD (INTERNAL & EXTERNAL) を 示し ている。 DYNAMIC LOAD は 波浪 外力 や TANK 内 液圧 が \sqrt{L} に 比例 して 考慮 されている。		FRAME の b b = c (1.5 - 7.5 \frac{Z}{L}) b = c (0.7 - 3.5 \frac{Z}{L}) 					

表 1.2.2.3

許容応力

		N. V.	B. V.	G. L.	A. B.	L. R.	R. S.	N. K.								
					HOLD LENGTH σ τ	33.9M 23.4 17.0	22.6M 15.7 11.4		圧縮応力に對し $\sigma_{ca} = (0.26 + 0.003L)\sigma_y \leq 0.85\sigma_y$	σ_{all}	τ_{all}	σ_{ca}	τ_{ca}			
DOUBLE BOTTOM	Φ GIR.	(注) 以下に▲印は許容応力は RULE 式から推定したものであり、その対象部材を両端固定の梁とみなして計算した。 L BASE 以下の PLATE 及び周辺構造の影響が考慮されているとみなせば RULE 式に準じて許容応力は未定である。										13.5	14.5	15.5		
	SIDE GIR.	HOLD ENDS 中央										13.5	14.5	15.5		
	SOLID FLOOR	船底 1/4 以下										13.5	14.5	8.0		
	LONGER FRAME	INNER BOTTOM LONGER に對し 12 kg/mm ² (72 RULE PROPOSAL) ▲	(LOCAL STRESS) + (WHOLE WAVE B.M. STRESS) ≤ 16.2 kg/mm ²	BOTTOM LONGER 5.9 kg/mm ² INNER B. LONGER 7 kg/mm ²	8.1 *			$\sigma_y = 25 \text{ kg/mm}^2$, 安全率 6.0 ($\frac{8\%}{20} = 0.7$ と仮定、両端固定梁を計算)	荷重を d とすれば $\sigma_y/3$	約 15.0* (塑性計算)						
	INNER BOTTOM PLATE	縦向 横向		FOR t_1 , $\sigma_{all} = 20 \text{ kg/mm}^2$ " t_2 " 27 " " t_3 " 31 " t_2 は両端 FIX の ELEMENTARY STRIP 5.0" 両端 YIELD 開始する条件を考慮する。				$t_{eff} = \frac{5\sqrt{d}}{22.0}$ による。 $\sigma_y = 25 \text{ kg/mm}^2$, 安全率 2.0	1st. HINGE 形成に對し安全率 1.26 水隔 d に對し $\sigma_{all} = 0.85\sigma_y$	11.0						
	HEAVY CARGO			HOLD 12 BALLAST を積む場合の BMD STIFF. による σ T $\sigma_c = \sqrt{\sigma_b^2 + \tau^2}$ SHIP UPRIGHT 12.0 9.0 18.0 20° HEEL 12.0 11.0 22.0 (BALLAST は COAMING TOP 迄)												
	B/C															
FRAME	HOLD FRAME	HOLD FR. 21 kg/mm ² ▲ TWEEN DECK FR. 12 kg/mm ² ▲	INTERNATIONAL LOAD LINE CONVENTION に従って定められた 17~26 kg/mm ²	$\sigma_{all} = 15.9 \text{ kg/mm}^2$	9.0 *				SINGLE DECKER に對し $\sigma_{all} = 0.9\sigma_y$ MULTI. DECKER に對し $0.85\sigma_y$ (B.L. SINGLE DECKER と MULTI. DECKER の両方)	30.0 (塑性計算) 20.0						
	WEB FRAME				11.7 *							全上	10.0			
BEAM	CANTILEVER	20~22 kg/mm ² ▲										16.0	11.7			
	BEAM		$\sqrt{\sigma^2 + 2.36\tau^2} \leq 16.2 \text{ kg/mm}^2$ BENDING STRESS のみ の時は $\leq 12 \text{ kg/mm}^2$	$\sigma_{all} = 11.9 \text{ kg/mm}^2$	13.7 *							2x1.2. 船の揺れによる変化を考慮して σ_{all} 判定をせよ。	約			
PILL. & GIR.				σ_b T 梁中荷重を計る GIR. 15.0 -- パイプ 2 等 2 等 GIR. 20.0 11.7 CANTILEVER 間隔大 { -12.5 8.0 " EVERY FRAME 15.0 8.0			GIR. DEEP TANK 11.7* Y の地 12.3* PILLAR: STRESS は 1/2 の値に 2 倍して T とは 1/2. $\sigma_{all} = 100$ の時 $\sigma = 7.8$ 安全率 = 2.6								GIR. 約 12.0	
W.T. BMD	B/C															
	PLATE															
	STIFF.	TRANS. TANK BMD: 12 kg/mm ² ▲ A.P. * CARGO HOLD BMD 27 kg/mm ² ▲	24 kg/mm ² (1/2 CORRUGATE の場合は) $\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 2.36\tau^2}$	$\sigma_{all} = 32 \text{ kg/mm}^2$	27.0 *			$\sigma_y = 25 \text{ kg/mm}^2$, 安全率 = 1.6	1st. Hinge 形成に對し安全率 1.0							
DEEP T. BMD	STIFF.		TEST OVERFLOW PRESSURE 15 kg/mm ² WITHOUT OVERFLOW PRESSURE 9 kg/mm ²	FOR Z_1 , $\sigma_{all} = 11.9 \text{ kg/mm}^2$ " Z_2 " 18.5 "	18.6 *			$\sigma_y = 25 \text{ kg/mm}^2$, 安全率 = 1.4, $\sigma_{all} \approx 0.9\sigma_y$		21.						
	PLATE															
	注	COMBINED STRESS $\sigma_c = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2$ " FREQUENTLY LOAD PART 2" 1500 f, kg/cm ² MEAN SHEAR STRESS 800 f, kg/cm ² その他の場合は $\sigma_c \leq 1700 \text{ f, kg/cm}^2$ $\tau \leq 900 \text{ f, kg/cm}^2$ 波浪に對する場合は σ_c の 5/3 倍 SHEAR の 2 倍、と考慮しては		特に 10 は両端 FIX の梁に對しての応力である。	* 両端固定に對しては逆算して											* 塑性計算 支柱は、安全率 2.7 支柱有 " 3.0

表 1.2.2.4

各部材の SCANTLING (板厚は 10mm 容積は cm³)

		N V	B V	GL	AB	LR	RS	NK	
DOUBLE BOTTOM	主 GIR.	1230 x 14.3	1250 x 15.1	1367 x 14.4	14.5	14.1	1322 x 16.5	15.6	
	SIDE GIR.	HOLD ENDS	10.3	11.1	12.4	10.5	10.5	15.1	9.4
		HOLD 中央	11.5						7.5
	SOLID FLOOR	船底板	11.5	12.2	12.4	10.5	12.4	15.1	9.8
		予備地							7.8
		船底板 板厚							10.9
	LONGL FRAME	BOTTOM	336	1044	547	471	492	592	388
		INNER 部	286	877	465	400	418		
	INNER BOTTOM PLATE	縦方向 横方向	12.9	13.9	13.2	14.0	12.8	13.1	14.2
	FRAME	U. DE ~ 2ND. DE	290	84	208	338	242	343	245
2ND. DE ~ 3RD. DE		362	142	268	433	341	510	461	
HOLD FRAME		706	588	522	697	642	592	556	
WEB FRAME								461	
BEAM	DE LONGL	184	163	158	140	189			
	2ND. DE BEAM	360	348	318	282	404	313	296	
	3RD. DE BEAM	435	445	394	354	419	427	485	
	U. DE TRANS.	1100	1554	1552	1470	857	1240		
W. T. BHP PLATE	上 57 ①	6.5	6.8	6.0	7.5	5.1	6.8	7.0	
	②	6.7	7.4	6.2	7.5	6.6	6.8	7.0	
	③	7.9	8.1	7.1	8.5	7.8	7.9	7.7	
	④	8.8	8.9	8.0	9.5	9.0	9.0	8.7	
	⑤	10.0	10.5	9.5	10.5	10.4	10.8	9.7	
	⑥	11.1	12.6	13.0	12.5	11.7	13.0	11.6	
	⑦								
STIFF.	U. DE ~ 2ND. DE	90	100	75	141	60	74	117	
	2ND. DE ~ 3RD. DE	230	243	166	199	156	204	189	
	3RD. DE ~ HOLD	705	1049	621	539	548	804	691	
注		2 次計画に用 いた中 SPACE 212 0.25m 以下 方							

表 1.2.2.5

荷重 (m)		NV	BV	GL	AB	LR	RS	NK
DOUBLE BOTTOM	☉ GIR.							
	SIDE GIR.	HOLD ENDS						
		HOLD 中央						
	SOUND FLOOR	船室底						
		その他						
		その他(船室)						
	LONG FRAME	BOTTOM	11.0	9.6	11.2	9.6	10.7	9.6
INNER BOTTOM PLATE	INNER DS	9.6						
INNER BOTTOM PLATE	縦方向	12.7	13.0	9.6		9.6	12.6	9.6
	横方向						9.6	
FRAME	U.DS ~ 2ND DS		2.8	3.0	4.7	1.7		
	2ND DS ~ 3RD DS		4.1	3.4	5.5	5.5		
	HOLD FRAME		8.4	7.8	6.9	9.3	5.56	11.47
	WEB FRAME							
BEAM	DS LONG	1.2	2.2	1.1	2.3	2.2	1.8	2.3
	2ND DS BEAM	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3
	3RD DS BEAM	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5
	U.DS TRANS.							
W. T. BHP PLATE STIFF.	上下 A	U.DS ☉	全左	全左	全左	U.DS SIDE 37910	U.DS ☉	U.DS ☉
	B	"	"	"	"	"	"	"
	C	"	"	"	"	"	"	"
	D	"	"	"	"	"	"	"
	E	"	"	"	"	"	"	"
	F	"	"	"	"	"	"	"
	U.DS ~ 2ND DS	"	"	"	"	"	"	"
2ND DS ~ 3RD DS	"	"	"	"	"	"	"	
3RD DS ~ HOLD	"	"	"	"	"	"	"	
☉								

表 1.2.2.6

許容応力 (kg/mm ²)		NV	BV	GL	AB	LR	RS	NK
DOUBLE BOTTOM	☉ GIR.							
	SIDE GIR.	HOLD ENDS						
		HOLD 中央						
	SOLID FLOOR	船底板						
		その他						
		等厚板						
	LONG. FRAME	BOTTOM	5.2	6.8	6.0		7.86	
	INNER B ₂	5.4	8.1	7.0		7.86		
INNER BOTTOM PLATE	縦方向	28	25.9	20.0		21.23		
	横方向							
FRAME	U. DE ~ 2ND DE	12	12.2	10.4		4.95		
	2ND DE ~ 3RD DE	12	20.3	10.4		12.08		
	HOLD FRAME	12	18.2	15.9		24.24		
	WEB FRAME							
BEAM	DE LONG. BEAM	4.3		11.9		7.86		
	2ND DE BEAM	12	17.5	12.4		18.63		
	3RD DE BEAM	13	18.1	12.4		19.05		
	U. DE TRANS.	14		10.4		12.6		
W. T. BHP PLATE	上段 (A)	43	8.2	55.6		31.24		
	(B)	"	18.1	"		"		
	(C)	"	22.7	"		"		
	(D)	"	26.1	"		"		
	(E)	"	28.7	"		"		
	(F)	43	30.6	55.6		31.24		
STIFF.	U. DE ~ 2ND DE	28	15.8	32		32.91		
	2ND DE ~ 3RD DE	"	16.3	"		33.15		
	3RD DE ~ HOLD	28	16.5	32		33.14		
注								

1.2.3. タンカーの横強度

近年、船舶の大型化が進み、特にタンカーに於て著るしい。

その構造部材の設計に於ては、従来の主として経験に基づいた船級協会規則に則るのみでは、船型の大型化につれ、不合理性が目立つようになり、直接に強度計算を行われることが望まれるようになった。一方最近に於ける電子計算機の急速な進歩により、計算条件さえ整えられれば、相当複雑な計算も容易に行えるようになった。そこで早速タンカーの横強度計算が取上げられ、現在では各船級協会とも、大型タンカーの横強度部材の寸法は直接強度計算(DIRECT CALCULATION)を行って決定し得るようになった。但し各船級協会間に於ては、それぞれの伝統もあり、同じようにDIRECT CALCULATIONを行うにしても、その考えには多少の相違もあるので、以下にその比較を行って見よう。又、二、三の構造モデルにつき各協会で設定している条件に従ってDIRECT CALCULATIONを行い、各部材の応カレベルを各協会で定めている許容応カと比べて見ることにより、将来合理的な許容応カを求めるための一つの資料としよう。

(1) DIRECT CALCULATION の考え方についての各船級協会比較

本項では各船級協会間の相違点あるいは特徴をDIRECT CALCULATIONにとって必要な項目ごとに比較し、(表. 1, 2, 3, 1, 参照)若干の考察を加えてみた。とり上げた船級協会は以下の通りである。

AMERICAN BUREAU OF SHIPING	(ABS)
LLOYD'S REGISTER OF SHIPING	(LR)
DET NORSKE VERITAS	(NV)
BUREAU VERITAS	(BV)
GERMANISCHER LLOYD	(GL)

- (a) DIRECT CALCULATION採用に対する各協会の考え方
各船級協会とも、横部材寸法計算式を定めているが、積極的にDIRECT CALCULATIONの結果をとり入れ、ルール算式のみ結果に修正を加えることもあると明記する協会(NV, BVは10万ton以上の船)と、造船所の選択を尊重している協会(ABS, LR)に分けることができるであろう。但し各協会とも協会独自のDIRECT CALCULATIONにより部材寸法の変更のあることを示唆している。又各協会とも、骨組構造解析のみでは詳細がつかぬ構造部材に対して

は、有限要素法による解析を行うことにしている。

(b) 荷重条件

タンカーの積付け状態は、テスト、バラスト、半載、満載、載荷、揚荷状態によって異なるが、それらの数が膨大であるため、各協会とも、代表的な状態を設定している。〔又、計算するトランスリンクは、船体中央部付近のタンク内のものとしている。〕各協会が想定している状態を整理すると次表のようになる。

表. 1.2.3.2.

	テスト	バラスト	半載	満載	積荷, 揚荷
ABS	◎			○	
LRS	◎	○		○	○
NV		⊗		⊗	○
BV	◎	⊗		⊗	
GL	◎	⊗		⊗	

○：その状態を考慮し OVER FLOW HEAD は考慮しないもの

◎：その状態を考慮し、かつ OVER FLOW HEAD を考慮するもの

⊗：DYNAMIC LOAD を考慮するもの

一般に、当然のことながら、構造部材に高応力を発生させる傾向にあるテスト、バラスト、満載状態に対して各協会とも、注目していることが判る。しかしながら、テスト、バラスト状態における吃水のとり方は各協会で相違があり、実船の状態を重視する協会(LRS)、吃水を規定している協会(ABS)及びその中間状態で一応吃水を規定はするが、不合理な場合は、部分的修正を行ってもよいとする協会(NV, BV, GL)に大別できる。特にABSの場合は、テスト状態で吃水、OVER FLOW を規定し、かつ積付けパターンが3種類あるのが特徴であり、荷重条件のみを考えれば、最もきびしい要求を規定しているといえる。

(c) 構造のモデル化

骨組解析の場合には、各協会とも、縦部材の相対変位を考慮し、かつ変断面部を剛体に置き換えた、いわゆるスパンポイント法を使用している。

各協会の考えているモデル化の主なものを比較すると表. 1.2.3.3 のようになる。

表. 1.2.3.3.

	ABS	LRS	NV	BV	GL
骨組の座標位置	不明	中性軸	不明	外板	不明
外板の有効中のとり方	スパンポイント間の距離の各からトランスバースの小さい方	ルール計算で使用するものを転用	同左	剛体間を含んだスパンの20% (一部例外あり)	不明
ブラケット部のとりあつかい	スパンポイント法	同左	同左	同左	同左
縦部材の相対変位	考慮	考慮	考慮	考慮	考慮
相対変位解析のためのタンク数	不明だが3タンクといわれている。	全タンク	3タンク程度でもよいといっている。	全タンク	不明

(d) 許容応力

一般に許容応力の設定に当たっては、材料の降伏応力とある安全率で除して決められているわけであるが、安全率を決定する場合、設定した荷重条件および、ルールによる部材寸法算式にもられている過去の実績も考慮されるため、各協会によって許容応力値はまちまちである。

又、許容応力値を、腐食代を引いた部材に対して、規定する協会(NV)、腐食代を含めたもので、規定する協会(BV, LR)、両者共別々に応力を規定している協会(ABS)があり、各協会間の比較を困難にしている。

骨組構造解析では、軸応力と、せん断応力が独立に計算されることを考慮して、(GL, ABS)では、平行部における応力をせん断応力、曲げ応力別々に規定しており、LR, NV, BVでは、COMBINED STRESSを定義し、下式で与えている。

$$\sigma = \sqrt{\sigma_a^2 + \tau^2}$$

σ_a : 曲げと軸力よりなる応力

τ : せん断応力

τ : 各協会で定める係数

$$LR, NV = 3.0$$

$$BV = 2.36$$

又、LRSではブラケット部の面材の応力の近似式を与え、その値の許容値を別に与えることにより、骨組解析によっても全ての部材が容易に計算できるように配慮している。

有限要素法による解析の場合の許容応力について公表されているのに、

BV, ABがあるが, 有限要素法による解析精度が高いといわれているにもかかわらず, 骨組解析の場合と略同一の許容値としているのは注目される。

(e) 局部強度

横部材の局部強度として問題となるのは, (A)パネルの座屈, 及び振動, (B)スロット部の応力集中, (C)横部材の横たおれ振動及び(D)横たおれ座屈である。これらのうち(A)は, スティフニングに関連し, (B)はカラープレートの要否である。(C), (D)はトリッピングブラケットの配置に関するが, 各協会とも経験にもとづいた規定を設けている。特にLRJは, 面材の中の関数としてブラケットの間隔を定めることができるように規定している。

各協会の内規, あるいは規則の整備状況は表1.2.3.4の通りである。

表. 1.2.3.4.

	AB	LR	NV	BV	GL
パネルの座屈	○	○	○	○	○
パネルの振動			○	○	
スロット部の応力集中		○	○	○	

(2) 各協会の外力基準によるタンカーの横強度計算

(a) 概要

ここにタンカーの横強度に関して、各協会によって定められている DIRECT CALCULATION の方法に従って、20～27万トン級の実船3隻についてトランスリングの各部材や、コーナー部に生ずる応力を計算し、これを ABS, LRS, NV で定められた許容応力と比較して、現時点における船級協会の許容応力について検討を行い、BV GL についても考察を加えた。

計算を行った船は、次の3種類である。

メインセンターガードつき	2ストラット(以下	T ₁ タイプとする)
メインセンターガードなし	1ストラット("	T ₂ ")
メインセンターガードなし	2ストラット("	T ₃ ")

荷重としては主として ABS, LRS, NV で規定している主なもの 10 ケースを採用した。その他、満載状態や要すれば載荷、揚荷状態についても計算を行うように規定している場合もあるが、これらは一般に前記の荷重状態より応力が低い傾向にあるので、今回はその計算を省略した。

又解析は、SR-83 部会で開発された部材端に剛体部を有する平面骨組に、縦部材の相対変位を考慮した簡易立体骨組構造解析法 (T-SAP)、又は、それと類似の方法によって行われた。

又、モデルとなった3隻は、任意に選んだものであり、積付状態も異なり、解析方法にも幾分の差異もあるので、その間の比較は意味がなく、各船についてルール間の比較や3隻平均としての応力レベルについて考察を加えた。

計算を行なった3隻の中央断面略図を 図.1.2.3.1～3 に、タンク配置を 図.1.2.3.4. に示す。又、各船の要目、計算条件を 表.1.2.3.5 に示している。図.1.2.3.5 に NV, LRS, ABS より選んだ 10 ケースの荷重状態をまとめ、図.1.2.3.6～8 に各々のタイプの船の積付け状態を示している。

強度解析に当っては、各船において協会別に構造モデルを変更することは困難であったので、各船について適当とする構造モデルを設定し、荷重を変えて計 10 ケースの解析を行ったが、応力値の評価に影響を及ぼすと考えられる有効巾についてのみは、許容応力値近傍にあるもののうち重要と考えられる個所のみ、協会で与える有効巾により、その応力を修正することとした。各船で設定した有効巾とトランススペーシングの

比と、各協会ルールのものとの比較は表.1.2.3.6.にまとめられている。

又、 $N \cdot V$ 、 $A \cdot B$ は腐食代2%を引いた部材に対して応力値を規定しているので許容応力値近傍にあるものは、必要に応じて許容応力値を腐食代の及ぼす影響に応じて修正することとした。

(b) 解析結果及 α 考察

(a)で述べた諸条件の下で各10ケースの荷重状態の解析を行ったが、その結果を、相対たわみ量、トランス平行部の直応力、せん断応力及 α COMBINED STRESSなら α にコーナー部面材部での最大応力について各々まとめた。

(i) 相対たわみの比較

結果を図.1.2.3.9.に示す。図から明らかのように、相対たわみ量は大略同程度であるが、コンディションC(センター、ウイング共満載)ではABSが他に比較して大きめの相対変位を生じている。これは吃水が浅いことと、オーバーフローヘッドを考慮しているためである。又、コンディションA(センター満載、ウイング空倉)が他コンディションに比較して大きな相対変位を与えている。

(ii) トランス平行部の直応力

各部の応力を図.1.2.3.10~15に示すが、コンディションCのABSが一般に高応力を与える傾向にあり、各船とも最大応力はこのコンディションで生じている。しかしながら大型船の場合、本コンディション即ちセンター、ウイング共満載で軽吃水は船体に生ずるせん断力を大きくするためさけるのが、普通であるので、実船状態ではさらに応力は低下するものと考えられる。

又本コンディションに於ける最大応力は16% σ_{T1} (T₁タイプ ボットムトランス ウイングタンク図.1.2.3.10参照)となっているが、有効中の修正を行えば同図T₃タイプに示すように約2%程度応力を過大評価しているので、平行部での許容値14.2% σ_{T1} にはあてまるものと思われる。又ボットムトランス、3又部、ストラット部が他に比べて高いのも、これまで数多くの解析、実船実測結果のそれと同じである。GLの場合コンディションAはLRと同一となり、コンディションBはAB、LRとほぼ同一となる。BVはコンディションB、C、Dは規定していないがコンディションAはAB、LRのほぼ同程度でその差はわずかであろう。

(iii) 平行部せん断応力

各部の強度を図.1.2.3.16~21に示すが、トランス平行部間の最大セ

せん断応力のルール別変動についても、直応力の場合と同じで、ボットムパート、3又部で高くなっている。特にコンディションCのABSがLRJ、NVに比べて1~3%高くなる傾向が最も顕著で、この荷重状態を除けば各ルール間での変動は少ない。

又NVの場合腐食代2%を引けば応力値は10~15%増加することになるが、許容値が他協会より幾分高めに設定していること、オーバーフローを考慮する必要もないので応力レベルはそれほど増加しない。

(iv) コーナー部最大応力

各部の応力を図. 1. 2. 3. 22~24に示す。

いずれもボットムトランス部に高応力が発生しており、特にウイングタンク、ボットムトランスとサイドトランスの交又するセルジコーナーでコンディションCが高応力となっている。しかもABSがそのうちでも最も高くなっているが、前述したように軽吃水でこの積付けはほとんどなく、他協会は現実の吃水で計算することを許可している。

(v) 平行部におけるCOMBINED STRESS

各部の応力を図. 1. 2. 3. 25~30に示すが、許容応力を越える部材は、ボットムトランス、3又部付近、下部ストラット等である。

直応力、せん断応力、コーナー部応力の場合と同様、やはりABSのコンディションCは他協会に比べて高めの応力を与えている。その代り許容応力を高くとることにより、その矛盾を解消しているようである。又、NVの場合いずれの構造タイプでもABS、LRJに比較して応力値が低い傾向にあるが、腐食代を引くと10~15%応力値の増加があるので、強度レベルはLRとほとんど同一であるといえるであろう。

又、GLの許容応力はAB並みであり、コンディションCを考慮する必要はないので最もゆるやかな要求をしていると考えてよいであろう。

(c) 総合的評価

今回の解析においては、各協会間での有効巾のとり方の相違、腐食代の問題等があり、同一の基盤での比較を困難にしたが、以下のように各協会解析基準の特徴、問題点等を列挙できるであろう。

即ち

1. 各協会とも荷重条件と許容応力の間には密接な関係があり、比較的きびしい荷重条件を設定しているABSでも許容応力が高いため

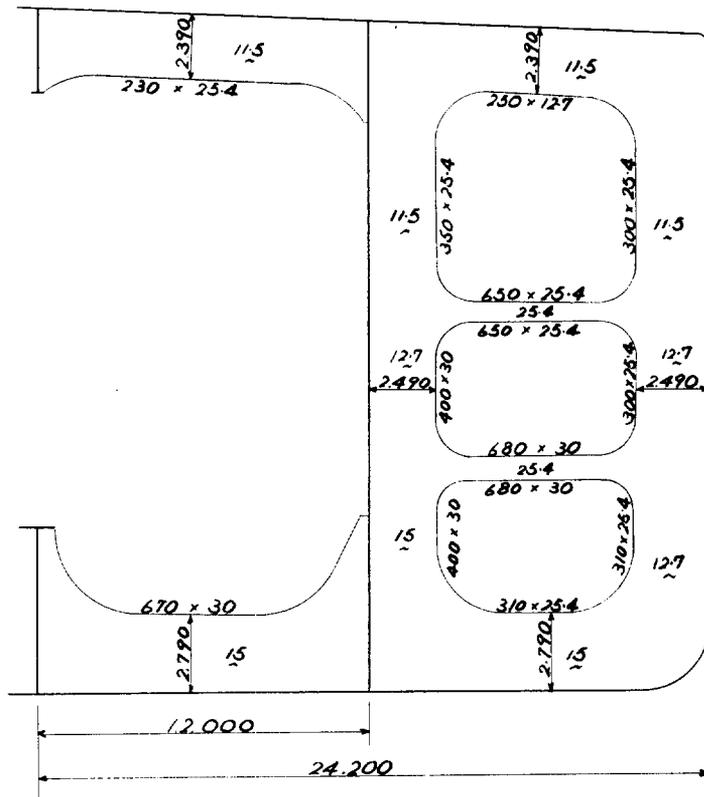
- 必ずしも他協会よりきびしいデザインとはならない。
2. 同じく $N\sigma$ は腐食度を考慮することを要求し、許容応力もさほど高く設定していないにもかかわらず、許容応力内に入るのはオーバーフローを考慮しないことにより応力レベルを下げているからである。
 3. LR は現実の吃水で計算することができるため、今回設定した条件の応力値より下げられるようデザインの自由度増加に配慮を加えており、最も現実的であるといえる。
 4. 今回は、 GL に対する計算は行わなかったが許容応力値が高く、大体 ABS と同程度と考えてよいであろう。
 5. $B\sigma$ は許容応力値が、 LR と ABS の中間程度であり、設定荷重条件が少ないのが特徴である。
 6. ABS のコンディション C (センター、ウイング満載、吃水多) は、他協会ルールに比べてきびしく、又現実的荷重条件とも考えられないので、合理的デザインの面から見れば再考の要があるであろう。
 7. $N\sigma$ の場合の腐食度の考慮は一面合理的だが、骨組計算の精度も合わせ考えると、他協会 (ABS) のように許容応力に変化をもたせる方がよいであろう。

表 1.2.3.1 タンカーの横強度基準

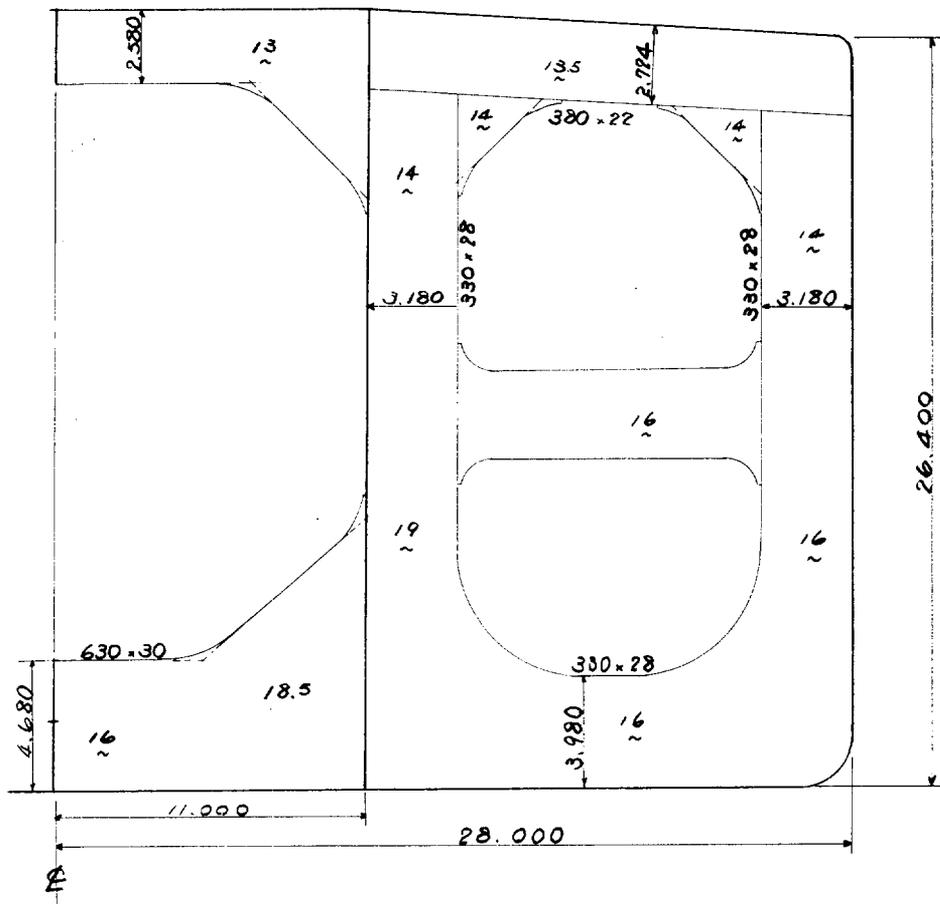
	AB	LR	NV	BV	GL
許容応力 (軟鋼)	2次元骨組 (net sect area) $\sigma_c \leq 20.2 \text{ kg/mm}^2$ 3次元骨組 (net sect area) $\sigma_c \leq 21.3$ (gross sect area) $\sigma_c \leq 19.1$ 立体 FEM (gross sect area) $\sigma_c \leq 18 \sim 19.1$ T=F=L $\sigma_c = \text{combined stress}$ 平行部 (ルールに記載) $\sigma = 14.2 \text{ kg/mm}^2$ (曲げ軸力考慮) $\tau = 8.7 \text{ kg/mm}^2$ ($S/L \leq 80$)	BRACKET部 OTHERS $\sigma_c \leq 15$ (FACE連続) $18 \text{ (kg/mm}^2)$ 11 ("不") $\tau \leq 8.5$ 8.5 $T=F=L \sigma_c = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_a)^2 + 3\tau^2}$ (以上 Beam theory による場合) 曲げ 軸力	パラスト専用97% OTHERS $\sigma_c \leq 15 \text{ fi. (kg/mm}^2)$ $17 \text{ (kg/mm}^2)$ $\tau \leq 8.5$ (") 9.2 (") $T=F=L \sigma_c = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2}$ $\tau = \text{average shear stress}$ 腐食代 Z% 減少 (T=F=L) に対して計算のこと。 (以上 Beam theory による場合)	By Beam theory: $\sigma_c \leq 16.2 \text{ kg/mm}^2$ $T=F=L \sigma_c = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_F)^2 + 2.36\tau^2}$ 軸力 曲げ FEM 解析; $\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 0.36\sigma_1\sigma_2} \leq 16.2 \text{ kg/mm}^2$ T=F=L σ_1, σ_2 は主応力	(曲げ+軸力)に付し $\sigma \leq 12 \text{ kg/mm}^2$ せん断応力に付し $\tau \leq 10$ " combined stress T=F=L $\sqrt{\sigma^2 + \tau^2 - 0.1\sigma\tau + 3\tau^2} \leq 20 \text{ kg/mm}^2$
荷重条件	<ul style="list-style-type: none"> 標準状態 (draft = 1/3 max draft) center tank full, wing empty center empty, wing full center and wing full short tank 及び permanent ballast tank に付し (draft = full draft) center full, wing empty center empty, wing full 隣接 tank の補正に付して明示される 	<ul style="list-style-type: none"> Tank test 状態 (1/3 0.25D draft) center tank test wing tank test ballast 状態 (1/3 0.4D draft) diagonal loading center and wing tanks full 他 tank empty (但し、この状態が不明時は計算不可) full draft 状態 permanent ballast tank empty 	<ul style="list-style-type: none"> full load 状態 (d = max draft) center full, wing empty center empty, wing full ballast 状態 (d = 0.25D 程度) center full, wing empty center empty, wing full loading/discharging (d = 0.35D 程度) center, wing full draft は実情に応じて modify できる Trans. BHD 付 GIR. については、隣接 Tank の積付けの明示あり。 	<ul style="list-style-type: none"> test 状態 (d = 0.27D) center full, wing empty heavey ballast 状態 (d = 0.4D 程度) center, wing full 構造方式によらずに、他の状態も考慮することがある。 	<ul style="list-style-type: none"> test 状態 (d = 2/3) center full, wing empty ballast 状態 center empty, wing full T=F=L 吃水は ballast 状態中 max と min draft の Z% (但し前者は dynamic と pressure を考慮) full draft 状態 center full, wing empty 但し dynamic pressure と考慮
モデル化	特に規定していない	縦強度部材の影響と求める。CARGO Tank Grillage と Trans Ring と解析する Plane Frame Cal. から成る。BKT. 部は、ルールオスパンポイントと適用。部材軸は、ルールの有効内ととも beam の中性軸。	構造上、相互作用が考えられる部材を対象として 2,3次元骨組解析を行う。但し、深い GIR, Web や Bracket 部などは Beam Theory に依らず FEM 等で Panel の応力解析を行う。	Cargo Tank Grillage と Trans Ring 平面計算から成る。部材軸は plate flange におく。BKT. 部は、平均の剛性をもつ均一梁とする。交叉部は剛体とする。	縦横 member の相対変位を考慮のこと。
局部強度	板の強度に關し、アスペクト比による許容せん断応力の規定がある。	板の強度, WEB STIFFENER, T. BKT の強度に対する規定がある。 (面材に平行な Stiffening と垂直なものにそれぞれ分けられている) slot 周辺の補強案がある。	板の強度, WEB STIFFENER, T. BKT. の強度に対する強度算式がある。 WEB PANEL の振動 (撓水) 算式が示されている。 slot 周辺の強度が検討されている。	板の割れ強度の算定式がある。 slot 周辺の補強方法が示されている。	DK. & BOIT. girder には付して local loading o combined stress の 0.9 σ_s 以下とする。 ($\sigma_s = 25 \text{ kg/mm}^2$) 厚板強度 (Web plate) DIN 5141-511 buckling stress を求めることと recommend されている。
参考資料	<ul style="list-style-type: none"> AB Rule 1972 許容応力、に付しては、ABS 東京からの情報による。 	<ul style="list-style-type: none"> Technical Memorandum NO. Z 1469 " (追加) 1972 PL 103Z & 10ZZ 	<ul style="list-style-type: none"> NV Rule 1972 Publication NO 60, 1967 A manual for the analysis of buckling strength, 1968 NV Report NO 69-13-S " NO 70-29-S 	<ul style="list-style-type: none"> BV Rule 1971 Recommendations designed to limit the effects of vibrations on board ships 	

表. 1.2.3.5 供試船要目及 α 計算条件等

メインセクタ-ガーダ-7き 2 スラスト (T ₁₉ 付)	メインセクタ-ガーダ-6し 1 スラスト (T ₂₉ 付)	メインセクタ-ガーダ-6し 2 スラスト (T ₃₉ 付)
195,000 T	270,000 T	274,000 T
Lpp x B x D x d 310 x 48.4 x 23.6 x 16.5	318.0 x 56.0 x 26.4 x 20.55	324 x 53.5 x 28.0 x 21.50
TRANS SPACE 4 ^m 500	5 ^m 000	5 ^m 000
船 級 NT	LR	AB
TANK 構造(計算時) 図. 3-4 参照	図. 3-4 参照	図. 3-4 参照
TRANS RING 構造 図. 3-1 "	図. 3-2 "	図. 3-3 "
TRANS RING 荷重状態 図. 3-5 "	図. 3-5 "	図. 3-5 "
TANK 積付状態 図. 3-6 参照	図. 3-7 参照	図. 3-8 参照
解析対象トランス 図. 3-6 に記入のトランス トランス 全部材名 x トランススペース (各ルールに於有効幅との比較表 3-3 参照)	図. 3-7 に記入のトランス LR ルールにて計算 (他ルールに於有効値との比較表 3-3 参照)	図. 3-8 に記入のタンク内トランスのうち トランスに最大相対変位を生ずるもの AB ルールにて計算 (他ルールとの比較表 3-3 参照)
T. RING 有効幅 本船は α 付位に長さ225のバラスト専用タンクをウイングに持っているが、計算を簡単にするためバラスト専用タンクを45mとした。 (つまり、油密 \rightarrow 制水隔壁に変更) 端部条件は、タンク前後端で、船体の中軸位置で単純支持とした。		船舶外板、縦通隔壁のタンク前後端部では単純支持、また、センターガーダなしとして計算した。 解析対象トランスリングとしては、図. 1.2.3.8 に示した解析対象タンクの範囲で、各荷重状態として最も大きなバッキングの相対変位を生じらるものとした。
その他		

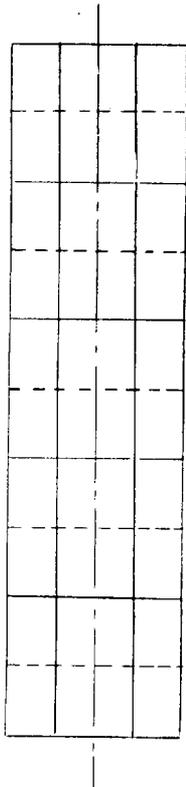


1.2.3.1 メインセンターゲーター付き 2 ストラット (T. 917°)

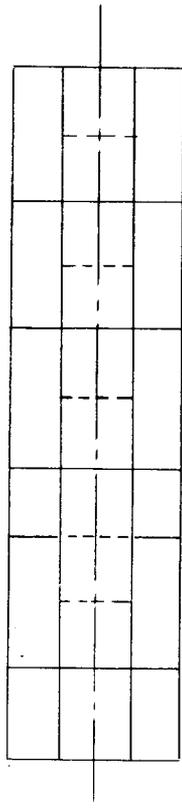


1.2.3.2 メインセンターゲーターなし 1 ストラット (T2 917°)

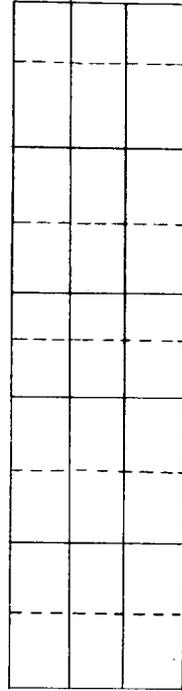
メインセンタ-ガ-ダ-7つき 2 ストラ-ット (T₁917°)



メインセンタ-ガ-ダ-7つき 1 ストラ-ット (T₂917°)



メインセンタ-ガ-ダ-7つき 2 ストラ-ット (T₃917°)



— 油密隔壁
 - - - 制水隔壁

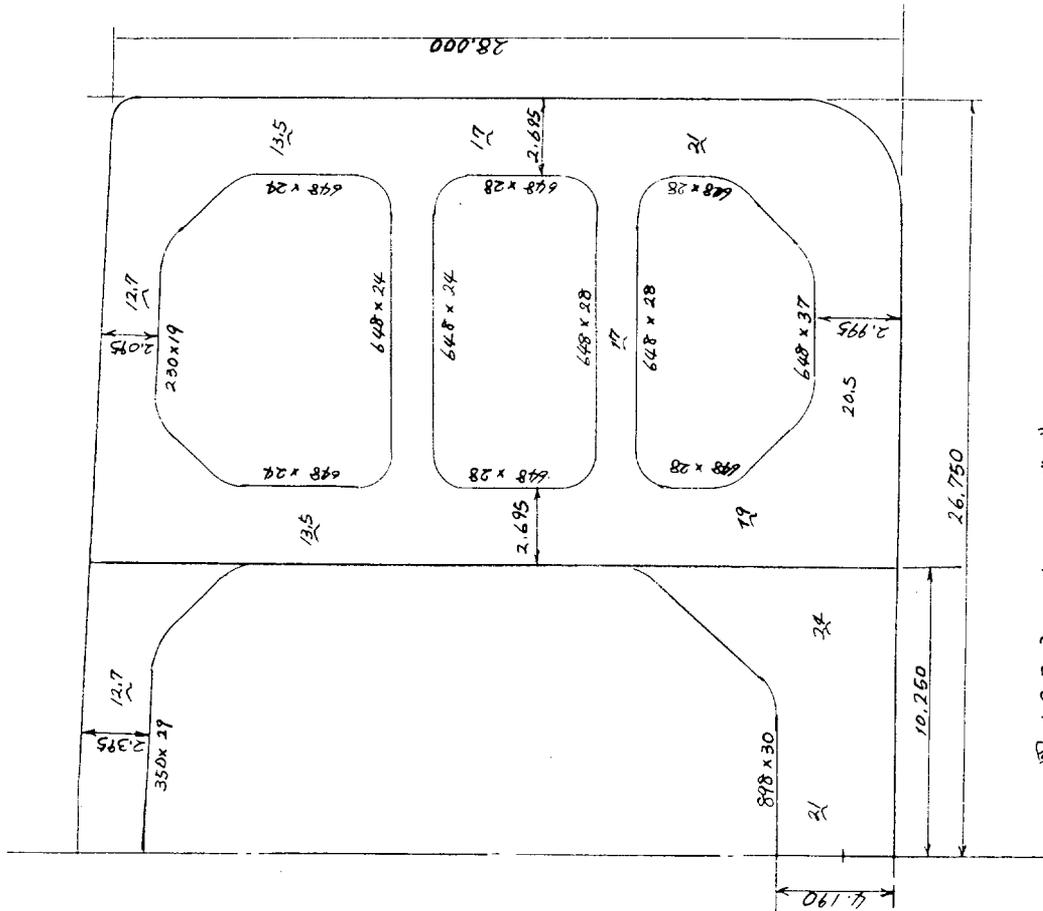


図 1.2.3.3 メインセンタ-ガ-ダ-7つき 2 ストラ-ット (T₃917°)

図 1.2.3.4. 9-ク配置

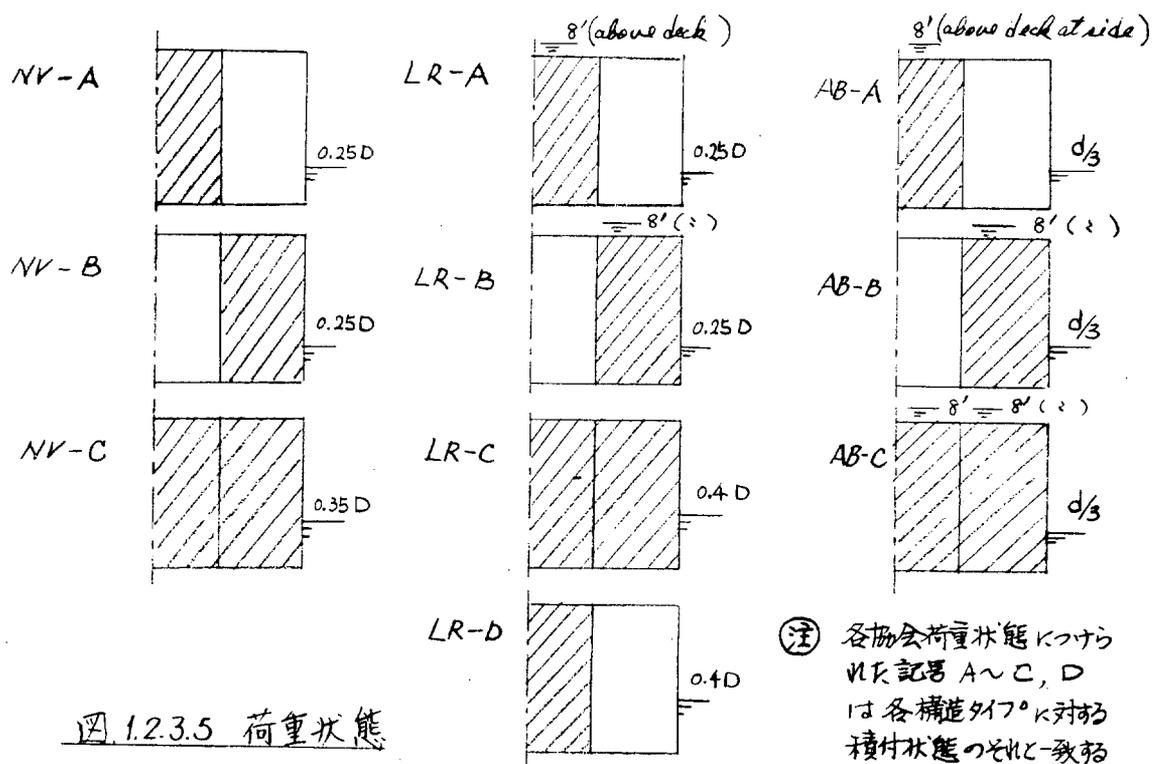


図 1.2.3.5 荷重状態

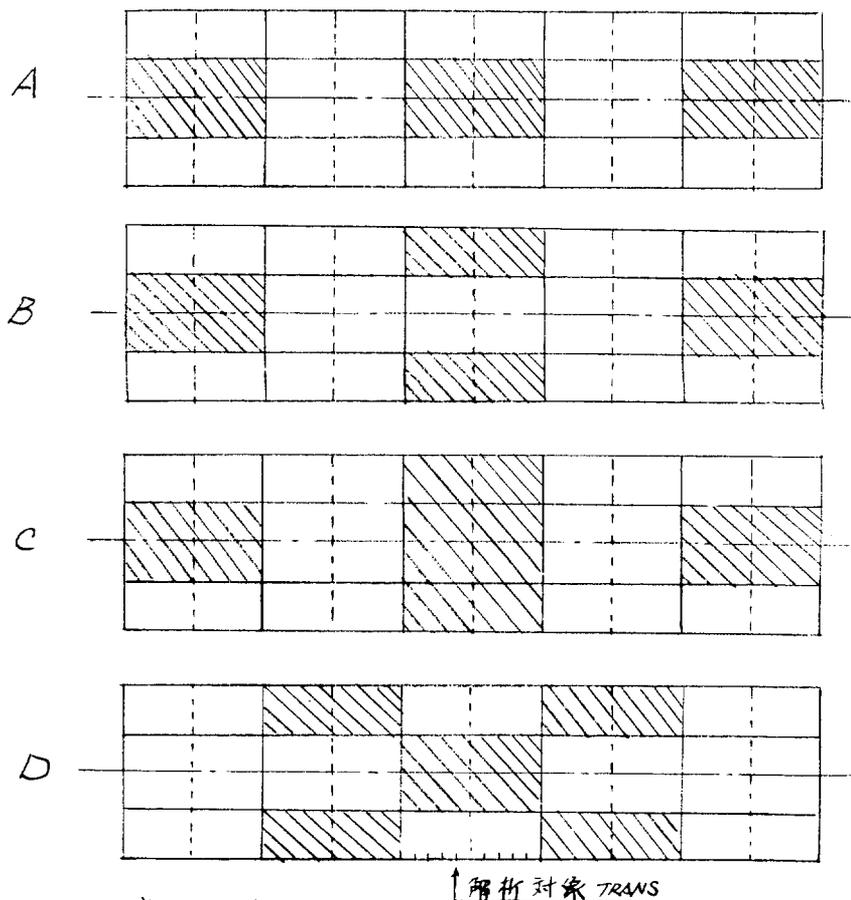


図 1.2.3.6 積付状態 (T, タイプに對して)

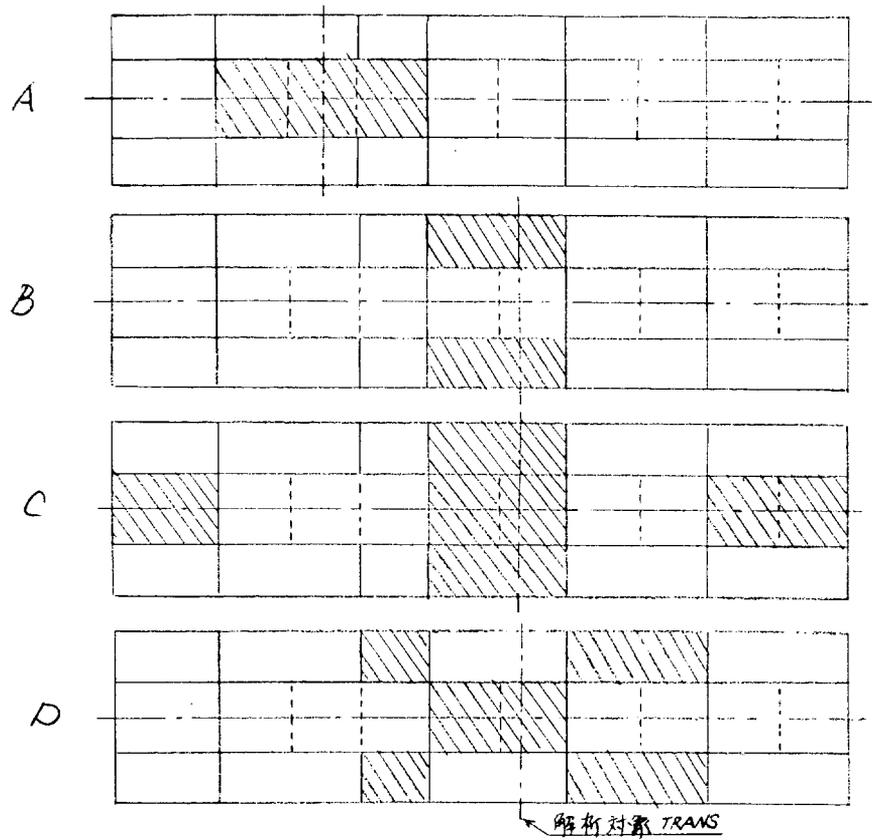


図 1.2.3.7 積付状態 (T_2 タイプに対して)

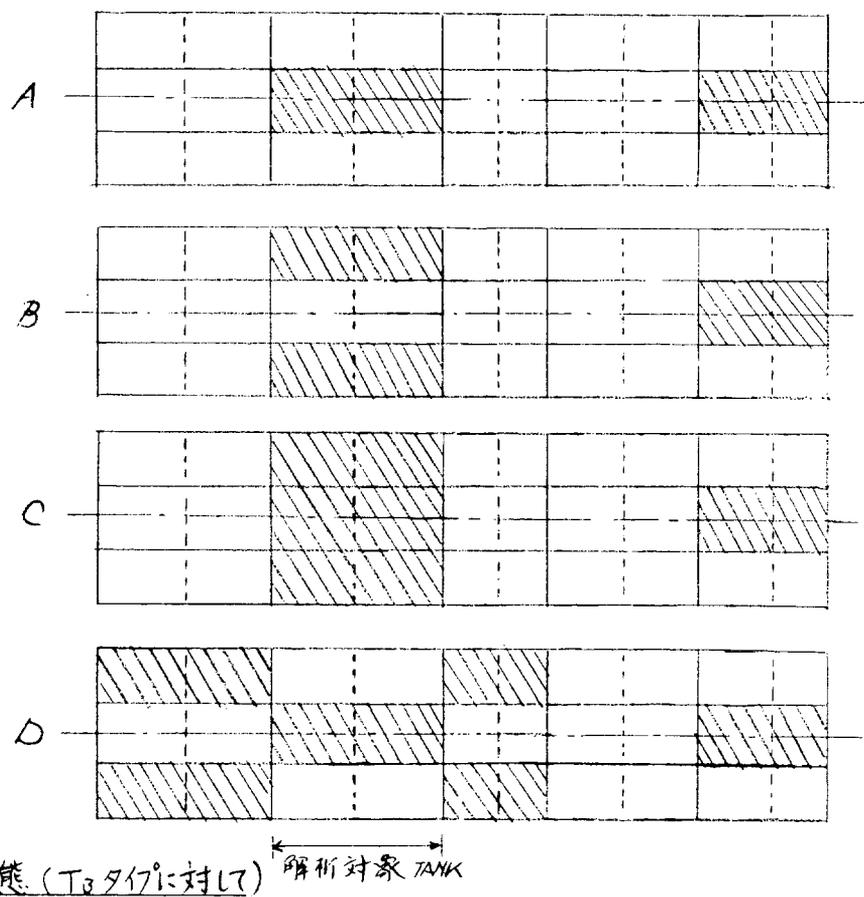


図 1.2.3.8 積付状態 (T_3 タイプに対して)

表 1.2.3.6 有効幅の各協会ルールによる値との比較 (数値はトランスヤースとの比)

	T ₁ タイプ° (T.SP 4,500)			T ₂ タイプ° (T.SP 5,000)			T ₃ タイプ° (T.SP 5,000)					
	本計算に 用いた値	NV (*)	LR	AB (*)	本計算に 用いた値	NV (*)	LR	AB (*)	本計算に 用いた値	NV	LR	AB
ボトムトランス (センターバンク)	0.333	0.381	0.597	0.601	0.89	0.584	0.84	1.0	0.897	0.568	0.81	0.897
ボトムトランス (ウイングバンク)	0.833	0.225	0.606	0.456	0.722	0.288	0.722	0.561	0.545	0.333	0.709	0.545
デッキトランス (センターバンク)	0.333	0.381	0.597	0.821	0.840	0.576	0.840	1.0	1.0	0.564	0.81	1.0
デッキトランス (ウイングバンク)	0.333	0.241	0.606	0.477	0.722	0.318	0.722	0.561	0.545	0.351	0.709	0.545
糸通隔壁つき トランス (センターバンク)	0.333	0.564	0.924	1.0	0.928	0.548	0.928	1.0	1.0	0.603	0.96	1.0
サイドトランス (ウイングバンク)	0.333	0.564	0.924	1.0	0.928	0.548	0.928	1.0	1.0	0.603	0.96	1.0

注. (*) 概略値

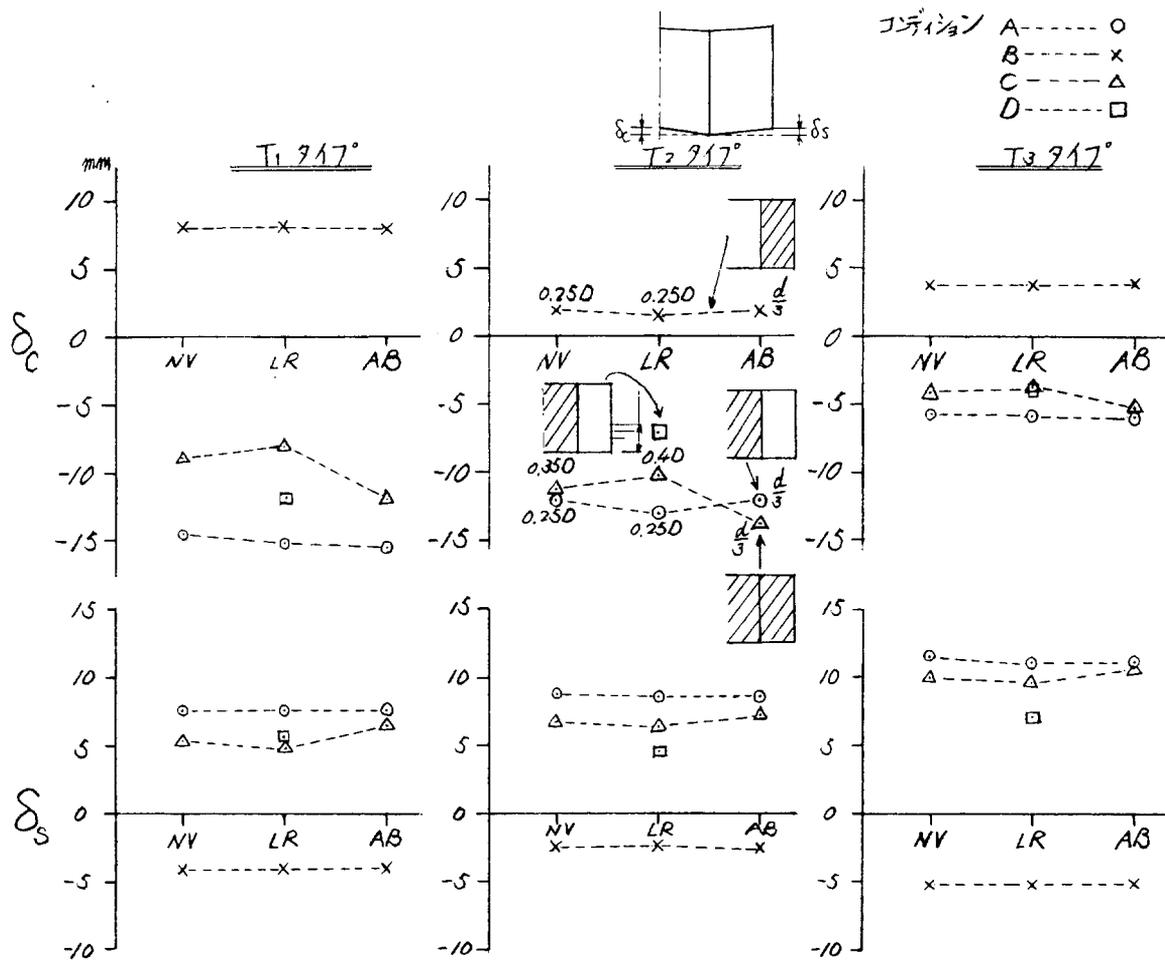


図1.2.3.9 トランスリンク 相対撓み比較

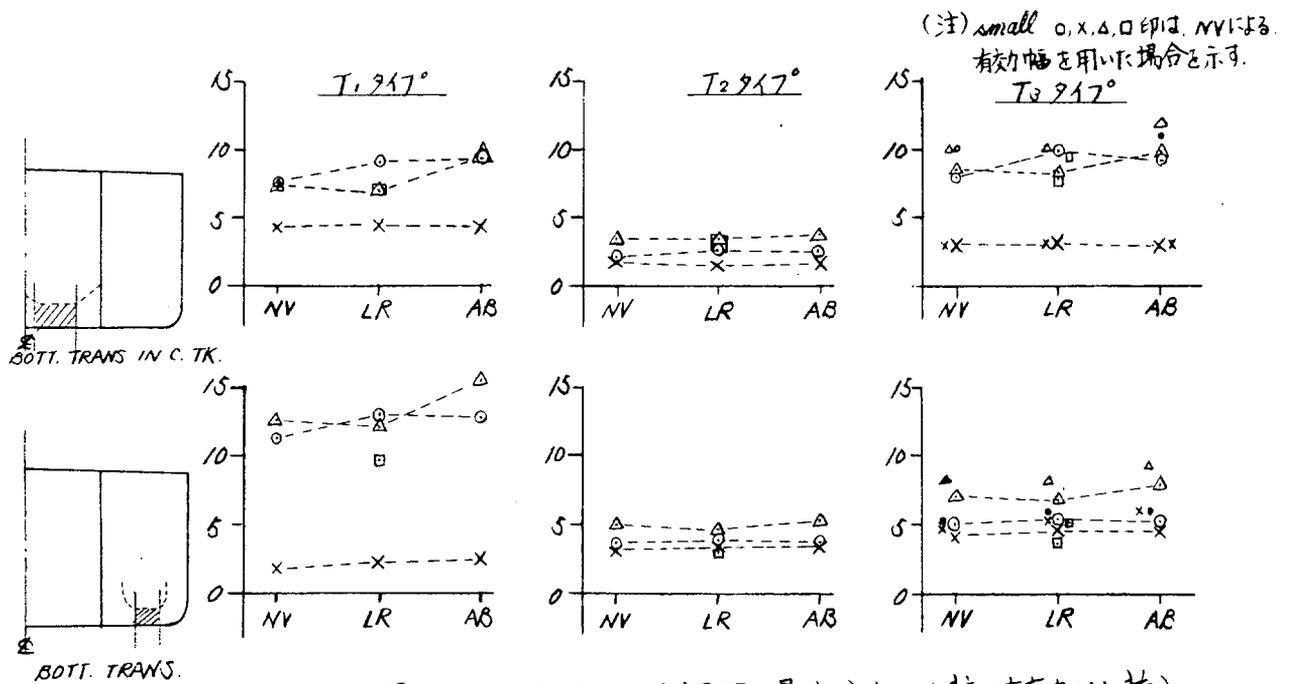


図1.2.3.10 トランス 平行部用の最大応力の比較 (直応力の比較)

ポジション A-----○
 B-----x
 C-----△
 D-----□

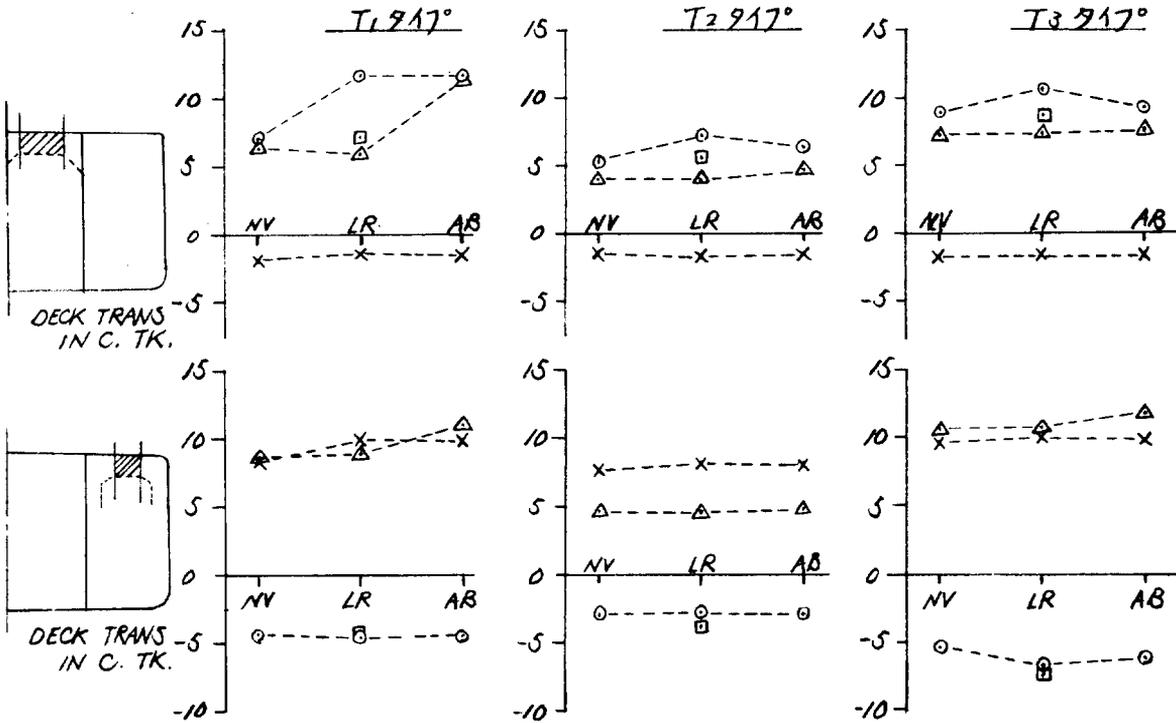
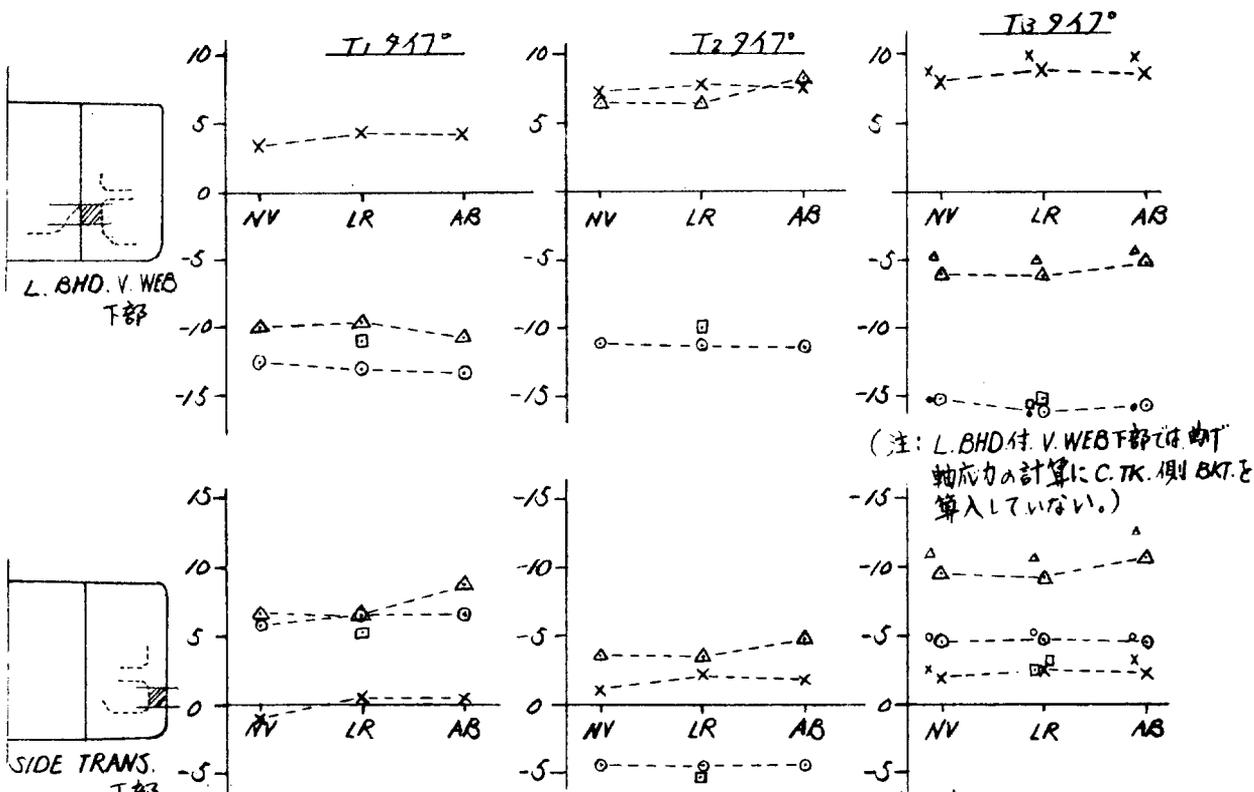


図1-2-3-11 トランス平行部間の最大応力の比較(直応力比較)



(注: L. BHD. 付 V. WEB 下部は軸力
 軸応力の計算に C. TK. 側 BKT. を
 算入していない。)

図1-2-3-12 トランス平行部間の最大応力の比較(直応力の比較)

コンディション A ○
 B x
 C △
 D □

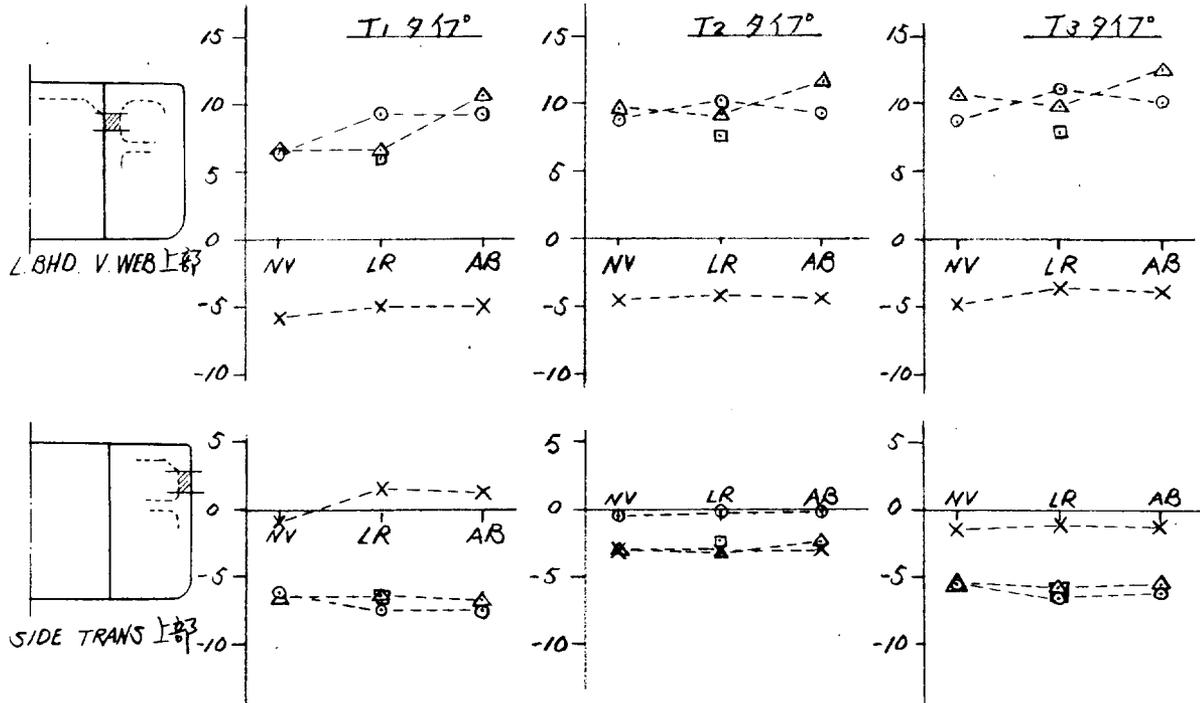


図1.2.3.13 トランス平行部間の最大応力の比較(直応力の比較)

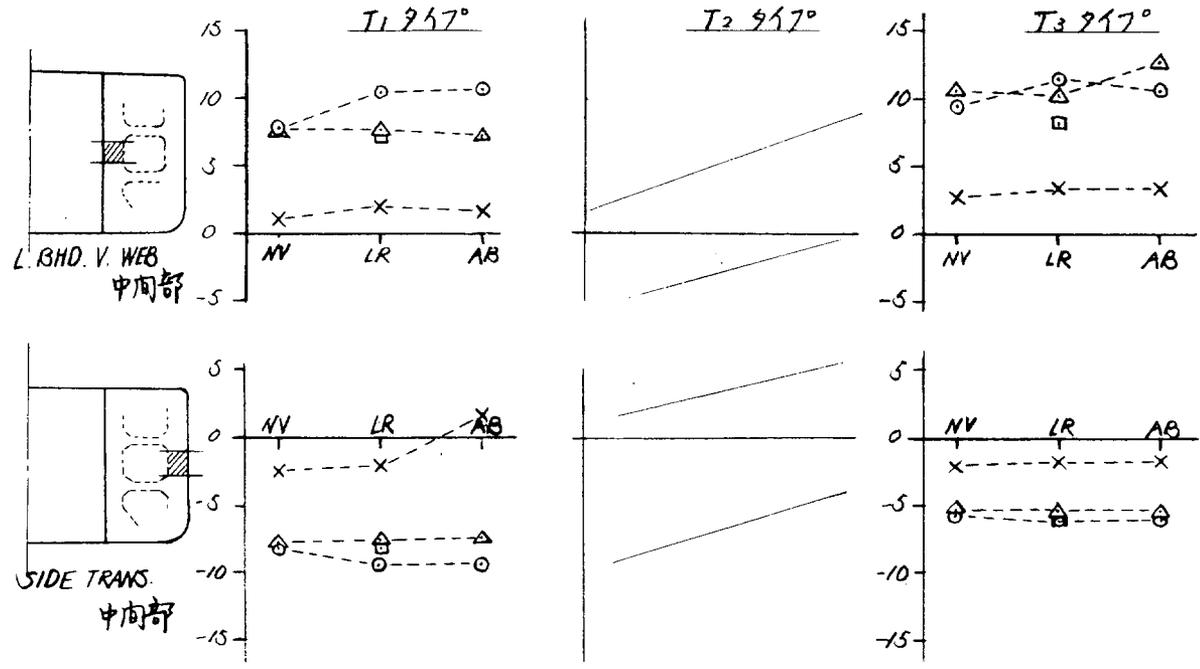


図1.2.3.4 トランス平行部間の最大応力の比較(直応力の比較)

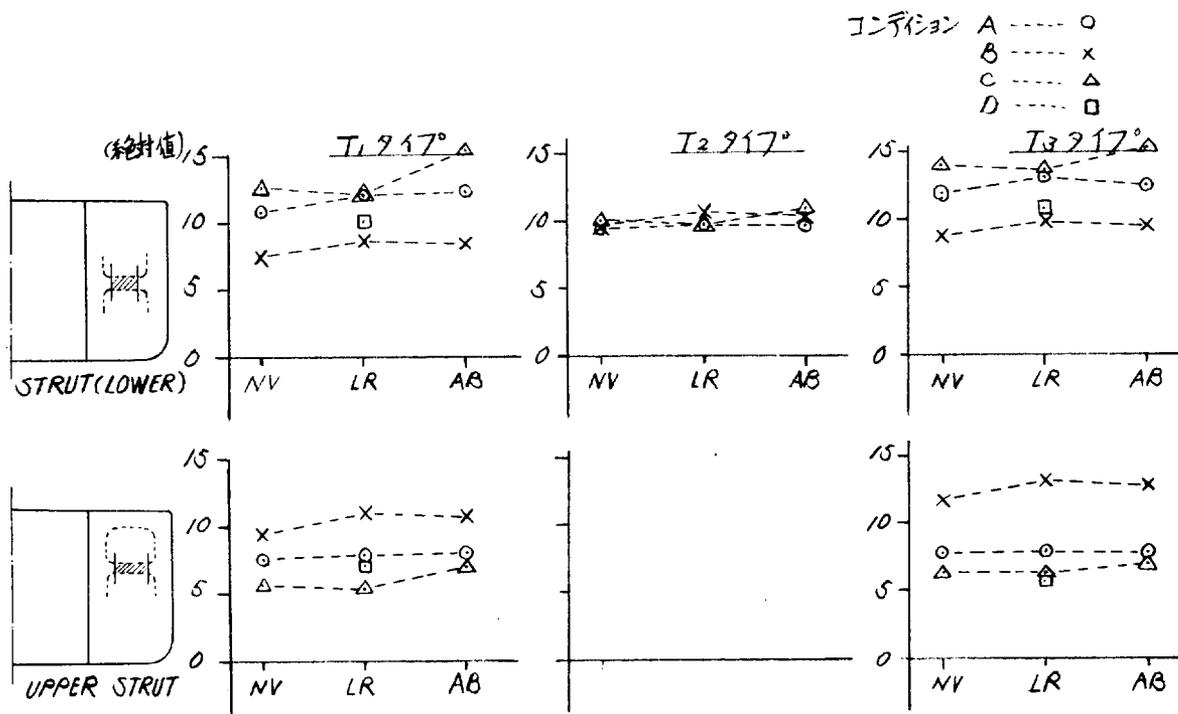


図1.2.3.15 トランス平行部直の最大応力の比較(直応力比較)

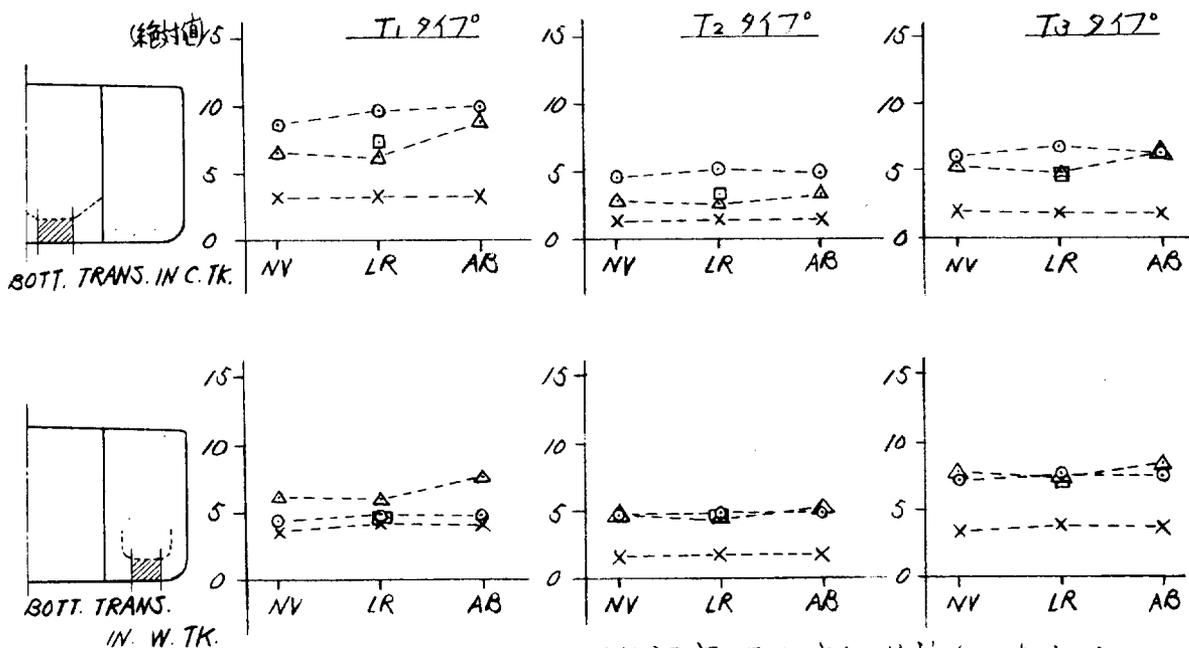


図1.2.3.16 トランス平行部直の最大応力の比較(せん断応力)

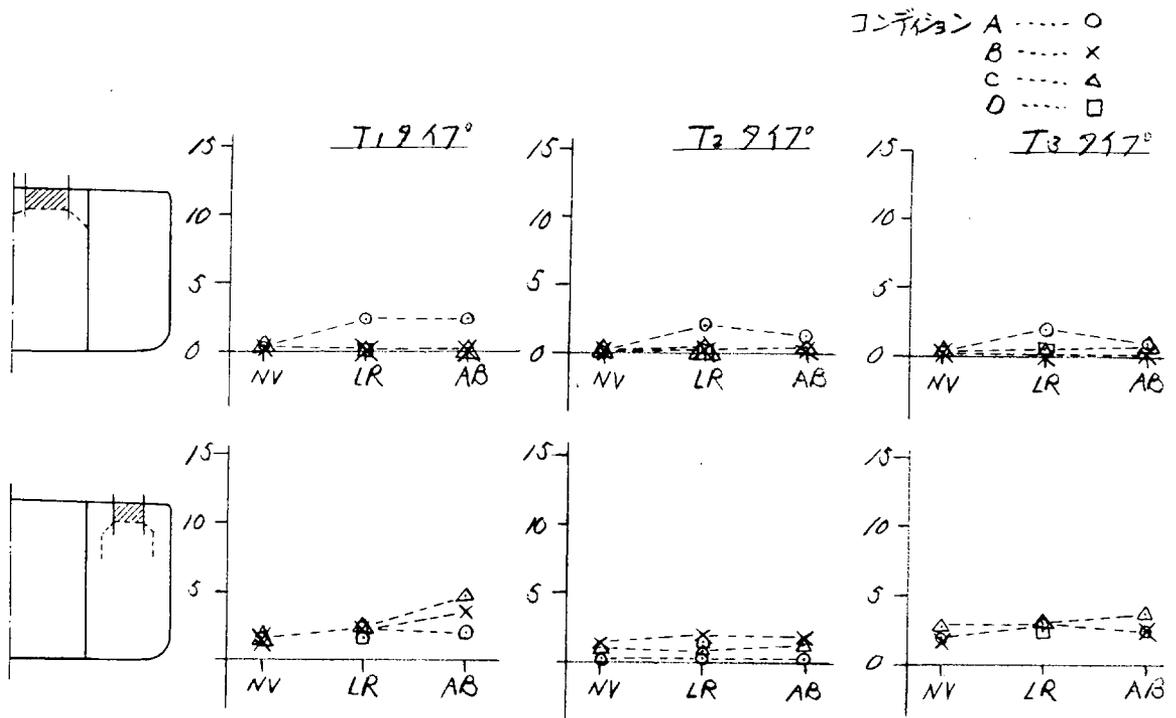


図12-3-17 トランス平行部間の最大応力の比較(せん断応力)

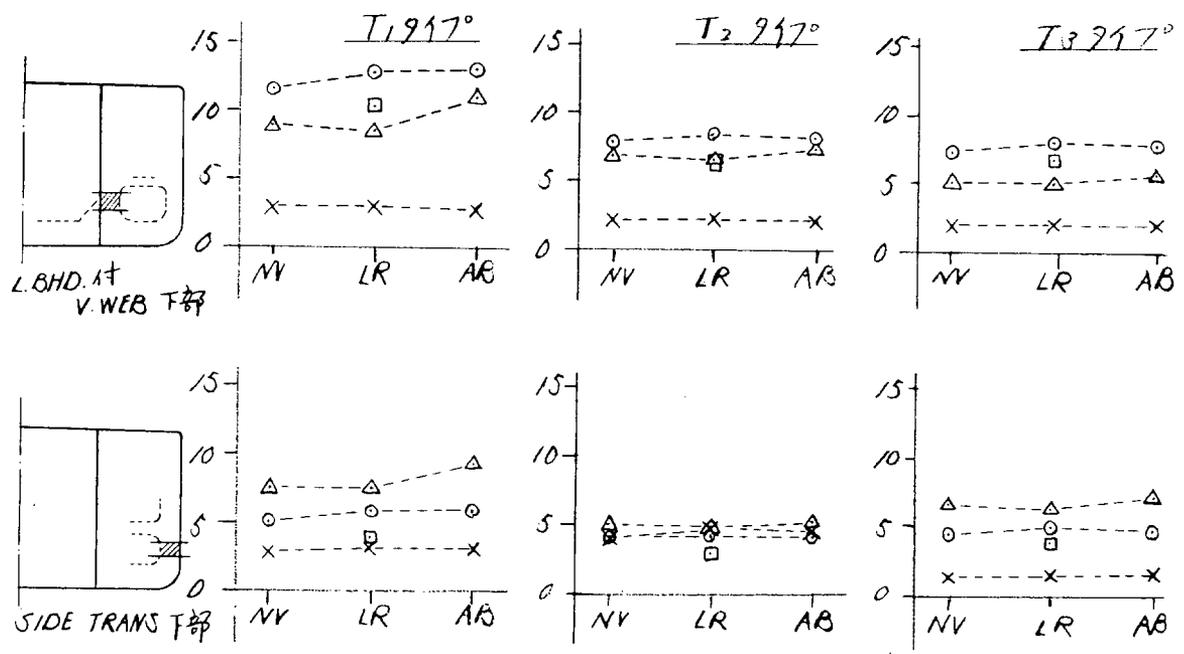
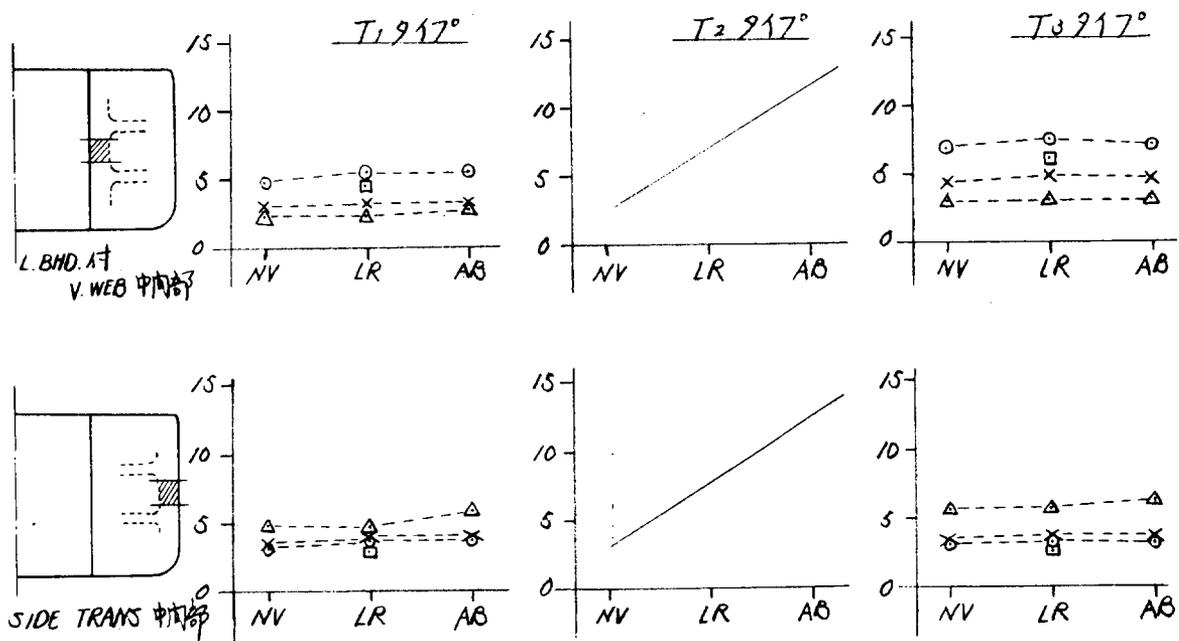
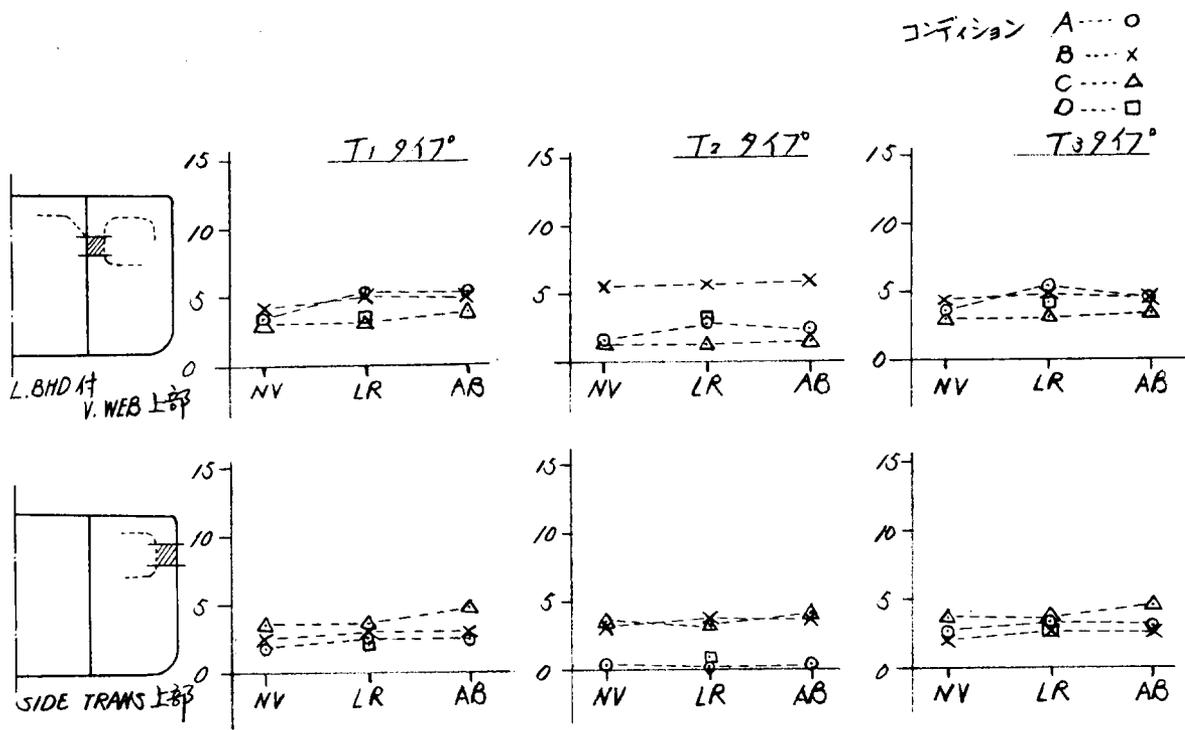


図12-3-18 トランス平行部間の最大応力の比較(せん断応力)



コンディション A...○
 B...x
 C...△
 D...□

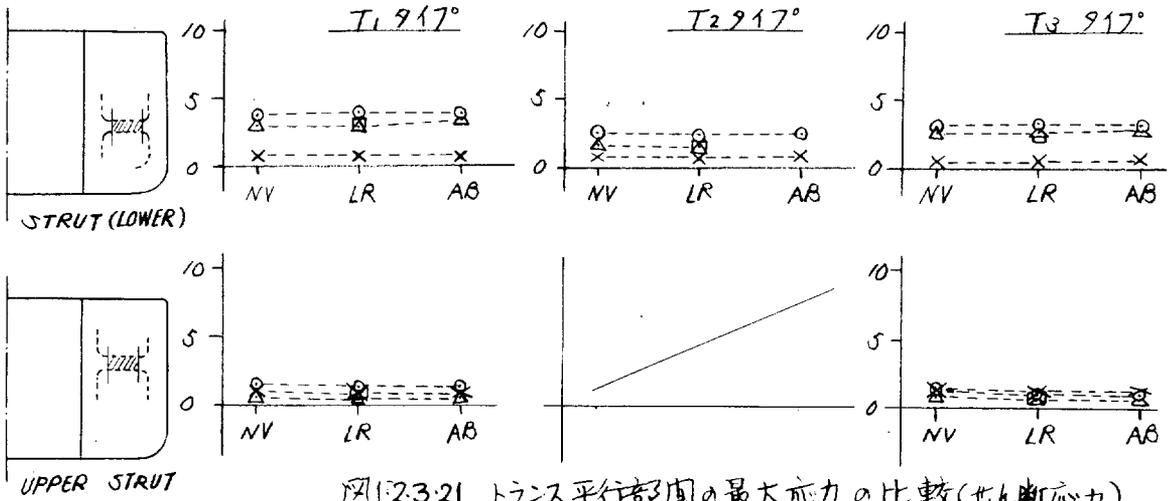


図1.2.3.21 トラス平行部周の最大応力の比較(せん断応力)

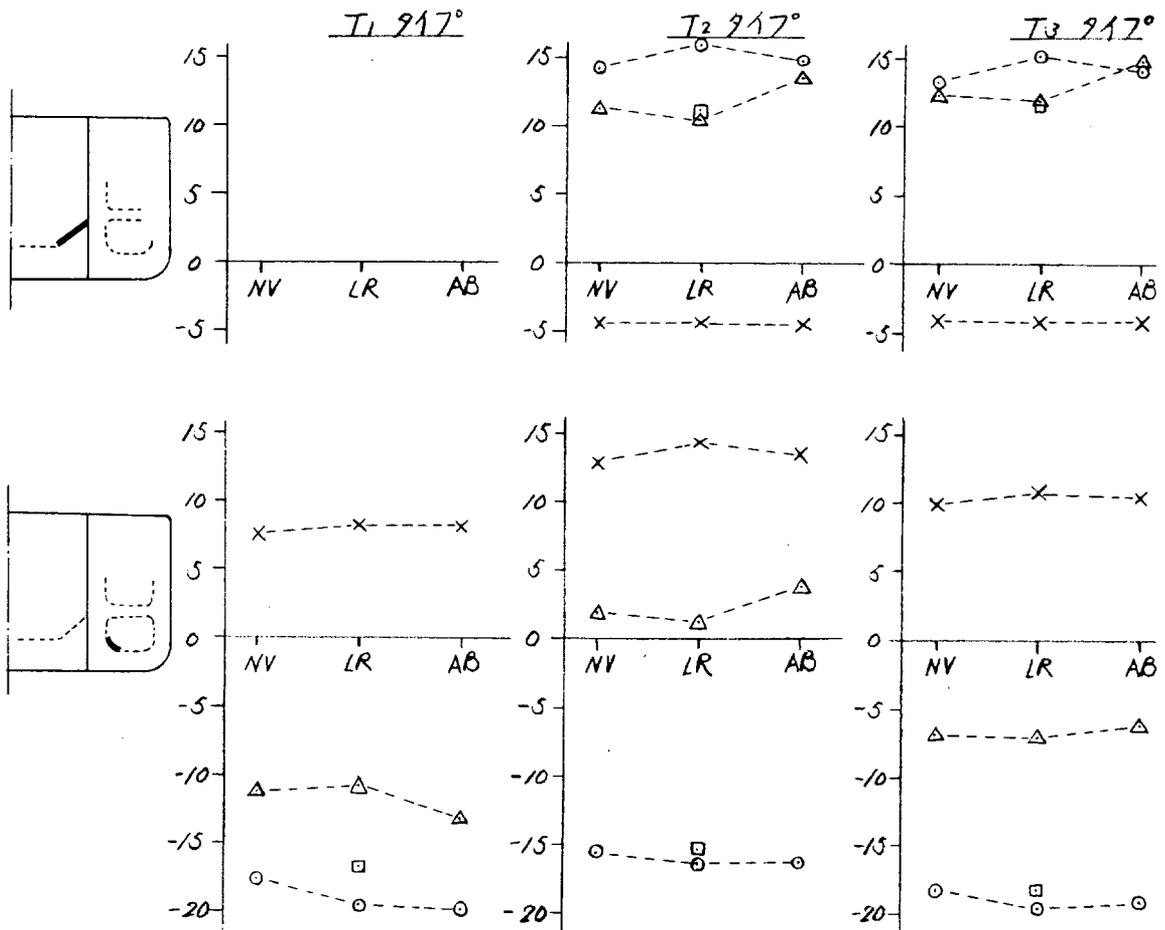


図1.2.3.22 コーナー部最大応力の比較

コンディション A---○
 B---×
 C---△
 D---□

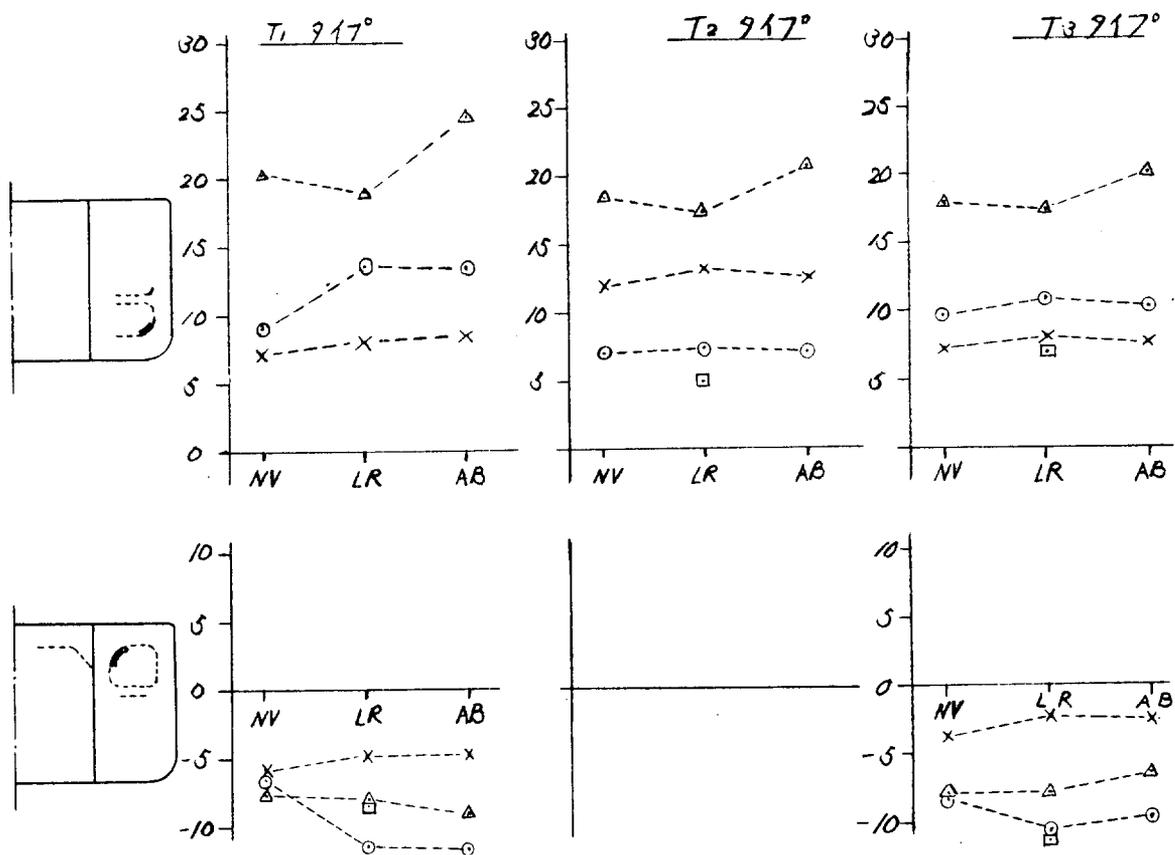


図1.2.3.23 コーナ部最大応力の比較

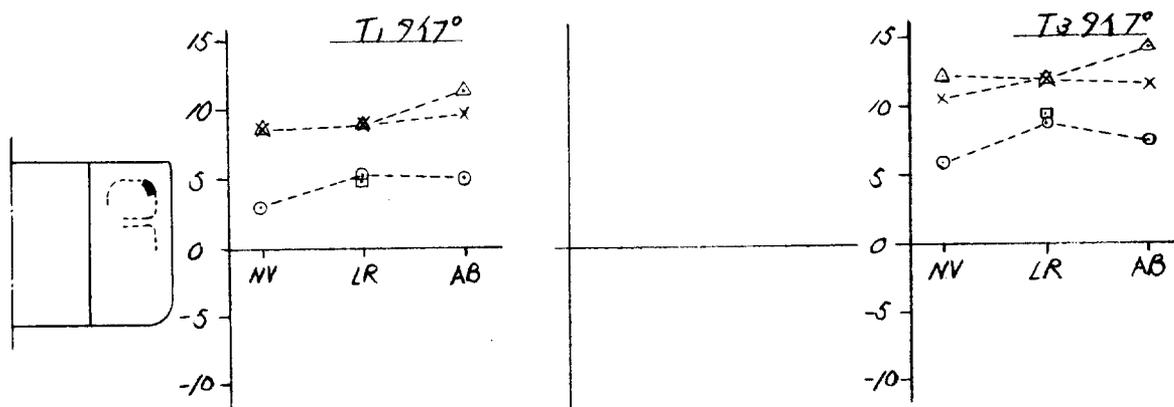


図1.2.3.24 コーナ部最大応力の比較

コンディション A --- ○
 B --- ×
 C --- △
 D --- □

- ① 協会許容応力を-----で示す
 ② NVの許容応力は2%減に付して17%、腐食性を考慮して15%の値も記入した

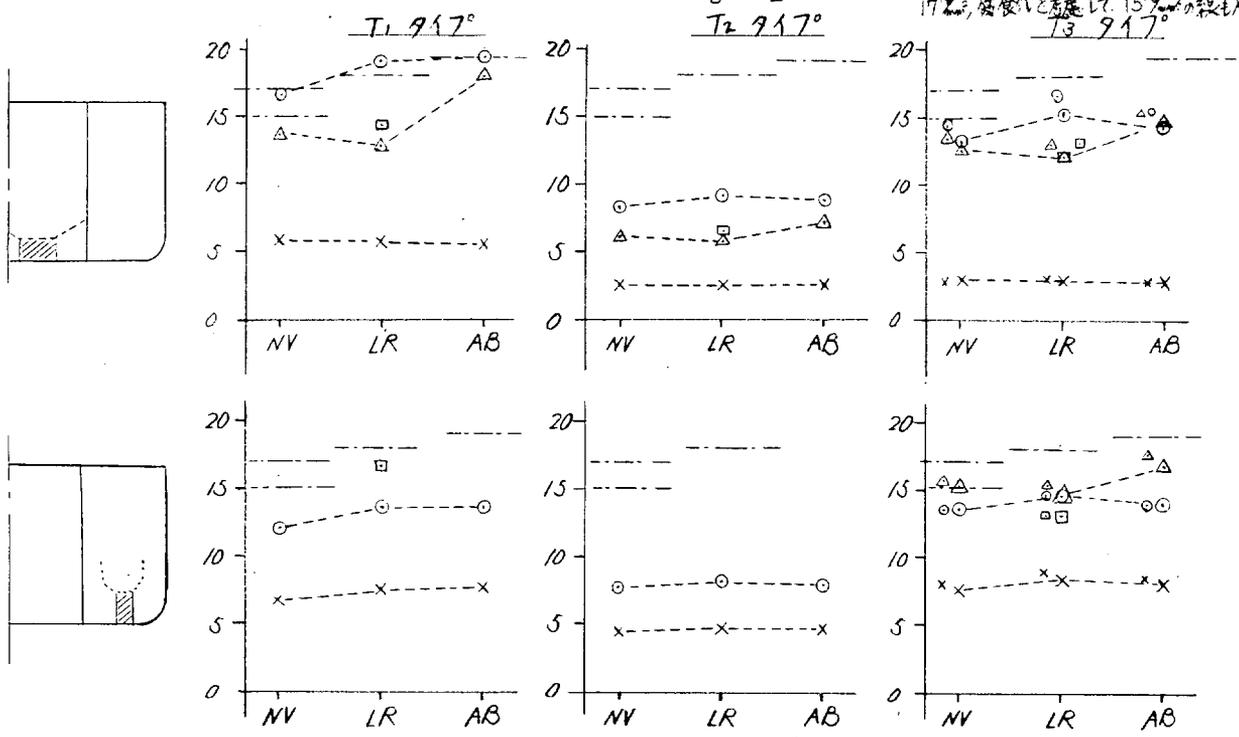


図1.2.3.25 トランス平行部 COMBINED STRESS 比較

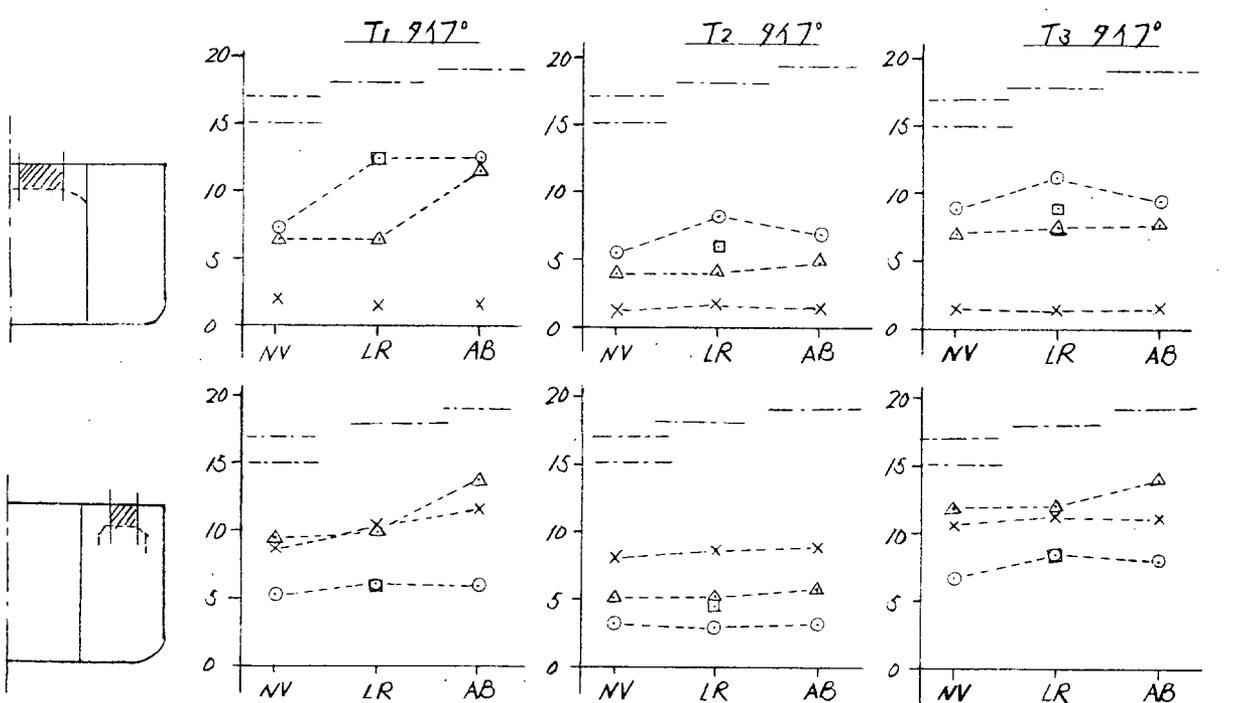


図1.2.3.26 トランス平行部 COMBINED STRESS 比較

インデックス A...○

B...×

C...△

D...□

注

① 協会許容応力を σ_c で示す

② NVの許容応力は、2%減に対して

17%の余裕代を差引いて15%の繰り入れがある

T₁ 917°

T₂ 917°

T₃ 917°

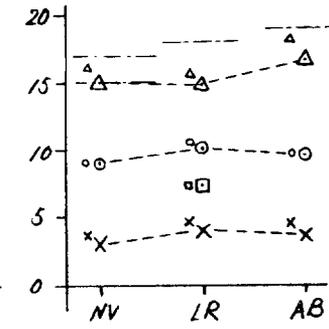
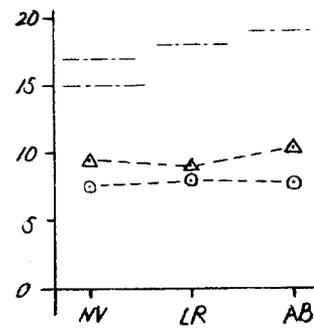
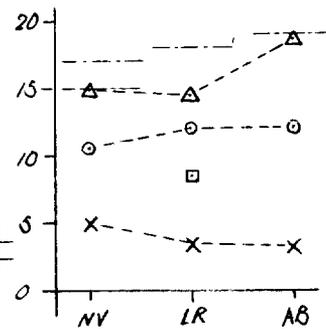
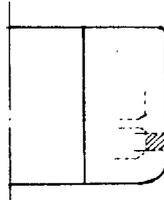
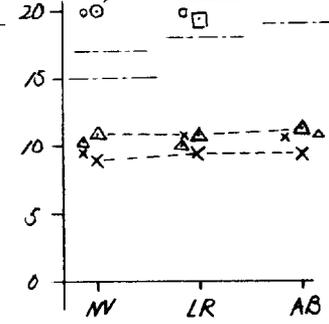
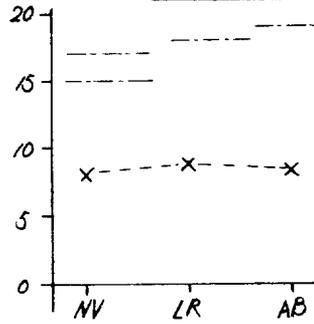
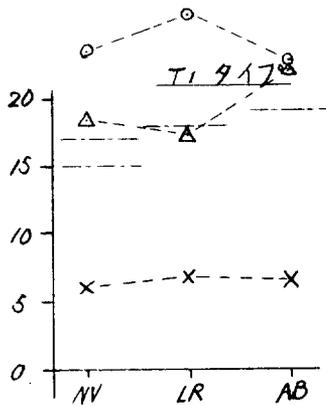
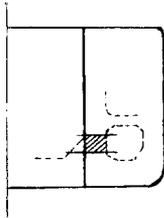


図1-2-3-27 トランス平行部 COMBINED STRESS 比較

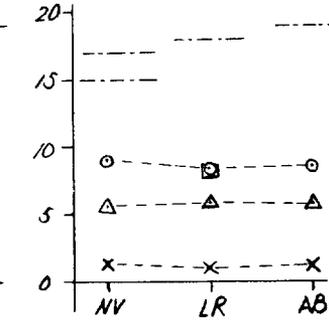
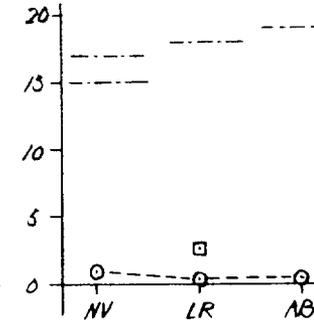
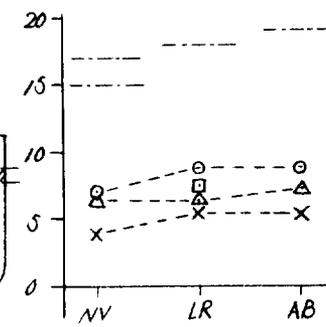
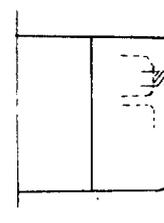
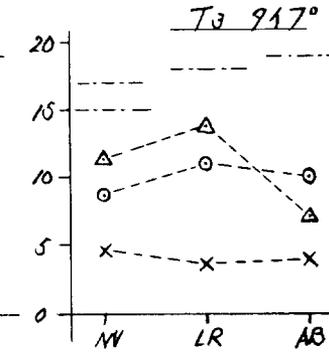
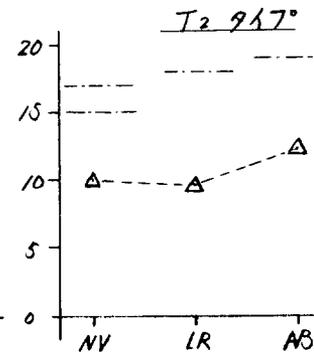
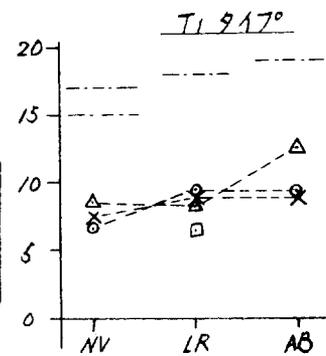
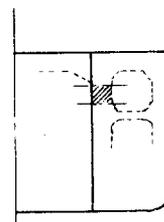


図1-2-3-28 トランス平行部 COMBINED STRESS 比較

インデックス A...○ (注)
 B...x
 C...△
 D...□
 ① 協会許容応力を-----で示す。
 ② NVの許容応力は2%減に対して
 17%の安全代を差引して15%の線を入れてある。

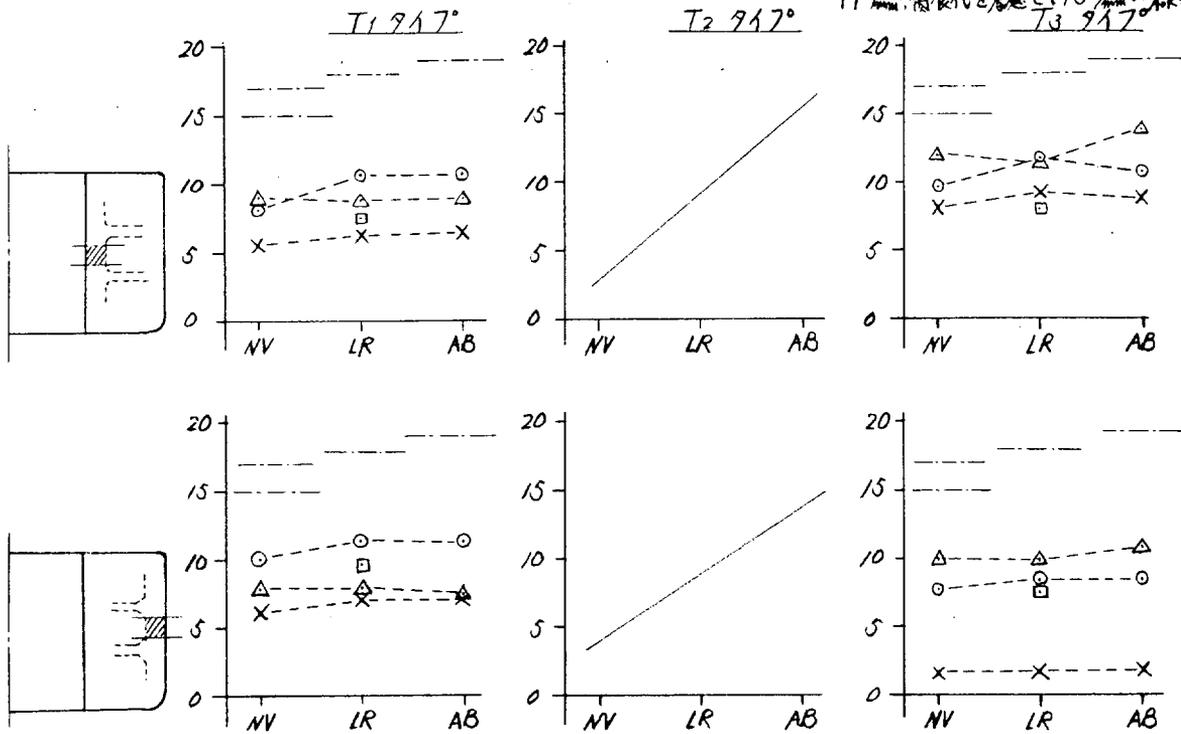


図1-2-3-29 トランス平行部 COMBINED STRESS 比較

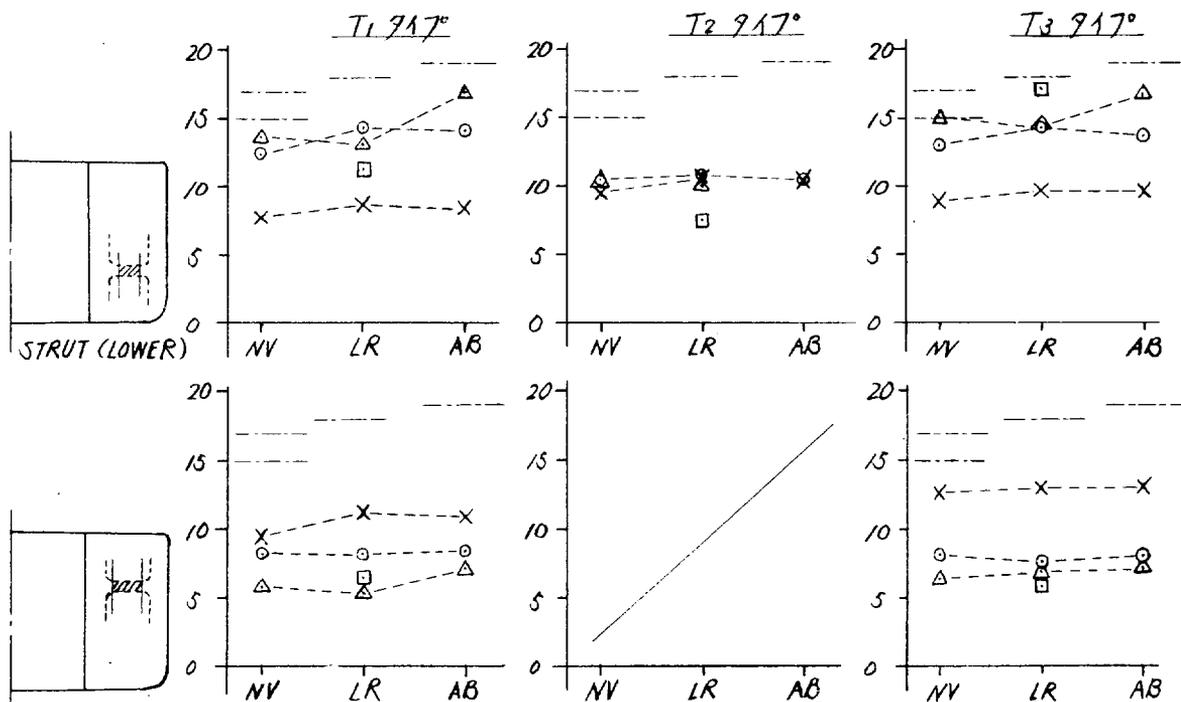


図1-2-3-30 トランス平行部 COMBINED STRESS 比較

1.2.4 LNG船

各国のLNG船に関するルールは現在もなお改訂が行われつつあり、流動的である。それだけに各ルールとも最新の技術と反映したルールの確立を目指していることが考えられ、またそれら各ルールの基本的考え方も比較的把握しやすいのではないかと思われたので、NK、LR、AB、NV、BVおよびUSCGの考え方を調査した。参考にしたルールは次のとおりである。このうちUSCGについては、現行ルールの改正案が出されており、これが当局の最新の考え方を示していると思われるので、ここではこの改正案をもとにして記述する。

NK --- LNG船規準

LR --- 1972年版 Chapter D

AB --- 1972年版 Section 24

NV --- 1971年版に対する Supplement 1, Chapter XIV

BV --- Section 22の改正版 (Preliminary issue)

USCG --- Title 46, Chapter I, Subchapter F 38.15に対する改正案

各ルールの構成はまちまちであり、たとえば液化ガスタンクの分類も必ずしもすべて同一というわけではないが、大雑把に各ルールの考え方を一覧表にまとめて比較すると表1.2.4.1のようになる。またNVおよびUSCGは他のルールに比べてかなり具体的に記述しているので、この二つについては表1.2.4.2および表1.2.4.3にその内容を示す。(各表中の番号は各ルールの章節番号である。)

各ルールとも液化ガスタンクを非圧力容器型独立タンク、圧力容器型独立タンクおよびメンブレンタンクに分けているので、以下それぞれについて概略を述べる。

(1) 非圧力容器型独立タンク

(a) 二次防壁の考え方

非圧力容器型独立タンクの場合、タンクの安全性が十分高いと認められるときは、二次防壁を軽減出来るという考え方を採用するルールがふえつつある。現時点でこのことをルールに明記しているのはNK、NVおよびUSCGである。ABもルールには明記していないが、同様の見解をもっていることが確認されている。このうちNVとUSCGはタンクの安全性の評価をどのようにして行うかという点についてある程度具体的に記述している。

まずNVルールでは非圧力容器型独立タンクをType AIとType AIIに二分し、Type AIは従来の手法で設計されたタンクと内殻のほぼ全内面に設置された二次防壁を有するデザインとし、Type AIIはType AIのタンクについてさらに有限要素法などによるタンク全体の応力解析、破壊力学的手法により疲労クラック伝播の検討、疲労解析および座屈解析を行って信頼性を高めた独立タンクと

している。この場合は二次防壁は漏洩した液化ガスを一定期間保持出来ればよく、その範囲は内殻の全内面である必要はなく、下方のみでよい。(表1.2.4.2参照)

一方USCGは独立タンクをType A, Type BおよびType Cの3つに分けている。そのうちここで考えている非圧力容器型独立タンクはType A およびType B でそれぞれNVのType AIおよびType AIIにほぼ相当している。(表1.2.4.3参照)

(b) 荷重条件

各ルールとも船体運動によるタンク内部液の動圧を考慮している。特にタンクの信頼性を高め、二次防壁を軽減したデザイン(NVのType AII, USCGのType B)の場合は、統計的手法により北大西洋中で10%の確率で起る荷重を考えることにしている。

(c) 許容応力

ほぼ全面に二次防壁を有し、従来の手法で設計された独立タンクを有するデザインの場合は板はすべて板厚の要求算式が明記され、骨に対しては許容応力を与えている。その値は材料の降伏応力の $\frac{3}{4}$ が、引張強さの $\frac{3}{8}$ のうち小なる方としているものが多い。

またタンクの信頼性を高め、二次防壁を軽減するデザインの場合(NVのType AII, USCGのType B)では、前述の有限要素法などによるタンク全体の応力解析を行い、それに対して許容応力を与えている。この場合USCGはASME Section VIII Boiler and Pressure Vesselの考え方をここに適用している。(NVは次に述べる圧力容器型独立タンクに対してASME Section VIIIを適用している。)

(2) 圧力容器型独立タンク

各ルールとも圧力容器のルールを用いて設計することにしている。NVでは許容応力にASME Section VIIIの考え方を適用している。

(3) メンブレンタンク

各ルールとも現時点では精神規定的なものが多く、実際にはcase by caseで処理されるようである。

表 1.2.4.1

各国液化ガス運搬船規則の比較

(1972.11現在)

タンク型式 規則	Non-Pressure Type Independent Tank						Pressure Type Independent Tank						Membrane Tank
	NK	LR	AB	NV	BV	USCG	NK	LR	AB	NV	BV	USCG	
概要	Conventional designのタンクに二次防壁を有する。Tは2シタンクの信頼性が十分高いと認められるときは二次防壁の軽減可(3200)。	内圧0.7kg/cm ² 以下のタンクを有する(D711)。二次防壁必要。ただし貨物の最低温度が-50°Cより高いときは船体を二次防壁兼用としてもよい(D7104)。	内圧0.7kg/cm ² 以下のタンクを有する(24.1-37)。二次防壁必要(24.13-3)。応力の全体解析、破壊力学的手法で安全性を確保すれば二次防壁の軽減可(別紙参照)	Conventional design (AI) と信頼性の高い design (AII) に二分される。AI はほぼ全面に二次防壁必要。AII は二次防壁の軽減可(別紙参照)	内圧0.7kg/cm ² 以下のタンクに二次防壁を有する(22-12-63)。	Conventional design (Type A) と信頼性の高い design (Type B) に二分される。A はほぼ全面に二次防壁必要。B は二次防壁の軽減可(38-15-1, -2)	大気圧を十分高い一様な圧力に設計された圧力容器形式の独立タンクを有する(3202)。	内圧が0.7kg/cm ² を超えるタンクを有する(D72)。二次防壁必要。ただし貨物の最低温度が-50°Cより高いときは船体を二次防壁兼用としてよい(D7202)。	内圧が0.7kg/cm ² を超えるタンクを有する(24.39-49)。	内圧が0.7kg/cm ² を超えるタンクを有する(3B300)。二次防壁の省略または軽減可(4B102)。NV はこれを Type B と呼んでいる。(別紙参照)	内圧が0.7kg/cm ² 以上のタンクを有する(22-32.11)。場合によっては二次防壁の省略可(22-32.31)。	圧力容器の範疇に属するタンクを有する。二次防壁は不要	現時点では各協会とも規定は設けていないが、精神的規定的なものが多く、実際には case by case で処置するところである。
二次防壁	通常時および漏洩時の船体鋼材の温度が次の値以上にならないようにする。Tは外気および海水を5°Cとする(4101, 6101)	通常時および漏洩時の船体鋼材の温度が次の値以上にならないようにする。Tは外気および海水を5°Cとする(D7104, 7105)	Inner hull の温度が材質に応じた許容値以下にならないようにする。	通常時および漏洩時の温度計算から "significant temp" T _s を求め(別紙参照)、これをもちいて船体構造の材質がよくなる(11B300)	通常時および漏洩時の船体鋼材の温度が次の値以上にならないようにする。Tは外気および海水を5°Cとする(22-24.21)	AB と同様	Non-Pressure Type の記述をみよ。	Non-Pressure Type の記述をみよ。	Non-Pressure Type の記述をみよ。	次の条件を満足するときは二次防壁は不要 (1) Min. service temp. $\geq -50^{\circ}\text{C}$ (2) Min. service temp. $< -50^{\circ}\text{C}$ ときは二次防壁不要 内圧が未満で貨物が -50°C 以下のときは small leak protection 可(4B102)	—	—	
材料	タンクの最低貯蔵温度を十分の機械的性質をもつもの(3101)	Service temp. で十分な機械的性質をもつもの(D7112)。特に ferritic steel は service temp. $\geq E = 5.53 \text{ kg/cm}^2$ (D7113)	Service temp. T に対し、具体的な spec を与えている。例) T = -196°C のとき ASTM A353 9Ni, A553 9Ni	タンクの最低使用温度をもとにして Chapt. X, Sec. 4, 7 を定める。(11B200)	Chapt. 25 をよす。	Subchapter F によす。(38-15-30X)	Non-Pressure Type の記述をみよ。	Non-Pressure Type の記述をみよ。	Non-Pressure Type の記述をみよ。	Non-Pressure Type の記述をみよ。	Non-Pressure Type の記述をみよ。	Non-Pressure Type の記述をみよ。	Non-Pressure Type の記述をみよ。
船体	二次防壁の細の記述をみよ												
タンクの設計寸法決定法	大気圧、小気圧も deep tank 法の算式に材料強度の差の修正を施した算式による。(3201)	静荷重、動荷重: 船体構造の PL LETTER 10282 を用いる。(D7116, D7117) 許容応力 $\sigma_a = \text{smaller} \left\{ \frac{3}{8} \sigma_0, \frac{3}{8} \sigma_0 \right\}$ (D7116, D7117)	動荷重、試験荷重、板の板厚、Deep tank 法の算式、骨材の応力算式、骨材の許容応力、動荷重に対する $\sigma_a = \text{smaller} \left\{ \frac{3}{8} \sigma_0, \frac{3}{8} \sigma_0 \right\}$ 、試験荷重に対する $\sigma_a = 0.9 \sigma_y$ (最近の見解)	AI は conventional design, AII はその上に応力の全体解析、破壊力学的解析、疲労解析、圧縮解析を行って信頼性を高めた design (別紙参照)	静荷重 P ₁ に対しては動荷重 P ₂ のうち大なる方を考慮する(22-33.325)。応力計算式は板に対しては与えていない(22-33.41) が骨材に対しては与えている。骨材の許容値 $\sigma_a = \text{smaller} \left\{ 0.4 \sigma_0 / (1.3 - \frac{\sigma_y}{2 \sigma_0}), \text{ or } 0.75 \sigma_y \right\}$, 二に $0.6 < \frac{\sigma_y}{\sigma_0} < 0.8$ (22-33.2)	Type A は AB 法の設計協会レベルの設計、Type B は応力解析、圧縮解析、疲労解析、破壊力学的解析を行って信頼性を高めた design	第1種圧力容器(3214)による。	Pressure vessel (Chapt. J) による。	Pressure vessel (Section 32) による(24.49.1)。	別紙参照	Boiler and pressure vessel (Chapt. 16) による。(22-32.1)	Subchapter F Part 54 をよす。	

表 1.2.4.2

NVの液化ガス運搬船に関する規定 (Chapter XIV)

(1972.11現在)

分類	Integral Tank, Type A	Integral Tank, Type B	Independent tank, Type A		Independent tank, Type B	Membrane tank
			Type AI	Type AII		
定義	Single hullの船体に直接貨物液を積む (3A100, 3A200)	Double hullの船体に直接貨物液を積む (3B201)	自立型タンク表面が平面から成り、内圧は主として板および骨の曲げで受け持たれる。(3B201) AIは従来のルール算式をベースとして conventional designのタンク (3B202)	自立型タンク表面が平面から成り、内圧は主として板および骨の曲げで受け持たれる。(3B201) AIIはAIに対する要求を満足し、さらにタンクの全体解析、破壊力学的解析、疲労解析を行って信頼を高めたるタンク (3B202)	圧力容器型自立タンク。内圧は主として tank skin の membrane stress で受け持たれる。(3B300)	船体で支持される非自立型の薄膜タンク (3C100)
二次防壁 (4B)	—	—	貨物液温度 T が -10°C より低い場合はタンク周囲のスペースは二次防壁として働くようにする。 要二次タンク注 ⁽³⁾	要 small leak protection system	$0.7 < p_0 < 2.0 + 0.2D$ のとき $T \geq -50^{\circ}\text{C}$ なら不要 $T < -50^{\circ}\text{C}$ なら small l.p.o. $p_0 \geq 2.0 + 0.2D$ のときは不要	要二次タンク
Clearance	—	Side clearance at L.W.L. $\geq 760^{\text{mm}}$ Bottom clearance $\geq c.g.in$ 要求量 (3A300)	タンク~船体 frame 内側 $\geq 600^{\text{mm}}$, タンク~船体 web frame 内側 $\geq 50^{\text{mm}}$, タンク~内底板 $\geq 400^{\text{mm}}$, タンク~タンク $\geq 400^{\text{mm}}$ (4A102)			
材料	タンク (11B200)	タンクの最低使用温度 $T_2 = T_1 - 0.25(T_1 - T_2)$ をもとにして Chapt. X, Sec. 4, 7 により定める。				
船体 (11B300)	次の (1), (2) および (3) (inner hull を二次タンク兼用としない場合は (3) は考慮する必要なし) のうち最も低い温度を significant temp. T_2 と称し、これをもとにして材質を定める。(1) 外気温度 0°C , 貨物液は service temp. にある通常状態での船体鋼材温度, (2) 外気温度 10°C で small leakage が起ったときの船体鋼材温度, (3) 最大タンクが完全に leak し、30° heel した状態での船体鋼材温度					
貨物タンクの寸法決定法	概要	通常の船体構造に対するルール (Chapt. II) を適用する。	板材および小骨は深水タンクに対する式 (Chapt. II sec. 14) に貨物液比重の修正を施した式を用いて寸法を定める (6C100)。一方大骨材は下記の各種荷重を考慮し、acceptable method で計算した応力が下記許容値以下になるように定める (6C200)。単的にいて conventional design	各部材寸法は AI に対する要求を満足し、しかも次の各種検討を要す。 (1) 船体とタンクを一体とした応力の全体解析。この場合は下記の荷重に対する大骨小骨および plate panel 中央の応力が下記許容値以下になるように定める。(6D100~6D401) (2) 破壊力学的な手法による検討。疲労クラック伝播の解析を行い、確率に提出する。(6D402, 6B1000) (3) Fatigue analysis (6D403, 6B1100) 母材・溶接部の疲労解析を行い、累積破断密度を 0.5 未満とする。 (4) 全長解析 (6D404)	小つらは AI に対する荷重に対する shell の応力が、下記許容値以下になるようにし、また外圧が加わる場合は全長荷重が外荷重の 4 倍以上になるようにする (外圧が加わる場合の記述は 6D700)。なお特別の場合には AII の (2) および (3) と同様の検討が必要となる (6B1001, 6B1101)。	AI と同様の荷重に耐えるようにする。(6F101)
荷重条件	省略	省略	静荷重 (気相圧 6B201, 99% full の貨物液荷重 6B202, 外圧 6B203) 動荷重 (加速度 V による荷重 6B300, 液の動圧 6C203, 波による圧力 6C204~6C206, 半載の場合の sloshing pressure 6C207)	次の二つの荷重条件 (1) 北大西洋で 10° の破断率で起る荷重 6B902 と AI の静荷重の和 (6D401 Table 1-3) (2) AI の加速度 V による荷重 6B300 (6D401)	AI と同じ (6E101)	
許容応力	省略	省略	下表による (6C209)	タンク材料によって許容応力を定める。 例) 9% Ni 鋼。荷重 (1) に対し 大骨 $\sigma_c = \text{smaller} \{ 0.70\sigma_F, 0.50\sigma_F \}$ 小骨 $\sigma_c = \text{smaller} \{ 0.75\sigma_F, 0.525\sigma_F \}$ 板 $\sigma_c = \text{smaller} \{ 0.80\sigma_F, 0.56\sigma_F \}$ 荷重 (2) に対してはこれらの 60% (6D401)	まず、応力を次のように分類する Primary stress: P. membrane stress, General p. m. st. (σ_m) Secondary st. (σ_p) Peak st. P. bending stress (σ_b) Thermal st. 次に $\sigma_c = \text{smaller} \{ \sigma_F/2, \sigma_0/3 \}$ とおくと、同時に次の (1)~(4) を満足することを要求している。 (1) $\sigma_m \leq \sigma_c$, (2) $\sigma_c \leq 1.5\sigma_b$, (3) $\sigma_b \leq 1.5\sigma_c$ or $\sigma_m + \sigma_b \leq 1.5\sigma_c$ or $\sigma_c + \sigma_b \leq 1.5\sigma_c$, (4) $\sigma_m + \sigma_b + \sigma_p \leq 2.8\sigma_c$ or $\sigma_c + \sigma_b + \sigma_p \leq 2.8\sigma_c$ さらに peak stress は fatigue limit 以下にすること。(6E1200)	
記号	p_0 : 設計ゲージ圧 (kg/cm ²), D : タンク直径 (m), T_1 : 大気圧下における貨物の沸点 ($^{\circ}\text{C}$), T_2 : relief valve の set. press. 下における貨物の沸点 ($^{\circ}\text{C}$), T_3 : タンクの最低使用温度 ($^{\circ}\text{C}$) T : 貨物液の温度 ($^{\circ}\text{C}$), σ_c : stress equivalent stress, τ : shearing stress, σ_0 : 材料の引張強さ, σ_F : 材料の降伏応力, σ : 材料の material factor					

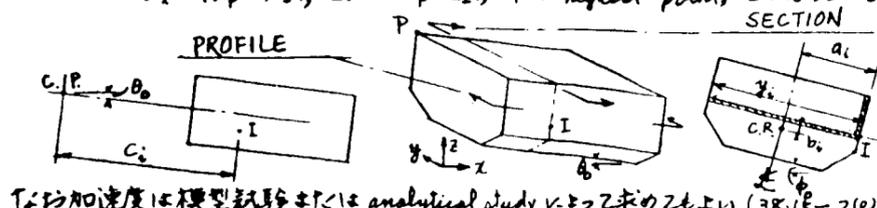
注1) 2次タンクについて

- 2次タンクが船体構造の一部を形成する場合は、貨物温度が -50°C よりも低ければ2次タンクに防熱を施すこと。(4A103)
- 2次タンクに防熱を施すときは、1次タンクから貨物が漏洩して船体が 30° 傾斜したとき貨物液に浸る範囲の2次タンクには液密の防熱層または液密の coating で保護された防熱を施さなければならぬ。(4B201)

2) Small leak protection system について

- "Small leak protection system" は次の要件を満足すること(4B301)
 - 内底板、side 及び横隔壁の下方の鋼板は notch toughness の試験を行い防熱層で cover すること。この場合鋼材の材質と防熱の厚さについては個々のケースについて定める。
 - 上記の防熱した部分より上方の船体内殻には、貨物液が直接浸らないようにすること。

分類	Integral Tank	Independent Tank			Membrane Tank
		Type A	Type B	Type C	
定義	Integral tankとは船体の一部を形成するタンクを指す。 $p_0 \leq 0.28 \text{ kg/cm}^2$ によること。(38-15-1(a))	主として船級協会のルールをベースとして設計された conventional design の prismatic tank を有する LNG 船。 $p_0 \leq 0.28 \text{ kg/cm}^2$ によること。(38-15-1(c)(1))	モデルテストや analytical tool を用い、38-15-3(c) に従って応力解析や疲労解析を行う prismatic or 回転体の独立タンクを有する LNG 船 (38-15-1(c)(2))。	圧力容器の criteria によって design された独立タンクを有する LNG 船。 5 内圧による応力が主として significant steady or alternating stress が働かずに判定されるタンク。(38-15-1(c)(3))	membrane tank とは貨物液を membrane と inner hull を支持する防熱と受け持たれるタンクを指す。 $p_0 \leq 0.28 \text{ kg/cm}^2$ によること。(38-15-1(b))
2次防壁	破壊試験の要求 (38-15-2(m))	Complete failure	Complete failure	Partial failure (計算条件: 38-15-2(j))	破壊が起らないこと
	2次防壁の範囲 (38-15-2(m))	上記のようない次タンクの破壊を想定し、それによって漏洩する貨物液の量を求める。船が 30° heel し、6° trim した状態での貨物液が及ぶ範囲に2次防壁を設ける。それより上は inner hull の湿度を safe level に保つこと splash shield とする。 実際には上記を適用すると inner hull のほぼ全内面に2次防壁が必要になる。ただし最近の打合せでは上記にかかわらず、top part は splash shield としてよいかもしれないという考え方ももっているようである。この件の詳細は同合中。	上記を適用すると inner hull 下方のみ2次防壁、それより上は splash shield になると考えられる。	2次防壁不要	Integral tank, Independent tank type A と同じ。
	2次防壁の要件 (38-15-2(n))	次の2つうち長い方の期間にわたって、1次タンクが漏洩し、貨物液を保持しうること。この場合外力としては 38-15-2(j) に記述されたものを考えること。(1) 15日、(2) 貨物液を完全に offload するに要する期間			
タンク材料	Subchapter F による。(38-15-3(a), 38-15-5(b))				
貨物タンクの概要	通常の船体構造と同様の思想で設計する。(38-15-5(a))	normal operating condition 及び tank test condition の internal pressure をもとにして板材、骨材の寸法を決定する。この場合板材は船級協会の deep tank 板の算式を用い、head として上記荷重に対応した equivalent head をとる。また骨材は beam theory より応力が下記許容値以下になるようにする。単的かつ conventional design (38-15-3(b))。	次の各種検討を行った安全性を確認したタンク (38-15-3(c)) (1) 応力解析... 下記荷重及び許容応力に対し (2) 圧縮解析... ASME Sec. VIII の guide による (3) 疲労解析... 累積被害率 < 0.5 (4) 破壊力学的解析 (クラックの進展) 荷重は 38-15-2(j) による、北大西洋 210° 回運送る wave 中最も severe 15 日間を採る。	Subchapter F Part 54 "Pressure vessel" によって design されたタンク (38-15-3(d))	Integral tank, Independent tank と同様の荷重に対して十分安全である。また prototype test を行って design criteria を満足すること (38-15-4)。
荷重条件	Vapor press., 傾斜時静圧及び動圧の総和 p_0 ならびに水圧試験時の圧力を考える。 p_0 は次式から求める。(38-15-2(a)(e)) また p_0 は external pressure, 自重, support 及び熱荷重も考慮する (38-15-2(a)(2)-(5))。 衝撃時加速度 0.5g とする (38-15-2(f)) $p_0 = \alpha p_0 + \gamma [z_i + d_i (a_{iy}/g) + y_i (a_{iy} + a_{iy})/g] + x_i (a_{ix} + a_{ix})/g$, $p_{0, min} = \text{greater} \{ 8' \text{ above } t, \text{ top}, 2' \text{ above } t, \text{ dome} \}$ $\alpha = 1.1 \dots$ 貨物が normal atmospheric temp 以下のとき, $\alpha = 1.0 \dots$ それ以外。 $a_0 = \sqrt{a_{iy}^2 + a_{ix}^2 + a_{iz}^2}$, $a_{iy} = (2\pi/T_0)^2 a_i$, $a_{ix} = (2\pi/T_0)^2 a_x$, $a_{iz} = (2\pi/T_0)^2 a_z$, $a_{iy} = (2\pi/T_0)^2 a_y$, $a_{ix} = (2\pi/T_0)^2 a_x$, $a_{iz} = (2\pi/T_0)^2 a_z$ $x_i = x_p - x_i $, $z_i = z_p - z_i $, P: highest point, I: 考慮している点, x_p, z_p : 点 P の座標, x_i, z_i : 点 I の座標 $\phi_A = \pi/6$, $\theta_A = \pi/30$, $Z_A = L/80$ $L = 600'$ のとき $T_0 = 10''$, $T_0 = 7''$, $T_0 = 8''$ $L = 1000'$ のとき $T_0 = 13''$, $T_0 = 8.5''$, $T_0 = 8.5''$ $a_{iy} = 0.70 \text{ m/s}^2$, $a_{ix} = 0.70 \text{ m/s}^2$ 前後端壁: $\phi_0 = \pi/2$, $\theta_0 = \pi/30$, $a_{iy} = a_{ix} = 0$ 甲板/底板/側板: $\phi_0 = \pi/6$, $\theta_0 = \pi/60$, $a_{iy} = a_{ix} = 0$			省略	Integral tank, Independent tank と同じ。(38-15-4(a))
許容応力	省略	荷重に対して次のように与える。 p_0 に対し 0.90γ (38-15-3(b), (a)(ii)) p_0 に対し 0.90γ (38-15-3(b), (a)(ii))	次の点を除いて ASME Sec. VIII, Div. 2. (1) All. gen. mem. stress P_m : ASME Sec. VIII Div. 1 (2) All. local m. stress $P_L = 1.5 P_m$ (3) 応力集中係数: 実験より (38-15-3(c))	省略	
記号	p_0 : maximum allowable relief valve setting pressure, γ : 貨物液の単位体積当り重量, a_0 : 上下方向の全加速度, a_{iy}, a_{ix}, a_{iz} : 横揺, 縦揺, 上下揺による上下方向の加速度, a_{ey}, a_{ex} : 縦揺, 前後揺による前後方向の加速度, a_{sz}, a_{sx} : 横揺, sway による左右方向の加速度, T_0, T_0, T_0 : 横揺, 縦揺, 上下揺の周期, ϕ_0, θ_0, Z_A : 横揺, 縦揺, 上下揺の片振幅, ϕ_0, θ_0 : 傾斜時静圧を考慮する際の heel trim				



1.3 社内規定の調査

船の設計に当り、現在各社で採用している社内規定の項目及びその概要につき調査を行なった。その結果、一般的には各社とも各国船級協会ルールを基に設計しているが、下記項目については各社独自の方法でチェックし、設計していることが判明した。但し各社夫々チェック項目及び範囲はまちまちであり下記項目は各社から提出された項目を包括したものである。

(1) 縦強度関係

- (a) 曲げ：通常はルールどおりとしているが、超大型船及び特殊船型の船に対しては船体運動計算による波浪曲げモーメントの検討。
- (b) 剪断：縦通隔壁及び外板の剪断強度（特に局部剪断）の検討が行われている。また、超大型船及び特殊船型の船に対しては船体運動計算による波浪剪断力の計算を行いその計算を用いて上記検討が行われている。

(2) 横強度関係

現在殆んどの船級協会が直接強度計算（Direct Calculation）を要求しているがこれに対し、各社独自の計算プログラム及びS R - 83で開発されたT - S A Pにより強度計算を行なっている。主な対象構造をタンカーを例にとり示すと下記の様になる。

- (a) トランス・リング
- (b) ホリゾンタル・ガダー
- (c) 水密隔壁（Hull Girderの節としての強度）
- (d) 制水隔壁

また検討時の外力としては荷油、荷物及び吃水による静圧の他に波浪変動圧（図1.3.1参照）及び、荷油による動圧を考慮した計算を行なっている所もある。

尚上記は電算機を使用したかなり大がかりな計算であるが、上記部材の強度を手計算により簡単に概略チェック出来る様な便覧も各社で整備されており座屈強度等のチェックも行なわれている。

(3) その他、下記の項目について検討が行われている。

- (a) 船首部甲板の青波打込み
- (b) 船首部船底及び船側外板のスラミング
- (c) 船首部波浪衝撃
- (d) 機関室（2重底及びウエブ・フレーム）の剛性
- (e) 主機（ディーゼル）の許容不平衡力とそれに基づく船体振動
- (f) プロペラ・クリアランス
- (g) 船体及び上部構造の振動

- (h) 船尾及び機関室内タンクの局部振動
- (i) スロット部の強度及び疲労強度
- (j) ウェブ、フレームの面外振動

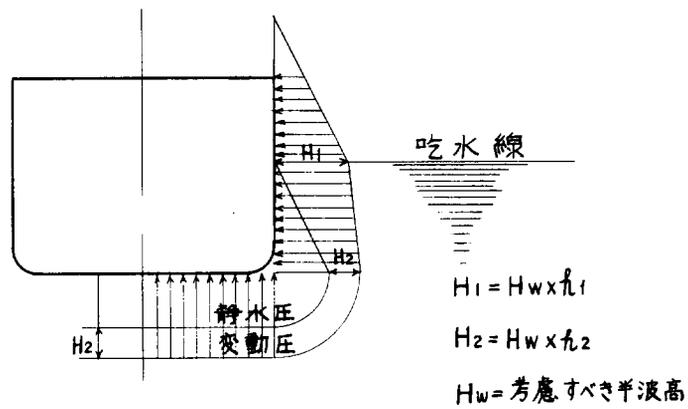
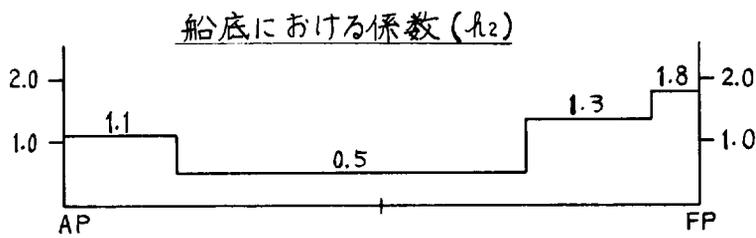
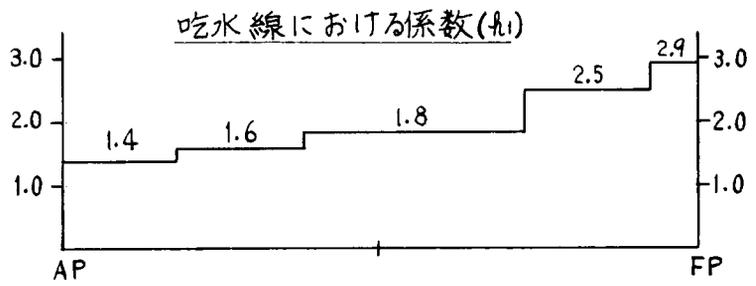


図1.3.1 波浪変動圧設計基準

1.4 就航実績-高応力部調査

船体構造部材に生ずる高応力についてはこれまでにも各造船所、船級協会等に於て種々計算、検討されて、設計者への設計上充分注意を要する点として指摘されて来た。そこで今回はそれ等の検討結果より船体構造上どの部材に高応力が生じているかを文献(1)~(11)より調査した。調査の範囲は一応以下の種類の船舶とした。

- タンカー
- オアキャリアー
- バルクキャリアー

又調査内容の表現方法としては応力の絶対値そのものは荷重状態、計算方法等の相違により相当異なることも考えられるのでこれまでの論文より高応力が出てると指摘されている部材の場所を示しその部材の応力値をノ例として示すにとどめた。以下前記船種の高応力部分について調査した結果を示す。

1.4.1 タンカー

タンカーの船体構造の強度解析についてはすでにSR83研究部会にて数隻について実船計測及びその解析が行われているのでその結果を中心にまとめると次の様になる。

(1) 実船計測船A※(1) (D.W. / 8500 ton)

本船はセンターガーダーを有シウイングタンクには1条の水平桁板を有している構造で(図1.4.1参照)この計測時の船艙構造部での荷重状態及びその断面での荷重状態はそれぞれ(図1.4.1), (図1.4.2)に示した通りである。

これによると船底横桁の船側及び縦通隔壁側の両コーナー部の面材に比較的高い直応力約 $20 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ が見られる。又センタータンク内船底横桁の縦通隔壁側ブラケット内にも比較的大きな剪断応力が生じている。

(2) 実船計測船(B)※(1) (D.W. / 20200 ton)

本船はセンタータンクに3条のガーダーを有シウイングタンクには二本の支材を有している構造で(図1.4.3参照)この計測時の船艙構造部での荷重状態及びその断面での荷重状態はそれぞれ(図1.4.3), (図1.4.4)に示した通りである。

これによると船底横桁の船側及び縦通隔壁側の両コーナー部の面材にA船同様に大きな直応力を生じている。又支材のブラケットの近傍にも 15 kg/mm^2 近いかなり大きな応力を生じている様である。

(3) 実船計測船(C)※(1)(2)(D.W.123,000 ton)

本船はセンタータンクにセンターガーダを有しウイングタンクには2本の支材を有している構造で(図1.4.5)この計測時の船艙構造部での荷重状態及びその断面での荷重状態はそれぞれ図1.4.5, 図1.4.6に示した通りである。

これによると船底横桁のコーナー部特に縦通隔壁側のコーナーの面材に大きな直応力を生じている。又センタータンク内の船底横桁の縦通隔壁側ブラケット内に比較的大きな剪断応力が生じカラープレートの有無によっても応力の大きさは大きく変っている。

(4) 20万トンシリーズ計算※(1)

実船計測と同時に行われたものに20万トンタンカーの構造様式(縦通隔壁の位置, 支材本数, センターガーダ有無)を変化させてのシリーズ計算がSR83で行われたがそれによっても種々の構造について船底横桁の縦通隔壁下部のニ又部に高応力が生じることが示されている。そしてこれはセンタータンク满载ウイングタンク空船の水試時の応力が特に高く出ている。[図1.4.7参照]

(5) 50万トンシリーズ計算※(1)

50万トンシリーズでも構造様式(支材又は船側横桁の本数, センターガーダ有無, 中心線縦通隔壁)を変化させてシリーズ計算を行った。

(a) センタータンク水試状態及び满载でウイングタンク空艙の状態に於てトランスバースリングの縦通隔壁上下のコーナー部の面材に 20 kg/mm^2 の高い直応力が生じている。

(b) ウイングタンクの水試状態では船側横桁を有する構造で、縦桁のウェブ面材に高い剪断応力(10 kg/mm^2)と直応力(20 kg/mm^2)をそれぞれ生じている。等が明らかにされている。[図1.4.8, 図1.4.9参照]

以上はSR83研究部会で調査されたものであるがそれ以外に報告されているものゝなかから例をあげると次の様なものがある。

(6) 対象船(D)※(3)(D.W. 263,000 ton)

本船はセンターガーダーを有しウイングタンク内には1条の船側縦通桁を有する構造でセンタータンク水試状態に於て縦通隔壁付堅桁の上下コーナー部の面材に大きな直応力を生じている。(図1.4.10)又ウイングタンクの水試状態では船側縦通桁と交叉する部分の堅桁ウェブに比較的大きな剪断力が生じているのが分かる(図1.4.11)。

(7) 対象船(E)※(3)(D.W. 280,000 ton)

本船はセンターガーダーを有しウイングタンクは1条の船側縦通桁を有する構造でトランスリングでの応力状態の傾向はこれまでのものとほぼ同様である。船側縦通桁での応力計算の結果は、ウイングタンク満載のバラスト状態に於て横隔壁間中央の支材のコーナー部に等価応力で約 22.5 kg/cm^2 の最も高い応力を生じている。[図1.4.12参照]

(8) 対象船(F)※(4)(D.W. 270,000 ton)

本船はセンタータンクはトランバースメインでウイングタンクには二本の支材を有する構造様式になっている。これまでの対象船と同様船底横桁のコーナー部の面材には高い直応力を生じているが更に支材のコーナー部面材にも高い応力を生じている。このコーナー部の形状は三角形と円弧のものと両者について比較検討をしている。その結果を(図1.4.13),(図1.4.14)に示す。荷重状態はセンタータンク、ウイングタンク共に満載吃水は満載吃水の $\frac{1}{3}$ である。これによると円弧の形状を採用した方が応力レベルはかなり減少している様である。

(9) 対象船(G)※(5)

この計算は大骨のブラケットの先端に応力集中により亀裂の発生することがあるためその部分の形状を変えることによつて応力の低下を計ることを目的として計算した例である。トランスリングの概略と横隔壁付水平桁板の概略を(図1.4.15)に示すが本船の場合このブラケット先端部の応力がもっとも高くなると考えられるのはセンタータンク満載、ウイングタンク空槽で吃水 $\frac{1}{3}$ (満載吃水)状態である。

図1.4.16)に示している様に

(a)は最大値がフェースの先端部で $23 \frac{kg}{mm^2}$

(b)は最大値 $21 \frac{kg}{mm^2}$

(c)は $20 \frac{kg}{mm^2}$ と次第に低下はしているが高い応力を示している。

(10) 傷損例より推定される高応力部※(6)

船体の損傷とその対策に関するシンポジウム(日本造船学会主催)に於て、タンカーの損傷例が報告されているがそれ等の中より主なもの(但し(1)~(9)にあげたものは除く)を選ぶと下記の様な損傷例があげられる。

(a) 制水隔壁の損傷例

図1.4.17)に示した様に制水隔壁の南口のコーナー部には、応力集中による大きな応力を生じ易くそれが原因で座屈を起している。

(b) 縦通隔壁の損傷例

積付の状態によつては船体貨物油艙構造の前後に於て縦通隔壁に大きな剪断力を生じパネルに剪断座屈を起すことがある。その例を図1.4.18)に示す。

(c) スロット近傍の損傷例

SR/20 研究部会に於ても研究され最近はその数もかなり減少したと言われているものとしてスロット近傍の損傷があげられる。前記シンポジウムの報告によるとその過半数が船底横桁に発生している。損傷は座屈とクラックであるがその例を図1.4.19)に示す。

(d) 船首暴露甲板の凹損例

これまでにも種々調査研究が行われこの種の損傷はかなり減少してはいるがまだ発生している様であり前記"シンポジウム"の報告によると静水圧換算の水頭にして約 $25m$ の青波の打込による凹損例が報告されておりその例を図1.4.20)に示した。

(e) 船首部外板の凹損例

前記"シンポジウム"によると、この様な損傷は小型船では余り見られなかつたが、損傷で船首部外板のみならず内部材の横倒し座屈にまで至っている。

損傷の箇所はいずれも上甲板と満載水線の中間にあって満載航海中にうけた波浪衝撃力が原因とされている。損傷例を[図1.4.21]に示す。

尚、船首部凹損 (d)(e) に関してはタンカーのみの損傷ではなく、オアキャリアー、バルクキャリアーにも共通に見られる損傷例である。

1.4.2 オアキャリアー

オアキャリアーに関する船体構造の強度解析例は比較的タンカーに較べて少ないが高応力に関して主なものをあげると次の様な計算例である。

(1) 対象船(H)※(7) (D.W. 78,170 ton)

本船は所謂通常の鉱石船の構造をしておりセンター船艙は二重底構造でウィングタンクは二本の支杖を有している構造である。荷重状態は鉱石での満載状態の場合が最も厳しいと思われるのでその状態を採用している。その応力分布を[図1.4.22~23]に示す。これからも分る様に船底横桁のコーナー部及び支杖のコーナー部に最大約 16 kg/cm^2 の応力を生じている。応力値そのものとしては余り高い方ではないがタンカーと同様注意を要する箇所と思われる。

(2) 対象船(I)※(7) (D.W. 109,000 ton)

本船もH船と同様な構造様式を採用した鉱石船である。本船の計算に採用された荷重状態はセンタータンク水試状態^(L1)と鉱石による満載状態^(L2)である。その結果を[図1.4.24~27]に示す。

この結果からみると^(L1)の荷重状態では支杖のコーナー部に約 25 kg/cm^2 程度の高い等価応力を生じている。又縦通隔壁の下部平行部で約 10 kg/cm^2 の比較的高い剪断応力も生じている。一方^(L2)の状態では支杖コーナー部に約 22 kg/cm^2 の高い等価応力を生じているのが分る。

(3) 対象船(J)※(7) (D.W. 130,000 ton)

本船はH, I船とほぼ同様な構造様式を採用した鉱油船であるが垂直に立った縦通隔壁の下部が下段支杖との交点でセンター側にナックルをして傾斜した構造になっている。本船での計算に採用された主な荷重状態はB船同様センタータンク水試状態^(L1)と鉱石による満載状態^(L2)である。この計算結果によ

とA,B船同様に支棧コーナー部に高い等価応力を生じている。その値は荷重状態(L¹)で約 $26 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ (L²)で約 $16 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ である。[図1.4.28~31]にその応力図を示す。

(4) 対象船(K)※(7) (D.W. 1444.00 ton)

本船は実船計測を行っておりそれにもとづいて応力解析を行っている。これでは船底横桁と縦通隔壁付縦桁が交叉する部分での応力の流れ大きさを調べているが計測時の荷重状態は計測前後荷重状態の差を考慮して[図1.4.32]で表わされる。これをもとに鉱石満載時で[図1.4.33]の応力を推定するに交叉部ではウイングタンク内船底横桁の剪断応力が $7 \sim 8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ になるだろうと推定されている。

(5) 対象船(L)※(9) (D.W. 131.000 ton)

本船はウイングタンクに二本の支棧を有し下段の支棧との交点で縦通隔壁がセンター側にナックルをえた構造様式の鉱石船である。センタータンクが鉱石で満載された満載状態にて船倉構造の強度計算を行っている。それによると支棧コーナー部近傍でかなりの高応力を示し等価応力で約 $20 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ の値を生じている。構造様式応力をそれぞれ[図1.4.34~35]に示す。

更に中心線上の船底縦通桁についての解析結果によると同じ荷重状態で等価応力にして約 $27 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ という高い応力が縦通桁の横隔壁との交叉の部分に生じている[図1.4.36参照]ことは設計上充分注意を要する。

(6) 損傷例より推定される高応力部※(6)

1.4.1タンカーの項に於て参照した様にオアーキャリヤーに於ても船体の損傷とその対策に関するシンポジウムより主な損傷例をあげると次の通りである。

(a) 倉口間甲板構造に生ずる損傷例

この種の損傷の特徴は倉口長さが大きい。鉱石運搬船で倉口間甲板梁がロング方式の時に多く見うけられる。損傷箇所は倉口間甲板倉口端緑棧及びウェブビーム或はボックスビーム等の防撓棧間のパネルの凹損であることが

報告されている。損傷例を[図1.4.37]に示す。

(b) 貨物倉横隔まわりの損傷

これは横隔壁下部スウールに鉍石圧によるウエブプレートの変曲の例であり、この近傍に開口を設ける時は充分注意を要することを示している[図1.4.38]

1.4.3 バルクキャリア

バルクキャリアの船体構造の強度解析はSR118研究部会に於て応力の実船計測を行ないその際に立体強度計算を行つてゐる。まずそれを中心に調べることにする。

(1) 実船計測船(M)※(10) (D.W. 63,420 ton)

本船では *Alternate loading* 状態で空艙の強度計算を行つてゐる。その結果を[図1.4.39]に示す。

これによるとフレームの下端でかなり大きな曲げ応力 ($16.36 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$) を生じてゐる。又ホッパー内の大骨にも ($16.26 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$) の大きな曲げ応力が生じてゐる。

又本船が6mの波に出会つたときの計算例を[図1.4.40~41]に示す[図1.4.40]は波頂にのつたときであり[図1.4.41]に波の谷に入つたときの応力状態を示している。これによると前者ではフレームの下端での応力が ($19.08 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$) と高くなり且つ二重底の剪断応力も増加している一方後者ではフレームの応力は減少して ($15.18 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$) となり二重底の応力も減少している。

(2) 実船計測船(N)※(10) (D.W. 62,325 ton)

本船の最も厳しいと思われる *Alternate loading* 状態について空艙と鉍石艙の両方について強度計算を行つてゐる。その結果を[図1.4.42~43]に示す。

これによると空艙ではフレームの曲げ応力が大きく鉍石艙ではホッパー内の大骨の剪断応力及び曲げ応力が大きくなつてゐる。

(3) 対象船(P)※(11) (D.W. 135000 ton)

本船は *Alternate loading* 状態で“鉱石艙”の強度解析を中心に行っている。
荷重状態は[図1.4.44]に示す通りである。

この計算ではフレームの大きさを变化させた場合と、船艙の長さを変えた場合について検討している。これによると船艙の大きさがアスペクト比で0.498の場合にはフレームの剛性を変えた場合フレーム自身の応力は低下するがそれは接続する上下タンクのトランスリングの応力がかなり増加している。

[図1.4.45~46]それ以外の部材の応力には縦通部材も含めて余り影響しない。

一方船艙の長さを長くした場合船艙長さのアスペクト比0.853になると、

[図1.4.47~48]に示した様にフレームの応力と二重底フロアの剪断応力それにトップサイドタンクの応力が高くなることが示されている。これに対し縦通桁の応力は剪断応力、曲げ応力ともに余り変化していない。

(4) 損傷例より推定される高応力部※(6)

バルクキャリアーに於ても、タンカーの項、オアキャリアーの項に於けると同様に船体の損傷とその対策に關するシンポジウムより前記(1)~(3)項以外で高応力になっていると推定される部分をあげると次の通りである。

(a) 倉口間甲板の損傷

これはオアキャリアーの場合と同様に倉口間甲板の座屈損傷でその例を[図1.4.49]に示す。同図からも分かる様に甲板梁はロンジ方式になっている。

(b) その他

上記の他に

- 横隔壁下部の損傷
- スラミングによる船首船底の凹損
- トップサイドタンク内のウェッジの損傷 等が
主なものとしてあげられている。

以上三種類の船舶について、これまで船体構造の強度計算を行った例、

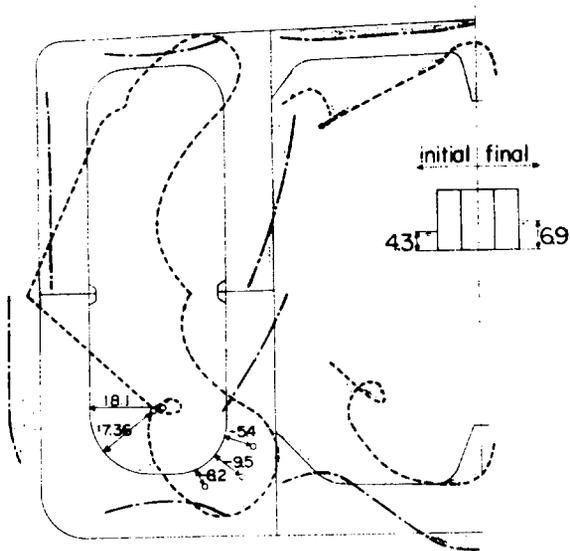
実船計測の例及び損傷を起した例等について、その代表的なものを列記した。これによりおおよそどの部分に問題があるか明らかである。しかしこれ等のものについての追跡調査が必ずしも明確に行われていないので、この点に関して今後十分な配慮をする必要がある。

参考文献

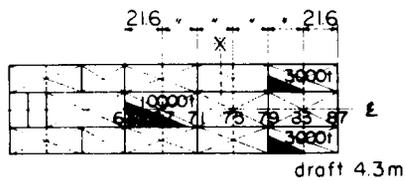
- (1) 日本造船研究協会報告 第68号
巨大船の船体横強度に関する研究 第83研究部会
- (2) 三菱重工技報 Vol.7 No.5
- (3) SR134 ②-25 日立造船
- (4) SR134 ②-24 佐世保重工
- (5) 石川島播磨技報 第12巻 第3号
- (6) 船体の損傷とその対策に関するシンポジウム
日本造船学会
- (7) 日本造船学会論文集 129号
鉦石専用船および鉦石油兼用船の横強度の検討
日立造船 服部他
- (8) 川崎技報 44号
大型鉦石運搬船の二重底強度
安江他
- (9) SR-134 ②-22 石川島播磨重工
- (10) 日本造船研究協会報告 第72号
大型鉦石運搬船の船体各部応力に関する
実船試験—第118研究部会
- (11) 三菱重工技報 Vol.6 No.4 超大型バルクキャリアの構造強度
萩原他

SCALE
0 10 20 (kg/mm²)

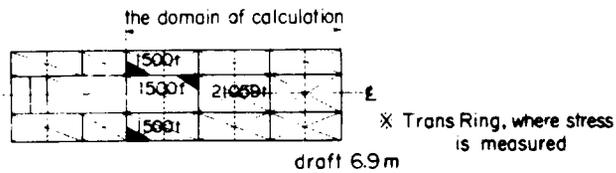
----- shearing stress in web
----- shearing stress in web



(X 1.4.1) A-SHIP



(a) at adjustment



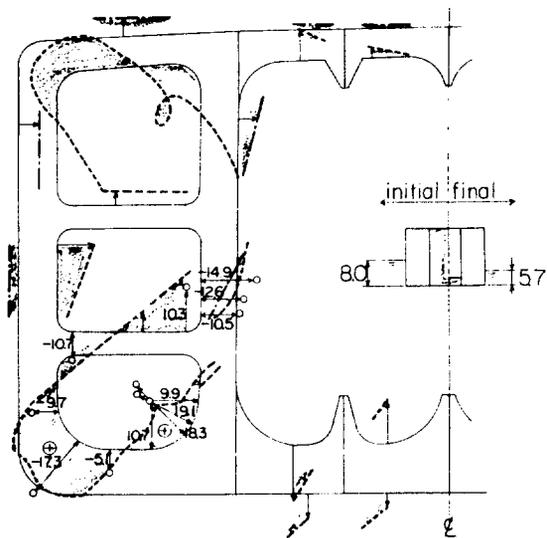
(b) at measurement

(X 1.4.2)

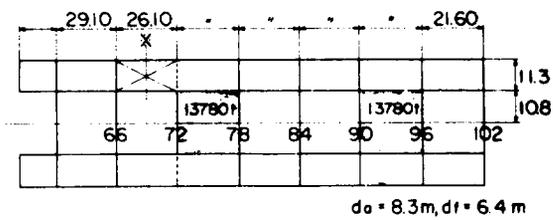
Loading Condition of A-ship

----- normal stress in face plate
----- shearing stress in web
o experimental value

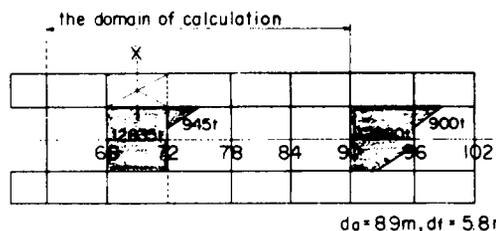
0 10 20 (kg/mm²)



(X 1.4.3) B-Ship

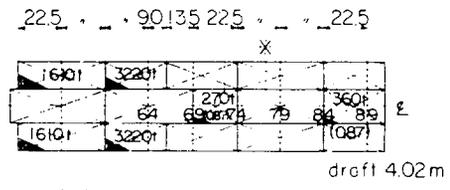
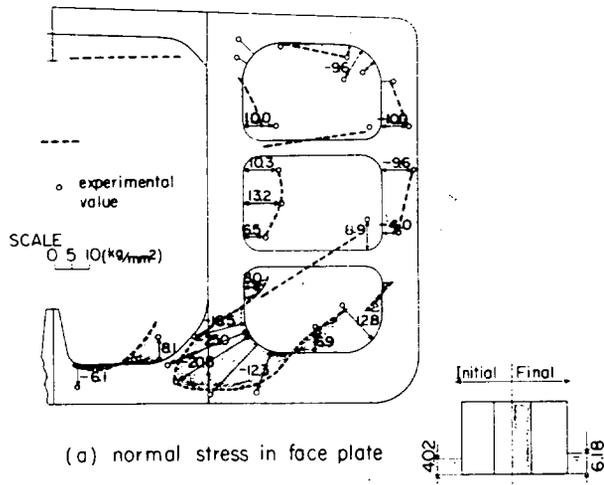


(a) At Adjustment

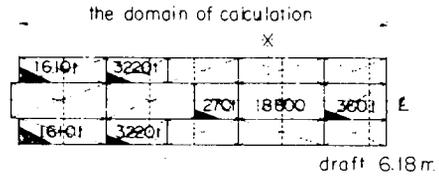


(b) At Measurement

(X 1.4.4) B-Ship



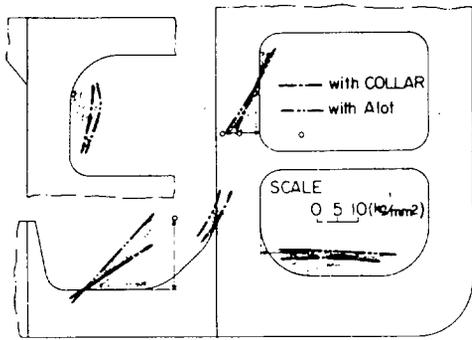
(a) at adjustment



(b) at measurement

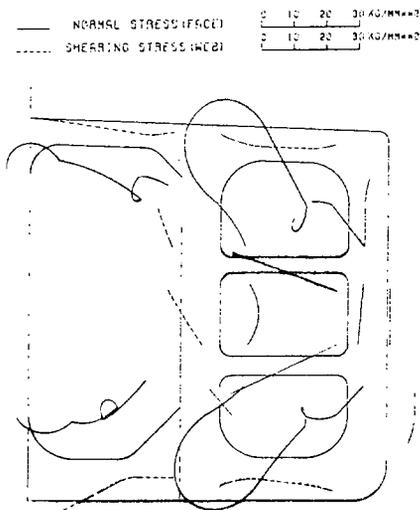
X Trans Ring, where stress is measured

(图 1.4.6) Loading Condition of C-Ship

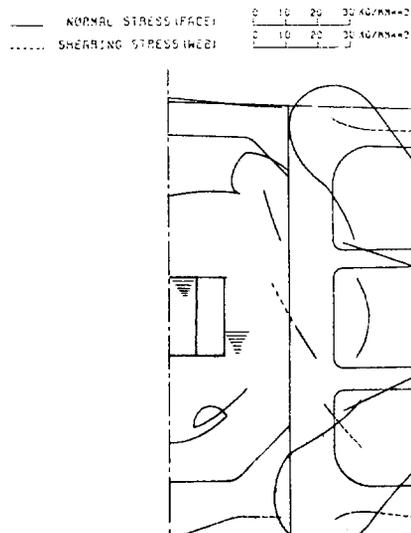


(b) shearing stress in web

(图 1.4.5) C-Ship



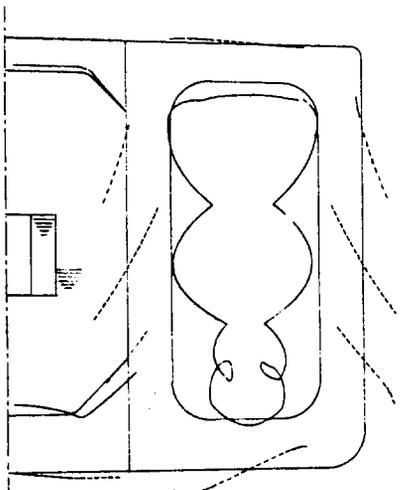
(图 1.4.7) 200,000 ton Tanker



(图 1.4.8) Half Million Tanker

— NORMAL STRESS (FACE)
 SHEARING STRESS (MCB)

0	10	20	30 KG/MM ²
0	10	20	30 KG/MM ²

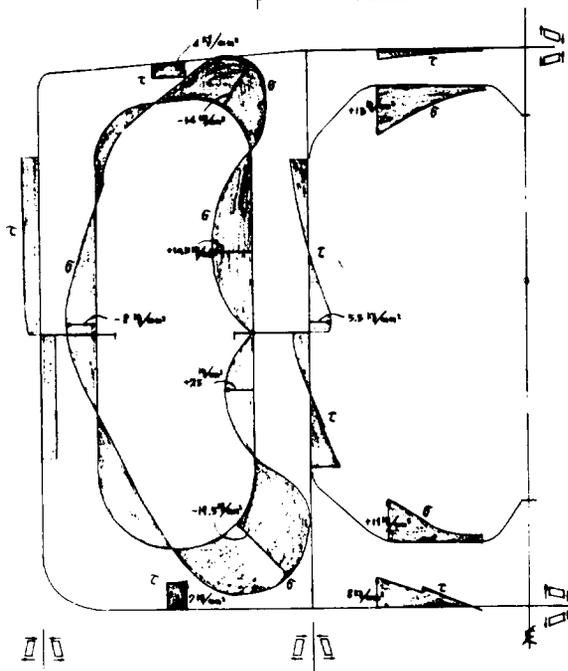


(☒ 1.4.9) Half Million Tanker

CASE 1

σ: NORMAL STRESS
 τ: SHEARING STRESS

SCALE 0 10 20 KG/MM²

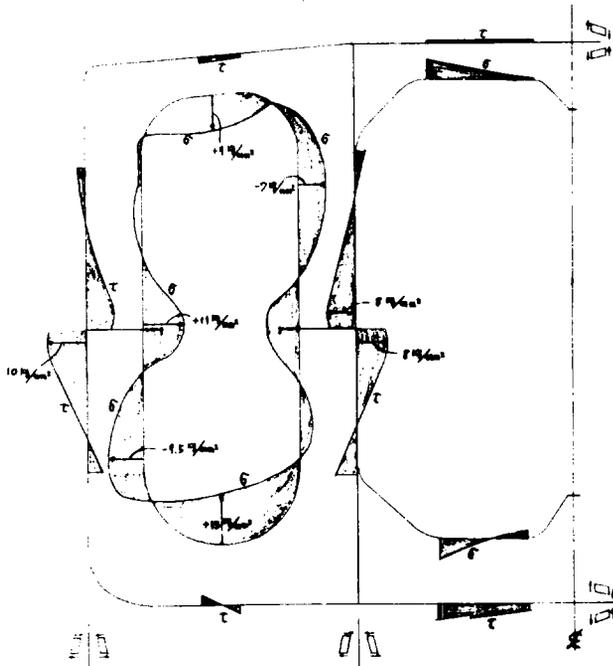


(☒ 1.4.10) D-SHIP

CASE 2

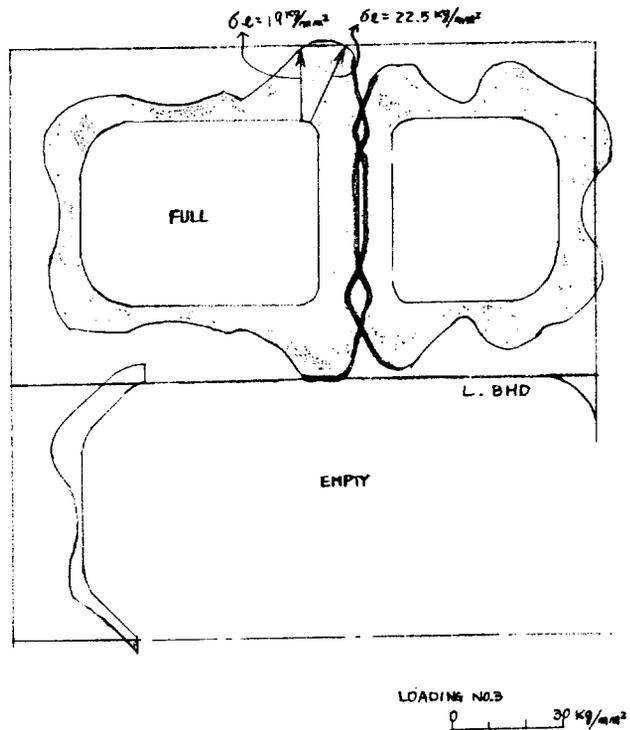
σ: NORMAL STRESS
 τ: SHEARING STRESS

SCALE 0 10 20 KG/MM²



(☒ 1.4.11) D-SHIP

SIDE SHELL



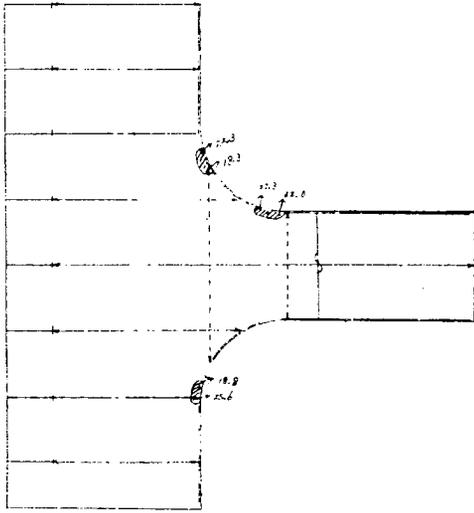
(☒ 1.4.12) E-Ship

HIGH STRESS

MODEL-5

1/50

主応力 167.6 $\times 10^6$ N/m²



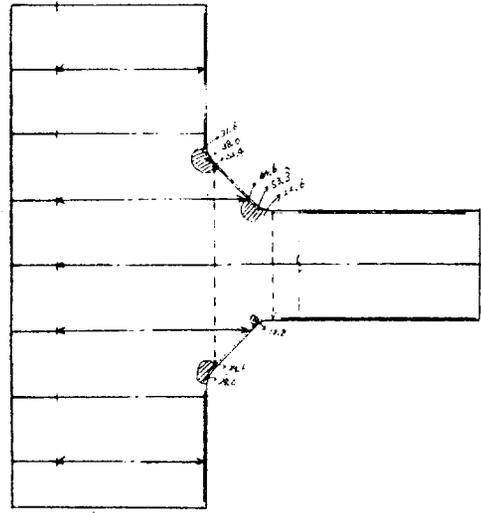
(☑ 1.4.13) F-Ship

HIGH STRESS

MODEL-4

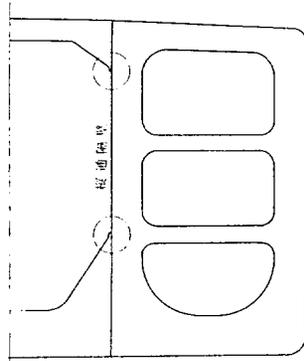
1/50

主応力 167.6 $\times 10^6$ N/m²

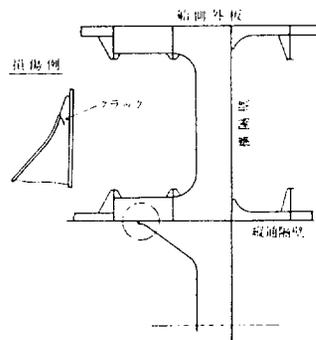


(☑ 1.4.14) F-Ship

(a) トランスリンク

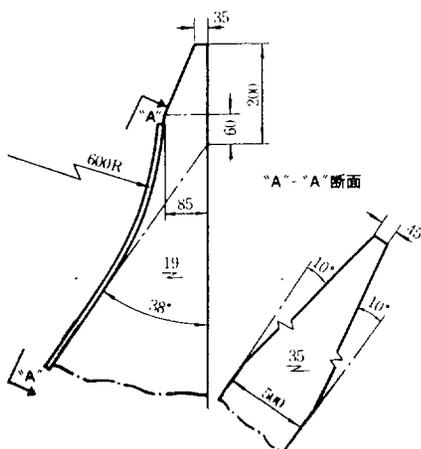


(b) 水平ガーダ

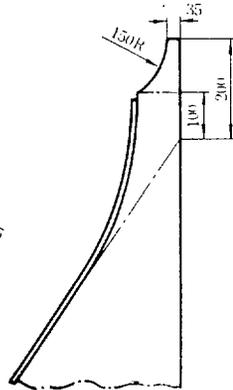


(☑ 1.4.15) G-Ship

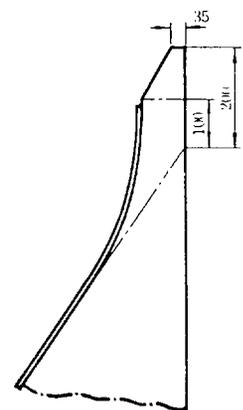
(a)



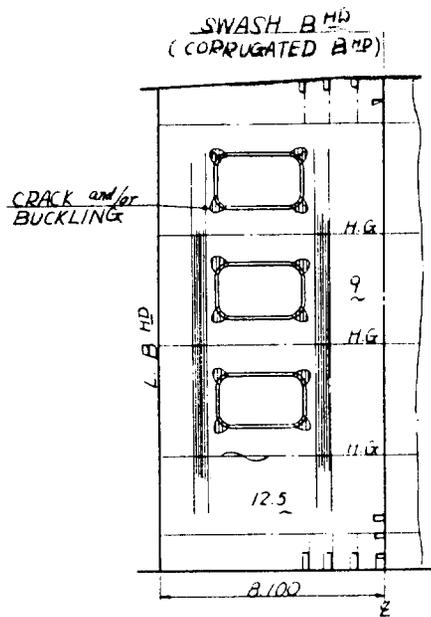
(b)



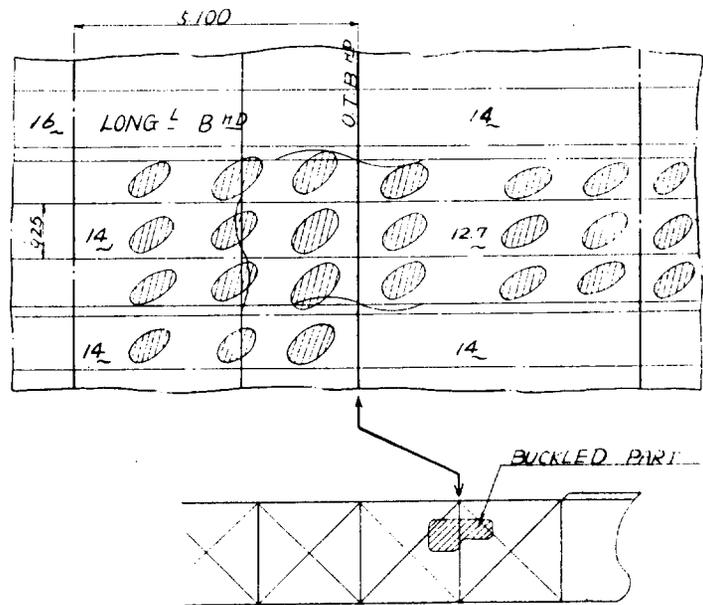
(c)



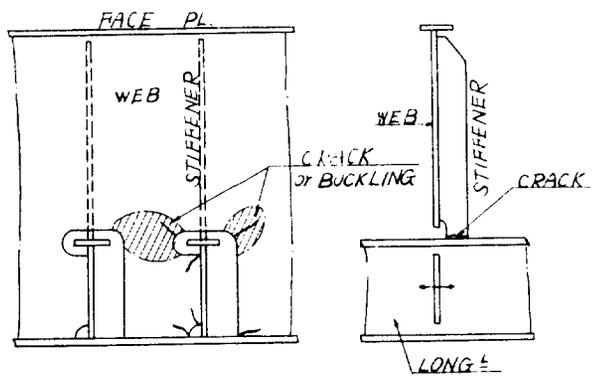
(☑ 1.4.16) Shape of bracket toe



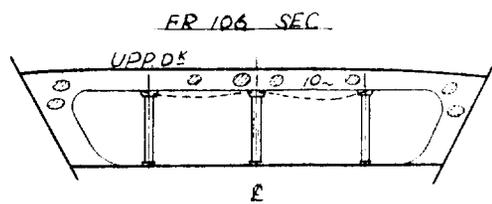
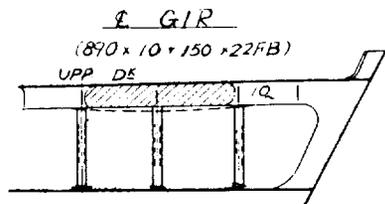
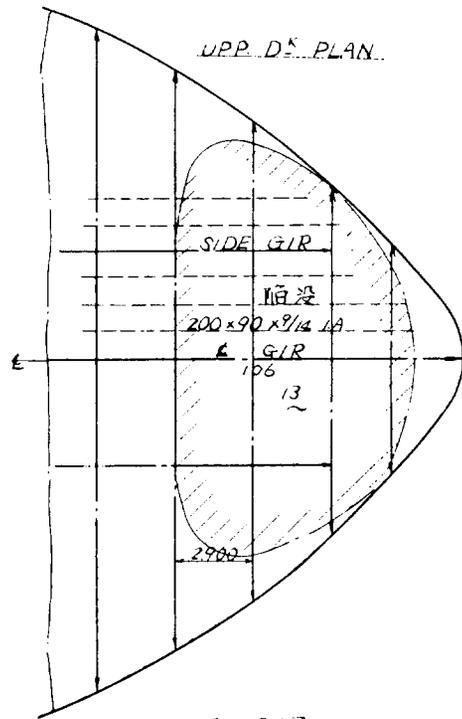
(図 1.4.17) 制水隔壁板の損傷例 (b)



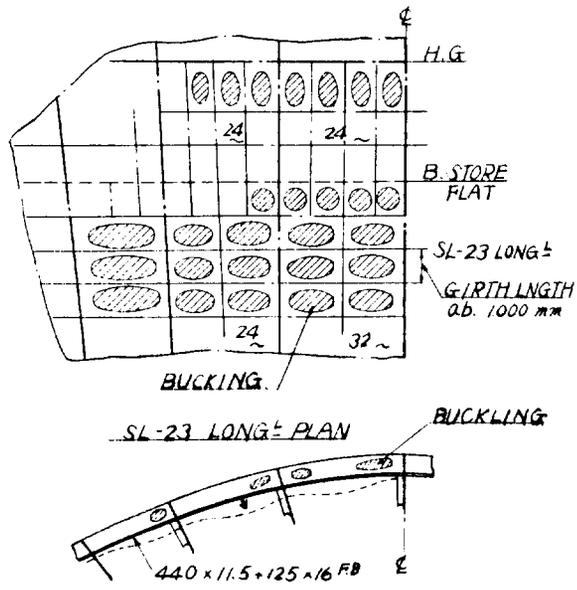
(図 1.4.18) 縦通隔壁板の座屈例



(図 1.4.19) スロット近傍の損傷例

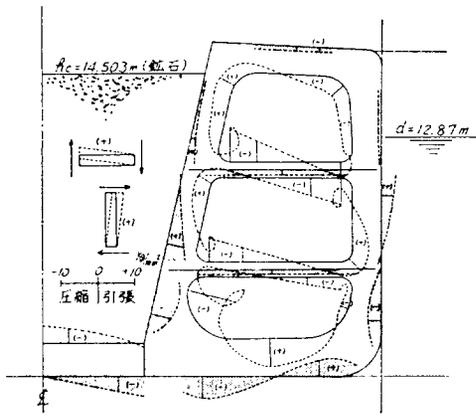


SHELL EXPANSION OF BOW

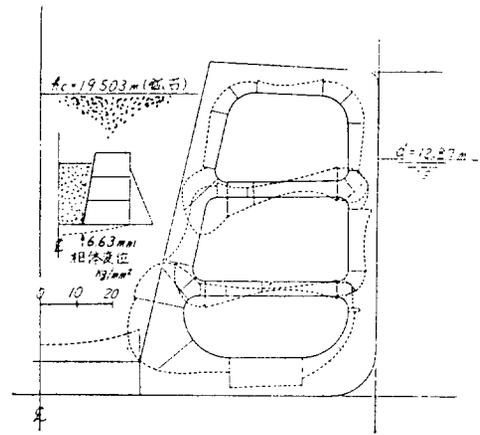


(図 1.4.21) 船首部外板の凹損例

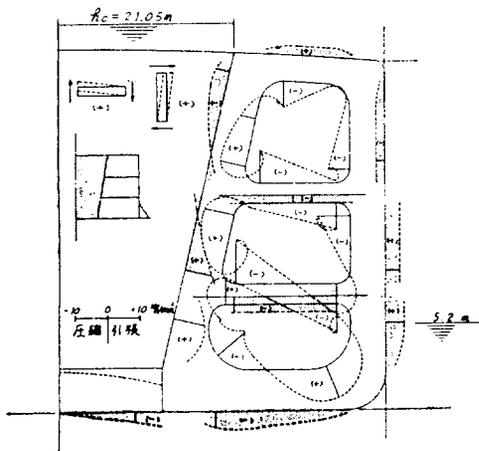
(図 1.4.20) 船首甲板の凹損例



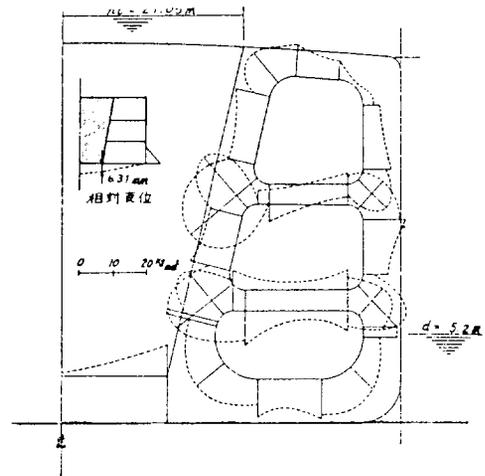
(图 1.4.22) H-Ship (σ_n, τ)



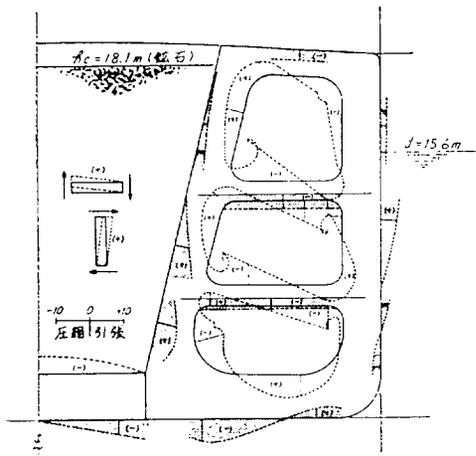
(图 1.4.23) H-Ship (σ_e)



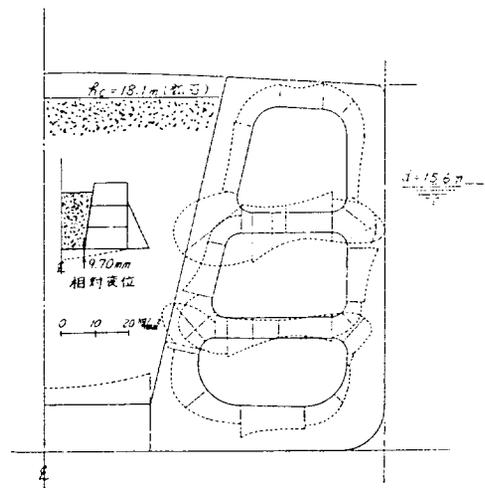
(图 1.4.24) I-Ship (σ_n, τ) 状态 L1



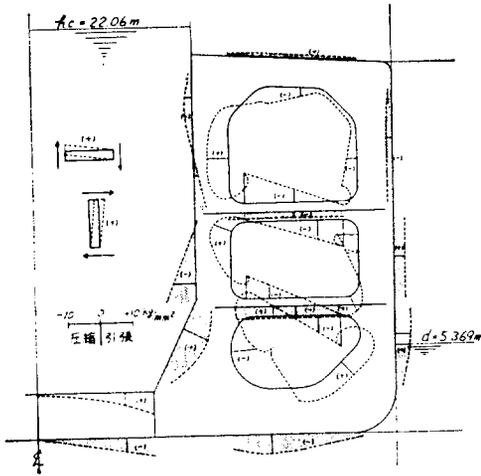
(图 1.4.25) I-Ship (σ_e) 状态 L1



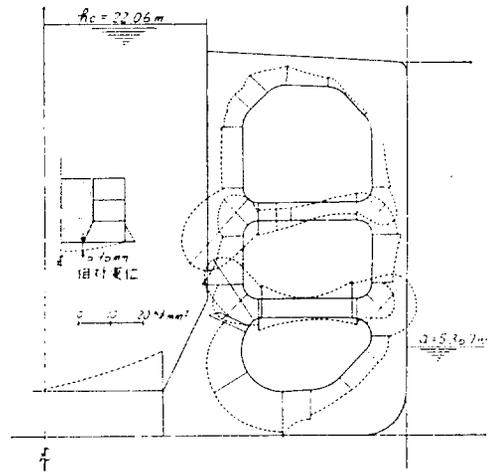
(图 1.4.26) I-Ship (σ_n, τ) 状态 L2



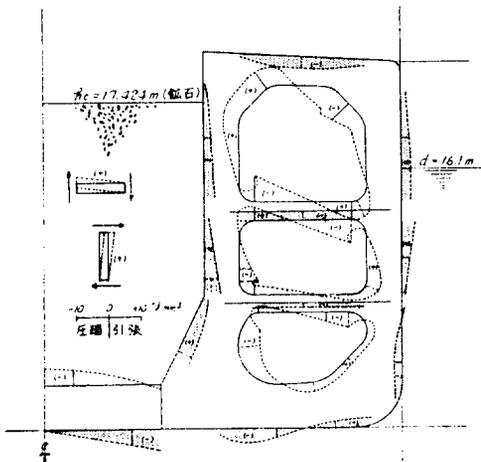
(图 1.4.27) I-Ship (σ_e) 状态 L2



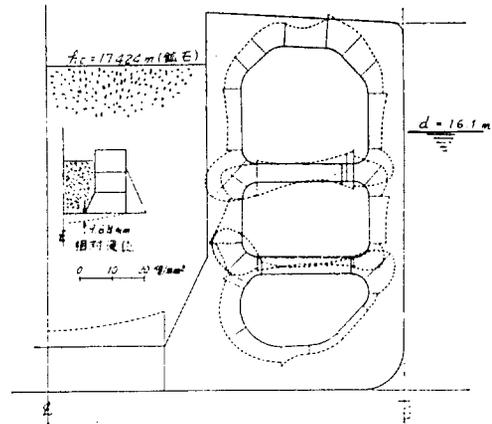
(圖 1.4.28) J-Ship (δ_m, τ) 狀態 L1



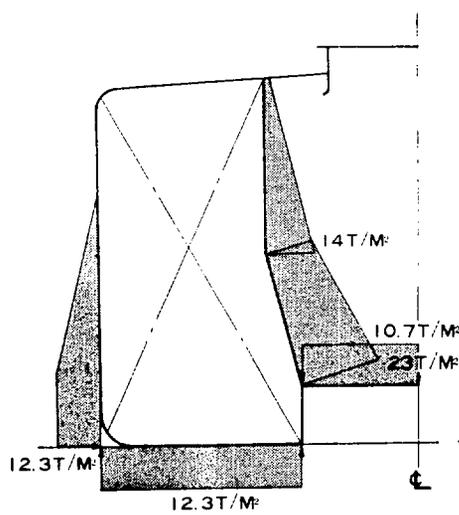
(圖 1.4.29) J-Ship (δ_c) 狀態 L1



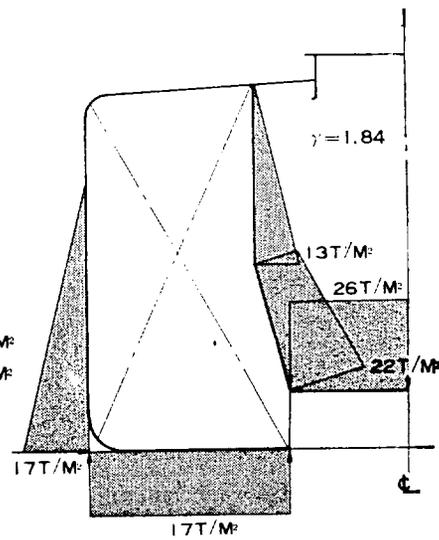
(圖 1.4.30) J-Ship (δ_m, τ) 狀態 L2



(圖 1.4.31) J-Ship (δ_c) 狀態 L2



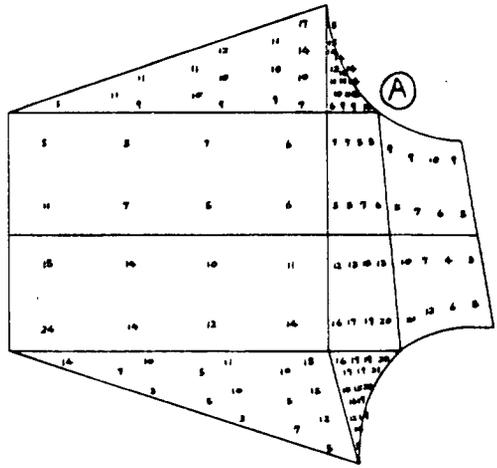
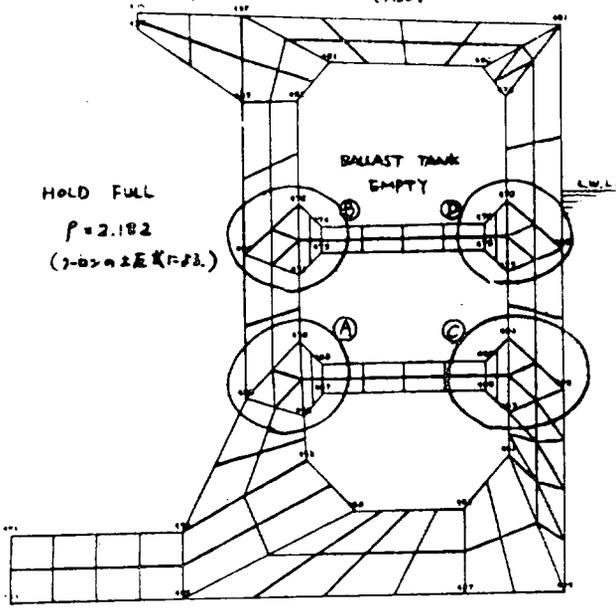
(圖 1.4.32) 計測時荷重狀態



(圖 1.4.33) 鉸石積載時荷重狀態

L = 260.0
 B = 44.5
 D = 22.8
 d = 16.1

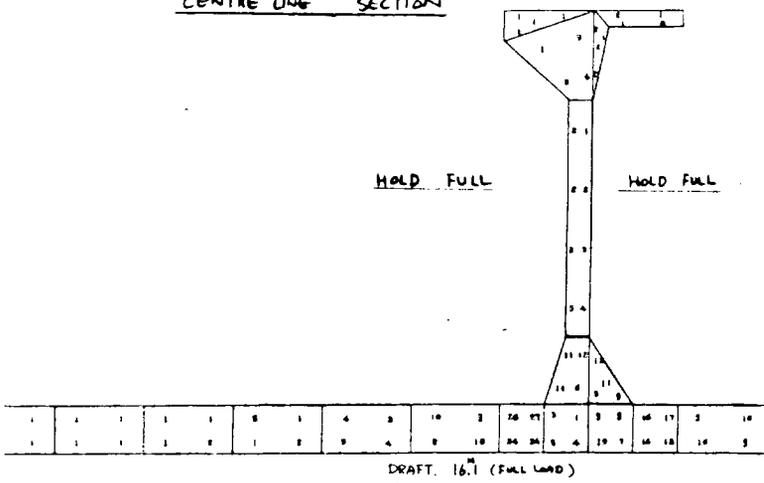
TYPICAL TRANSVERSE SECTION
 (Y100)



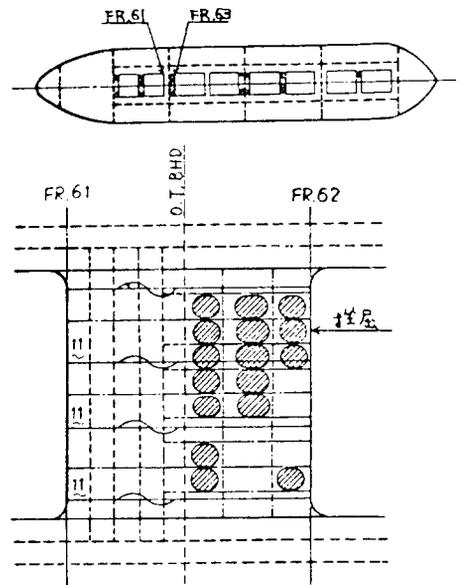
(图 1.4.35) CROSS TIE ENDS 的应力
 (COMBINED STRESS)

(图 1.4.34) E-Ship

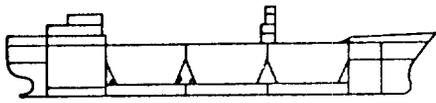
CENTRE LINE SECTION



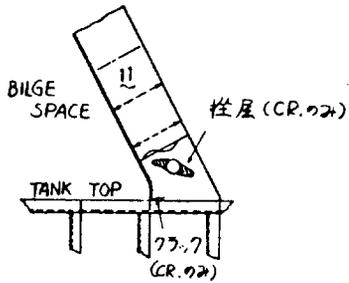
(图 1.4.36) E-Ship



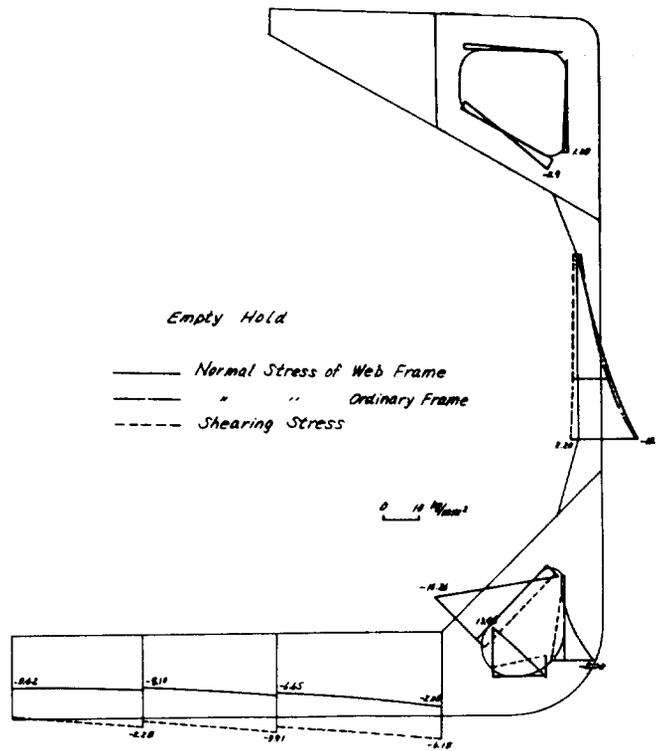
(图 1.4.37)



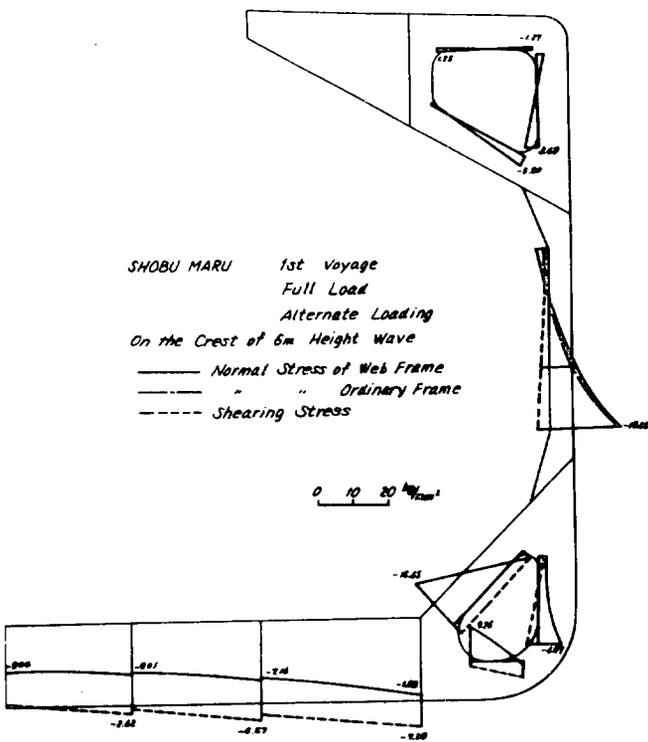
• 損傷発生箇所



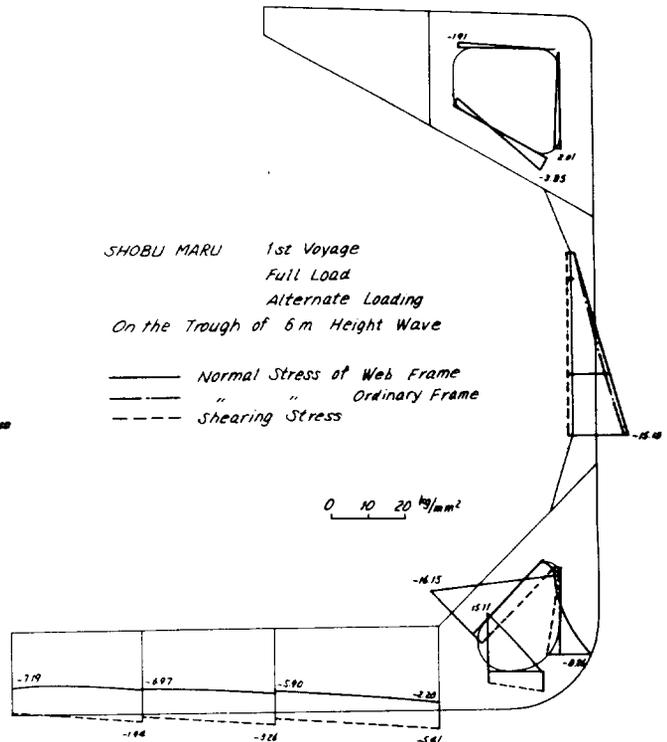
(図 1.4.38)



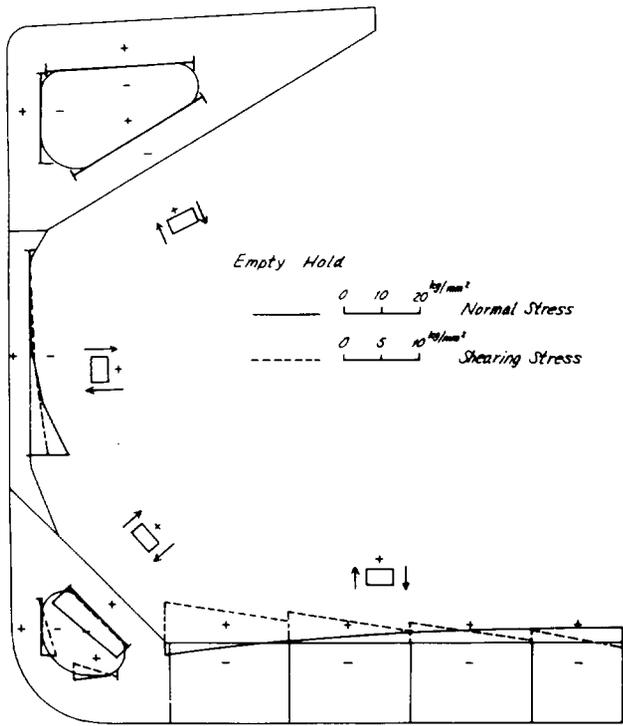
(図 1.4.39) M-Ship



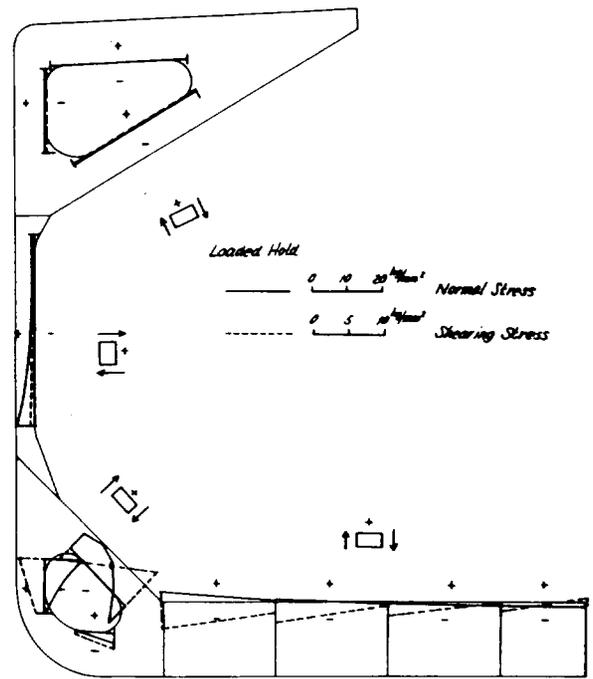
(図 1.4.40) M-Ship



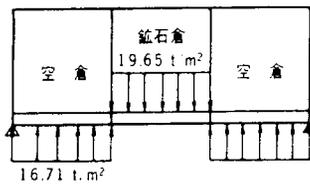
(図 1.4.41) M-Ship



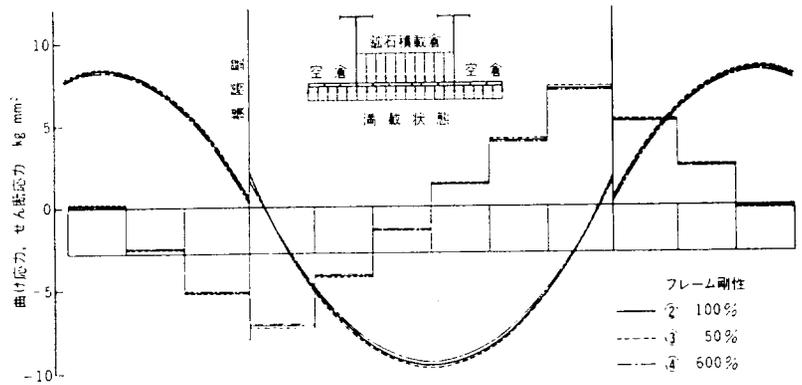
(図 1.4.42) N-Ship



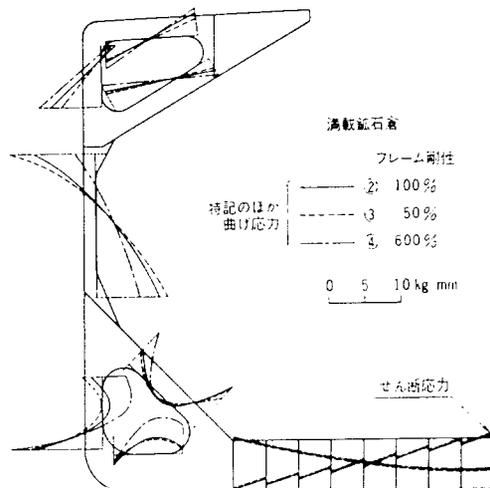
(図 1.4.43) N-Ship



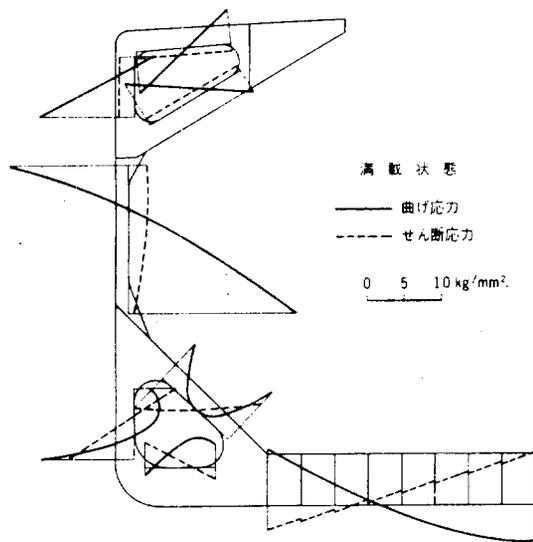
(図 1.4.44) (1) 鉱石積載倉を対象とした場合



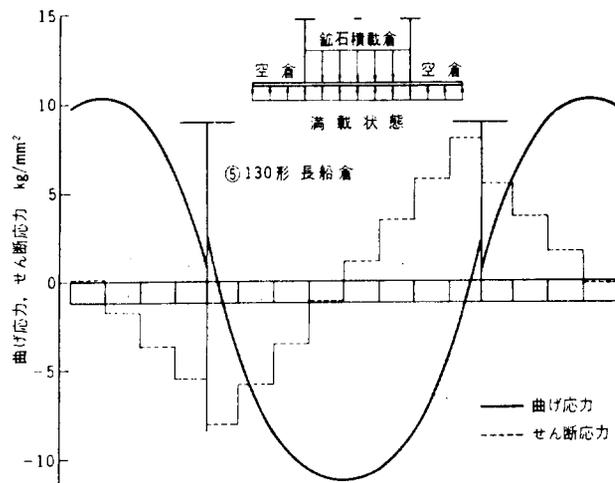
(図 1.4.45) 130 形センターガダの曲げ応力およびせん断応力分布



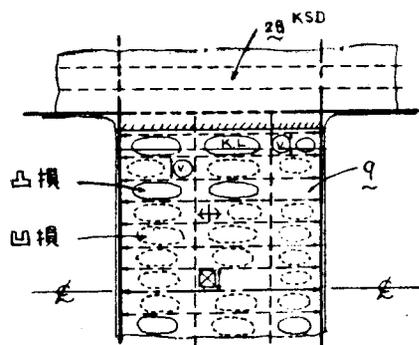
(図 1.4.46) 130 形曲げ応力とフロアのせん断応力の比較



〔図1.4.47〕 130形(長船倉)横部材の応力分布



〔図1.4.48〕 センタガダの曲げ応力およびせん断応力分布



〔図1.4.49〕

2. 船舶以外の構造物における許容応力の考え方の調査

2.1 まえがき

船体構造に対して採用すべき適切な許容応力を検討するに当たっては、船舶以外の構造物で採用されている許容応力がいかなる理念の下にそしてどの程度の値に定められているかの展望が重要な参考資料になる。各種の構造物はそれぞれ使用状態における外力および環境条件、機能、安全性に関するさびしさの相違、設計時点における設計因子推定の可能性の差違があるにせよ、構造物としての機能のある定められた寿命期間維持しなければならないという命題においては一致しているからである。

小委員会の発足時点で提案された調査対策は、圧力容器、配管、クレーン、航空機、建築（とくに耐震設計）、橋梁であったが、文献入手の難易、規格体系としての疎密、船体構造との近似性その他の観点から、本年度は対象をクレーン、航空機、圧力容器・配管に絞って調査を行なうこととした。

これら構造物における許容応力あるいは構造強度設計法の概要は各小節に述べる通りであるが、要約すれば脆性破壊に関しては材料選定過程での制約によって防止対策を講じ、これを前提として静荷重に関しては降伏応力基準（たとえば降伏応力の $1/1.5 \sim 1/1.6$ ）あるいは引張強さ基準（たとえば引張強さの $1/3 \sim 1/4$ ）で許容応力を定め、場合によっては崩壊荷重基準（たとえば崩壊荷重の $1/1.5$ 、 $1/1.25$ 、 1 倍）による許容応力の制限を加え、ともに局部降伏を許した上で、ピーク歪（あるいは仮想弾性応力）または部材での平均応力を低サイクルあるいは高サイクル疲労設計法の観点から定めているのが一般的であるといえる。そしてこれら各基準値に対する係数は設計計算の詳細さ、荷重推定の確かさ、機能安全性に関する要求の度合によって異なっている。したがって、本調査結果を船体強度設計の参考とするに当たっては当然部材の重要度の分類をした上で基準値に対する係数を定める必要がある。

2.2 クレーン

2.2.1 クレーン鋼構造部分の疲れを考慮した現存計算基準

クレーン鋼構造部分の設計においては、降伏点または引張強さを基準にした強さの検討、すなわち、延性破壊に対する安全度の検討および座屈に対する安全度の検討に加えて、繰返し荷重による疲れに対する安全度の検討をすることが慣例となっている。

クレーン鋼構造部分の疲れを考慮した計算基準または計算基準案として、現在、日本機械学会のクレーンはがね構造部分計算基準（1962年）⁽¹⁾、同改訂案（1971年）⁽²⁾、西独の基準DIN 120（1936年、Heavy duty cranes and runways）、DIN 15018（1967年、Cranes and steel girders）⁽³⁾⁽⁴⁾、DIN 4132（Crane runways and steel girders）、英国の基準BS 2573（1966年、Cranes）およびヨーロッパ荷役協会（F.E.M.）の提案するクレーン用計算基礎⁽⁵⁾⁽⁶⁾などがある。

DIN 15018はF.E.M.のクレーン用計算基礎と共に、上述の日本機械学会のクレーンはがね構造部分計算基準改定案の作成に際して参考にされている。DIN 15018の疲労設計に関する規定における、溶接継手を切欠効果の度合から分類した切欠等級と荷重繰返し数範囲および応力累積ひん度分布から定まる作業群等級とから疲れに対する許容応力を規定する思想はクレーン以外の構造物の設計にも適用できるものである。したがって、クレーン以外の構造物の疲れを考慮した計算基準を作成するに当たって、DIN 15018は一見の価値があると思われる。このような観点より、本部会においても参考基準の一つとしてDIN 15018を取り上げ、その内容について種々討議を行なつた。以下にDIN 15018の特徴、構成および要点について述べる。

2.2.2 クレーン鋼構造計算基準案DIN15018の特徴

DIN 15018はクレーン鋼構造計算に対する現存基準DIN 120の改訂版として作成された基準案である。改訂に際して、荷重の見積りを可能な限り実際に近くなるよう配慮がなされている。これは、実働応力の測定結果から、クレーン

ーン鋼構造部分には軽量化の余地が残されていることが明らかになっていることを踏まえて、経済的なまた必要かつ十分な安全度を持ったクレーン鋼構造部分の設計を行なうために、荷重見積りの精度を向上することが不可欠の条件だからである。

基準案は鋼構造に対する計算基準のみを含んでいる。ただし、計算基準の思想は大部分他の材料、とくに軽合金構造にも適用できることがその解説に述べられている。

基準案においては、構造計算に対する静力学、動力学、材料力学および座屈理論の基礎知識は既知であるということ的前提に置いている。したがって、応力計算法については何ら規定がなく、応力計算の基礎である荷重の見積り方および応力の許容値について規定している。

荷重算定においては、多くの場合、複雑な計算に代えて使用する荷重係数を用いる方法が採られている。一方、荷重係数を用いる荷重算定に代わって、他の方法によって正確な荷重算定が可能な場合には、これによって算定された値を用いることができるとしている。

鋼構造部分の強さの検討においては、破壊のモードとして延性破壊、座屈および疲れを想定し、それぞれの破壊モードに対応して許容応力が定められている。疲れに対する許容応力は、繰返し応力サイクルにおける最小応力の最大応力に対する比 κ に対して最大応力に対応する応力値として与えられている。 κ と許容応力の関係は表で与えられている一方、横軸に応力比 κ 、縦軸に許容応力をとったMoore - Kammers - Jasper 線図で与えられている。

疲れを考慮する場合の許容応力は(1)材料の種類、(2)応力の種類、(3)切欠効果および(4)荷重繰返し数範囲と応力累積ひん度分布とから定まる作業群を考慮して定められている。前述したように、この基準案の作成に際して、荷重の見積りを可能な限り実働荷重に近くなるようにすることが意図されたが、上述の荷重繰返し数範囲と応力累積ひん度分布とから定まる作業群という概念が基準案に導入されたのは、この意図の具現されたものである。作業群という概念はF.E.M.の提案するクレーン用計算基礎においても採用されているが、クレーン以外の鋼構造物の疲労設計基準には見られない概念であり、この基準案における大きな特徴である。

2.2.3 DIN15018の構成

DIN 15018 は下に記述するように、11章の本文と解説とから構成されている。すなわち、

1. 適用範囲
2. その他の基準と指針
 - 2.1 同時に適用される基準と指針
 - 2.2 参考基準
3. 検討項目
4. 荷重の想定
 - 4.1 主荷重
 - 4.2 従荷重
5. 荷重類HとHZ
6. 計算
 - 6.1 一般論
 - 6.2 クレーン軌道の状態
 - 6.3 移動荷重
 - 6.4 材 料
 - 6.5 構造部材に対する断面の値と穴控除および溶接継手に対する断面の値
 - 6.6 応力確認
 - 6.7 車輪荷重の縦方向分配

- 7. 強さの検討
 - 7.1 一般的要件
 - 7.2 一般的応力検討（延性破壊を対象にした検討）
 - 7.3 安定度検討（座屈を対象にした検討）
 - 7.4 疲れ強さ検討
- 8. 支持およびガイロープ
- 9. 軸方向に初期張力をかけたねじ
- 10. クレーンの試験荷重
 - 11. 表
 - 11.1 作業群と巻上等級に応ずるクレーンの種類の分類
 - 11.2 溶接継手
 - 11.3 切欠類
 - 11.4 一般的応力検討と安定度検討の際の許容応力（延性破壊および座屈を考慮する場合の許容応力）
 - 11.5 疲れ強さ検討の際の許容応力
 - 11.6 許容応力の超過
 - 11.7 高締付初期張力を受けるボルトに対する許容引張力

解 説

2.2.4 DIN15018の要点

DIN15018 の各項目のうち、今後、船体の疲労設計法を確立する上で参考になる項目およびそれに関連する項目を取り上げ、その要点について述べる。

(1) 検討項目（第3章）

設計計算により、最終的に、所定の機能を果たす、所要の強さを持った部材の寸法および形状を決定するために、設計計算の過程において検討または決定すべき事項として、次のものがあげられている。

- (i) クレーンの種類と作業状況
- (ii) 前提とする荷重繰返し数範囲と応力累積ひん度分布
- (iii) 概要スケッチと主要寸法を持つ可能な限り実物に近い構造系
- (iv) 荷重想定
- (v) 基礎となる巻上等級と作業群
- (vi) 個々の構造部材と継手の材料
- (vii) すべての強度部材の形状と断面性能
- (viii) これら強度部材と重要な継手に対する強さの検討

ここで、上記の(i)、(ii)、(iv)および(v)の事項を合わせて考えると、計算の基礎となる荷重を可能な限り実働荷重に近くなるように見積ろうという意図が察知できる。

強さの検討は強度部材と重要な継手に対してのみ要求されている。適切に構造物の強さの検討を行なうために、荷重と構造形式を勘案し、どの部材が強度部材になるかを的確に判定し、強さの検討において遺漏のないようにすることが肝要である。

(2) 荷重の想定（第4章）

構造物に作用する荷重は主荷重と従荷重に分けられている。

主荷重と従荷重の分類に関して注意すべきことは、疲れ強さの検討を要する荷重はすべて主荷重として扱う点である。

クレーン構造の計算の際に主荷重と共に考慮するが、主荷重に比べて作用するひん度または確率が極めて低いため、これを含めた荷重を考える場合、許容応力の割り増しが可能であるような荷重は従荷重とみなす。従荷重を考慮した荷重に対しては、疲れ強さの検討は行なわなくてよいとされている。

(3) 荷重類HとHZ（第5章）

上述の主荷重と従荷重は、表 2.2.1において、異なるクレーンの種類に対し、荷重類HとHZとしてまとめられている。表 2.2.1において、太い線の枠内の欄の荷重は荷重類Hとして、また各欄のすべての荷重は荷重類HZとして取り扱われる。

表 2.2.1 荷 重 類

荷 重	記号	荷 重 類											
		天井クレーン ポータルクレーン に対する						ジブクレーン と旋回クレーン に対する					
4.1 主荷重	4.1.1 固有荷重	G	$\varphi \cdot G$	G	G	G	G	$\varphi \cdot G$	$\varphi \cdot G$	G	G	G	
	4.1.4.1 固有荷重係数	φ	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	4.1.2 ホッパ内とコンベヤ上ばら物の固有荷重	G_m	$\varphi \cdot G_m$	G_m	G_m	—	G_m	$\varphi \cdot G_m$	$\varphi \cdot G_m$	G_m	G_m	G_m	
	4.1.3 正味荷重付巻上荷重	P	$\psi \cdot P$	P	P	P	—	$\psi \cdot P$	—	P	P	—	
	4.1.4.2 巻上荷重係数	ψ	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	4.1.4.3 正味荷重の落下または急激な除去	$-\frac{\psi}{4} \cdot P$	—	—	—	—	—	—	$-\frac{\psi}{4} \cdot P$	—	—	—	
	4.1.3 正味荷重のない巻上荷重	P_a	—	—	—	—	P_a	—	—	—	—	P_a	
	4.1.5 駆動からの慣性力	横 行	K_a	K_a	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		走 行	K_r	—	K_i	—	—	—	—	K_r	—	K_r	—
		旋 回	D_r	—	—	—	—	—	—	D_r	D_r	D_r	D_r
引 込		W_p	—	—	—	—	—	—	W_p	—	W_p	—	
4.1.6 遠心力	Z	—	—	—	—	—	—	—	Z	—	Z		
4.2 従荷重	4.2.1 風荷重	作業中	W_i	W_i	—	—	—	—	W_i	W_i	—	—	
		休止中	W_a	—	—	—	—	W_a	—	—	—	W_a	
	4.2.2 斜走行からの側圧力	S_s	—	S_s	—	—	—	—	—	S_s	—	—	
	4.2.3 緩衝器と当て木に対する衝突力	P_u	—	—	P_u	—	—	—	—	—	P_u	—	
4.2.4 巻上案内付クラブの転倒力	K_i	—	—	—	K_i	—	—	—	—	—	—		

風荷重はたえずいっばいの大ききで代入されねばならぬ。風荷重と同時に作用する加速度と減速力は、4.1.5 節に従う駆動力の超過を起さぬだけの大ききで見積られねばならぬ。
4.1.7 節に従うばら物の落下衝突、4.2.5 節に従う熱影響、4.2.6 節に従う雪荷重、4.2.7 節に従うプラットフォームなどの上の荷重は特別な場合にのみ考慮される。

(4) 計算（第6章）

(a) 材料（第6.4節）

クレーン構造部分に主として用いられる材料を表 2.2.2 に示す。

表 2.2.2 材料の特性値

材 料	基準	特 性 値		
		降 伏 点 σ_s kg/cm ²	弾 性 係 数 (引張, 圧縮) E kg/cm ²	せん断係数 G kg/cm ²
構造用鋼 St 37	DIN 17 100	2400	2 190 000	810 000
パイプ用鋼 St 35	DIN 1629			
鋳 鋼 Gs-52.1	DIN 1681			
船級構造用鋼	GL +)			
構造用鋼 St 46	DIN 17 100			
構造用鋼 St 52	DIN 17 100			
レール用鋼 最小値 60 kg/mm ² 引張強さ		3600		

+ 船級構造用鋼に対するドイツロイドの材料仕様（ハンブルグ、ドイツロイド適用）

(5) 強さの検討 (第7章)

(a) 一般的要件 (第7.1節)

強さの検討は強度部材と重要な継手に対して行なう。

クレーンの種類に応じて、各荷重類に対応する総応力はそれぞれの荷重類に対してここに規定する許容応力を越えてはならず、同時に所要の安全率 (たとえば、本基準案と合わせてクレーン鋼構造部分の設計計算に適用される。圧屈計算基準 DIN 4114 に規定されている圧屈安全率など) を下まわってはならない。特別な場合には、表 2.2.3 に従って許容応力を越えることができる。

表 2.2.3 許容応力の許される超過

連続No.	特別の場合	許容超過	
1	荷重想定との相違 あわせて	0.03zul σ	または 0.03zul r
2	支持条件の不本意の変化	0.10zul σ	または 0.10zul r
3	休業時の構造状態	0.15zul σ	または 0.15zul r 荷重類Hに対し

(b) 一般的応力検討 (延性破壊を対象にした検討、第7.2節)

(i) 荷重類および許容応力 (第7.2.1項)

降伏に対する安全度を確保するために、荷重類 H と HZ に対して、設計応力は表 2.2.4、表 2.2.5 に示されている許容応力を越えてはならない。

表 2.2.4 および表 2.2.5 から明らかなように、荷重類 H の場合、構造強度部材および突合せ溶接継手ならびに K 溶接継手に対する許容引張応力として、表 2.2.2 に示されている降伏点の $\frac{2}{3}$ がとられている。

表 2.2.4 一般的応力検討と安定度検討の際の許容応力

構造部 材 料		荷重類	許容比較応力 zul σ_z kg/cm ²	許容引張応力 zul σ_d kg/cm ²	許容圧縮応力 zul σ_c kg/cm ²	許容せん断応力 zul τ (zul $\sigma_z / \sqrt{3}$) kg/cm ²
St 37	DIN 17100	H	1600	1400	1400	925
		HZ	1800	1600	1600	1040
船級 構造用鋼	GL +)	H	1750	1500	1500	1010
		HZ	1950	1700	1700	1120
St 46	DIN 17100	H	1950	1700	1700	1120
		HZ	2200	1900	1900	1270
St 52	DIN 17100	H	2400	2100	2100	1380
		HZ	2700	2400	2400	1560

表 2.2.5 一般的応力検討の際、溶接継手における許容応力

溶接構造部 材 料		荷重類	許容比較応力 zul σ_z kg/cm ²	横応力を受ける許容引張応力			横応力を受ける 許容圧縮応力 zul σ_c kg/cm ²	許容せん断応力 zul r (zul $\sigma_z / \sqrt{2}$) kg/cm ²
			すべての 継手種類	突合せ継手 K-継手 特別級	K-継手 普通級	すみ肉- 継手	突合せ継手 K-継手	すみ肉- 継手
St 37	DIN 17100	H	1600	1400	1130	1600	1300	1130
		HZ	1800	1600	1270	1800	1450	1270
船級 構造用鋼	GL +)	H	1750	1500	1240	1750	1400	1240
		HZ	1950	1700	1380	1950	1550	1380
St 46	DIN 17100	H	1950	1700	1380	1950	1600	1380
		HZ	2200	1950	1560	2200	1800	1560
St 52	DIN 17100	H	2400	2100	1700	2400	1950	1700
		HZ	2700	2400	1910	2700	2200	1910

(ii) 平面組合せ応力に対する許容応力 (第7.2.2項)

表 2.2.4 に示されている材料に対しては、次式に示されるように、相当応力 σ_v は表 2.2.4 の許容応力 zul σ を越えてはならない。

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2} \leq z_{ul} \sigma_z \quad \dots\dots\dots (2.2.1)$$

また、表2.2.5に示されている溶接継手に対しては、次式に示されるように、相当応力 σ_v は表2.2.5の許容応力 $z_{ul} \sigma_z$ を越えてはならない。

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2} \leq z_{ul} \sigma_z \quad \dots\dots\dots (2.2.2)$$

(c) 座屈の検討(第7.3節)

曲げ座屈、横倒れ座屈および壁面座屈に対する安全率の検討は、DIN4114に従って、荷重類HとHZそれぞれに対して行なう。同時に、設計圧縮応力は表2.2.4の許容圧縮応力 $z_{ul} \sigma_d$ を越えないように設計しなければならない。

(d) 疲れ強さの検討(第7.4節)

(i) 概要(第7.4.1項)

繰返し応力を受ける場合の疲れ強さの検討は、強度部材、継手部材および溶接継手について、荷重類Hに対して行なう。

疲れを考慮した場合の許容応力は(イ)材料の種類、(ロ)応力の種類、(ハ)切欠効果および(ニ)荷重繰返し数範囲と応力累積ひん度分布とから定まる作業群を考慮して定められている。許容応力は、St37、船級構造用鋼、St46、St52の構造強度部材および対応する溶接継手ならびにリベットおよびボルト継手について、応力比 κ に対して表および線図の形で与えられている。応力比 κ は繰返し応力サイクルの最小応力 $\min \sigma$ の最大応力 $\max \sigma$ に対する比 $\min \sigma / \max \sigma$ を意味する。ただし、応力の最大、最小は絶対値について考える。また、 κ は片振り応力に対して+の符号を、両振り応力に対して-の符号をとる。したがって、 κ の値は $-1 \leq \kappa \leq 1$ となる。

(ii) 作業群(第7.4.2節)

荷重繰返し数範囲と応力累積ひん度分布との組合せにより、表2.2.6のように、作業群が分類されている。

表2.2.6 荷重サイクル範囲と応力累積に従う作業群

荷重サイクル範囲		A	B	C	D
設定荷重サイクル数 max N		10 ⁵ まで	10 ⁶ をこえ 6×10 ⁵ まで	6×10 ⁵ をこえ 2×10 ⁶ まで	2×10 ⁶ をこえ
		長い休止時間を持ち、 時折で規則的でない利用	断続作業の場合で規則 的利用	継続作業において規則 的利用	随時的継続作業におい て規則的利用
応力累積		作業群			
1 軽	最大応力ひんど小のク レーン部材	0	I	II	III
2 中	小、中および大応力をほ ぼ同じひんどでうけるク レーン部材	I	II	III	IV
3 重	ほとんどいつも最大応力 を受けるクレーン部材	II	III	IV	IV

応力累積ひん度分布線図として、図2.2.1に示されるように、理想化された3つの応力累積ひん度分布線図を考えている。この応力累積ひん度分布線図の形は荷重繰返し数の間に現われる種々の応力範囲および平均応力の値とそれらのひん度に依存する。すなわち、荷重あるいは応力の変動状態、たとえば定応力サイクル、多段多重重複サイクル、ランダムサイクルなどに応じて、応力累積ひん度分布線図の形が定まる。検討の対象になっている部材の応力累積ひん度分布は、図2.2.1

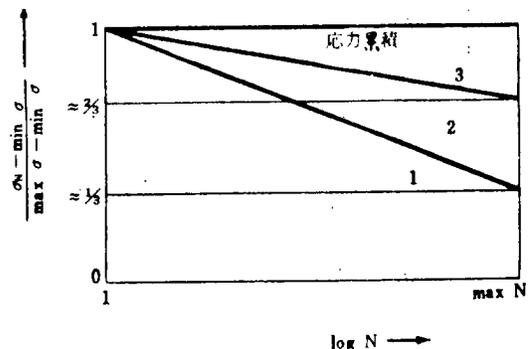


図2.2.1 理想化した応力累積
 σN 回到達または超過する応力値
 $\max \sigma$ 現れる最大応力値
 $\min \sigma$ 現れる最小応力値

に太線で示されている理想化された3つの応力累積ひん度分布線図によって区分される、1～3のいずれか1つの領域に対応するものと仮定する。

荷重総繰返し数 $\max N$ の範囲として、 $\max N \leq 10^5$ 回、 10^5 回 $< \max N \leq 6 \times 10^5$ 回、 6×10^5 回 $< \max N \leq 2 \times 10^6$ 回、 2×10^6 回 $< \max N$ の4つの範囲を考えている。

3種類の応力累積ひん度分布のいずれか1つと4種類の荷重繰返し数範囲のいずれか1つの組合せに対して、0～Ⅳの5種類の作業群のいずれか1つが対応する。作業または応力条件としては、作業群の記号0、Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳの順序で、きびしさを増していく。

(iii) 切欠類 (第7.4.3節)

母材、基本的溶接継手、溶接部材、穴明け部材、リベットおよびボルト継手などは、その切欠効果の度合に応じて、表2.2.7～表2.2.12に示されているように、Wおよび0～4の6種類の切欠類に分類される。

基本的溶接継手、すなわち突合せ継手、K継手およびすみ肉継手に対して、表2.2.13に示すように、特別の品質特性を持つことが規定されている。

(iv) 許容応力 (第7.4.4項)

構造強度部材と溶接継手に対する許容垂直応力は、図2.2.2～図2.2.7に示されている。a～iの9曲線または表2.2.15～表2.2.20によって与えられる。

構造強度部材と溶接継手に対する許容せん断応力は、表2.2.14から分かるように、上述の垂直応力に対する許容応力から誘導される。表2.2.14中の許容せん断応力の欄の許容応力曲線に対する記号の右肩の符号+は許容引張応力から誘導されること、および符号-は許容圧縮応力から誘導されることを意味している。

DIN15018 においては、引張強さ 40 kg/mm^2 級の鋼材 St37 および船級構造用鋼、 50 kg/mm^2 級の鋼材 St46、 $52 \sim 62 \text{ kg/mm}^2$ 級の鋼材 St52 およびそれらに対応する溶接継手について疲れに対する許容応力を与えているが、ここでは利用度の高い 40 kg/mm^2 および 50 kg/mm^2 級の鋼材に対する疲れ許容応力の表および図のみを示した。

(v) 平面組合せ応力 (第7.4.5項)

構造強度部材または溶接継手に x および y 方向の垂直応力ならびにせん断応力が同時に作用する場合には、設計応力と許容応力との関係式として、次式が満足されなければならない。

$$\left(\frac{\sigma_x}{z_{ul} \sigma_{xD}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{z_{ul} \sigma_{yD}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_x \sigma_y}{|z_{ul} \sigma_{xD}| |z_{ul} \sigma_{yD}|}\right) + \left(\frac{\tau}{z_{ul} \tau_D}\right)^2 \leq 1.1 \quad \dots\dots\dots (2.2.3)$$

ここに

σ_x, σ_y : x, y 方向の設計垂直応力

$z_{ul} \sigma_{xD}, z_{ul} \sigma_{yD}$: 応力 σ_x, σ_y に対する疲れ許容垂直応力

$|z_{ul} \sigma_{xD}|, |z_{ul} \sigma_{yD}|$: $z_{ul} \sigma_{xD}, z_{ul} \sigma_{yD}$ の絶対値

τ : 設計せん断応力

$z_{ul} \tau_D$: 応力 τ に対する疲れ許容せん断応力

式(2.2.1)および(2.2.2)と式(2.2.3)を比べてみると分かるように、DIN15018においては、延性破壊および疲れ破壊のいずれの場合においても、組合せ応力に対する破壊条件として、せん断ひずみエネルギー説を採用している。なお、本基準案においては座屈安全率の検討はDIN4114によるものとしているが、DIN4114の座屈計算基準においても、組合せ応力に対する座屈条件として、せん断ひずみエネルギー説が用いられている。

2.2.5 あとがき

DIN15018の強さの検討に関する規定のうち、疲れ強さの検討に関するもの以外は、その思想において、現存す

る他の基準におけるものと同じである。疲れ強さの検討に関する規定における、切欠類等級と荷重繰返し数範囲および応力累積ひん度分布から定まる作業群等級とから疲れに対する許容応力を求める方法は、実働荷重を考慮する方法として、なかなか興味ある方法である。実働荷重を単純化し、多段多重重複荷重として、直線被害則を適用する方法よりは、少なくとも、考え方としては正攻法であり、すぐれていると思われる。また、日本鋼構造協会疲労設計指針班の提案する疲労設計指針の考え方⁽⁷⁾に述べられている実働応力の考慮の仕方と比べて、設計的利用という観点からは、簡略さの点で、DIN15018の方法がまさっている。ただし、DIN15018における荷重繰返し数範囲の分類および応力累積ひん度分布線図の分類はやや粗いため、疲れ強さ検討の精度には多少の疑問がある。この点が将来の検討事項の一つであるように思われる。

参 考 文 献

- (1) 日本機械学会荷役機械部門委員会：“クレーンはがね構造部分計算基準”、(1962)。
- (2) 平栗：“クレーンはがね構造部分計算基準(改訂案)”、日本機械学会第337回講習会(クレーンはがね構造計算基準の解説と最近の荷役設備)教材(1971-2)。
- (3) “DIN15018 Blatt 1、Entwurf, Krane Stahltragwerke Berechnungs-grundsätze”、(Feb. 1967)
- (4) 大沢(訳)：“クレーンはがね構造計算基準”、クレーン、第5巻10号(1967-10)、6-12、第5巻11号(1967-11)、11-24、第5巻12号(1967-12)、10-21、第6巻1号(1968-1)、7-11、第6巻2号(1968-2)、10-16。
- (5) F.E.M. (ヨーロッパ荷役協会)：“Berechnungsgrund-lagen für Krane Teil 1, 2”、(Nov. 1964)。
- (6) 大沢(訳)：“クレーン用計算基礎”、クレーン、第6巻3号(1968-3)、18-25、第6巻4号(1968-4)、17-20、第6巻6号(1968-6)、9-13、第6巻7号(1968-7)、8-15、第6巻8号(1968-8)、9-15、第6巻9号(1968-9)、1-14、第6巻10号(1968-10)、1-9、第6巻11号(1968-11)、1-8。
- (7) 白石：“疲労設計指針の考え方について”、溶接学会溶接疲労強度研究委員会資料FS-258-46(1971-9)。

表 2.2.7 切欠類W-切欠効果なし

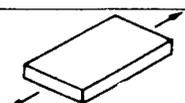
記述と図示
<p>良好な表面状態と均一組織の母材</p> <p>例：曲げモーメントまたは垂直力によって応力を受ける窪みのない構造部材（充実材）</p> 

表 2.2.8 切欠類 0—軽い切欠効果

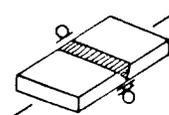
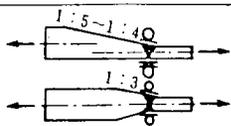
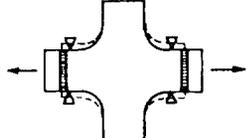
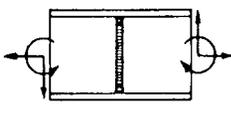
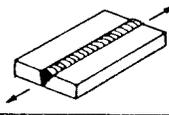
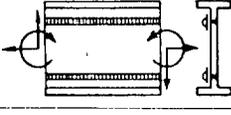
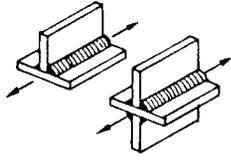
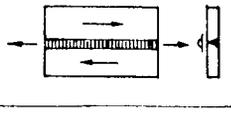
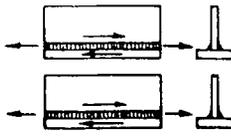
整理No	主題の記述と図示	表変記号
011	<p>突合せ継手—特別級で力方向に対し横に結合した部材</p> 	 P100  P100
012	<p>突合せ継手—特別級で力方向に対し横に結合した部材非対称そぎ傾き $1:5-1:4$または対称そぎ傾き $1:3$を持つ異なる板厚の</p> 	 P100  P100
013	<p>突合せ継手—特別級で力方向に対し横に溶接したつづり板</p> 	 P100  P100
014	<p>突合せ継手—特別級で横に結合した腹板</p> 	 P100  P100
021	<p>突合せ継手—普通級で力方向に対して結合した部材</p> 	 PまたはP100  PまたはP100
022	<p>突合せ継手—普通級で結合した弦形材と腹板</p> 	 PまたはP100  PまたはP100
023	<p>すみ肉継手—普通級で力方向に対して結合した部材</p> 	 PまたはP100  PまたはP100
024	<p>K—継手またはすみ肉継手で結合した弦と腹板 比較応力の証明で且て弦の横荷荷は整理No253, 353と453参照</p> 	 PまたはP100  PまたはP100
025	<p>突合せ継手—普通級で結合した部材 せん断応力が多い場合</p> 	 PまたはP100  PまたはP100
026	<p>K—継手—普通級またはすみ肉継手—普通級で結合した部材 せん断応力が多い場合</p> 	 PまたはP100  PまたはP100

表 2.2.9 切欠類 1— やや多い切欠効果

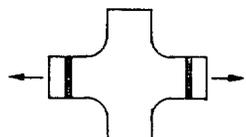
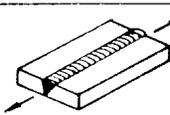
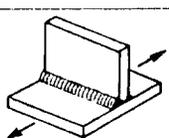
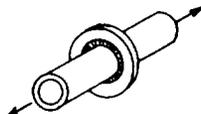
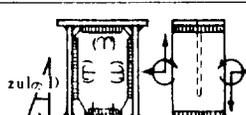
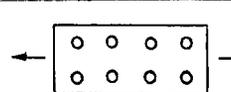
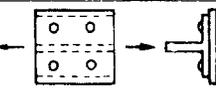
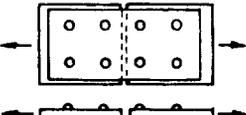
整理No	主題の記述と図示	対象記号
111	突合せ継手—普通級で 力方向に対し横に 結合した部材 	Pまたは P100 × Pまたは P100
112	突合せ継手—普通級で 力方向に対し横に結合した部材 非対称そぎ傾き 1:5~1:4 または対称そぎ傾き 1:3 を持つ異なる板厚の 	Pまたは P100 × Pまたは P100
113	突合せ継手—普通級で 力方向に対し横に 溶接したつづり板 	Pまたは P100 × Pまたは P100
114	突合せ継手—普通級で 横に結合した腹板 	Pまたは P100 × Pまたは P100
121	突合せ継手で 力方向にそって結合した部材 	> ×
131	連続部材 これには連続K—継手—特別級で、部材が 力方向に対し横に溶接してある。 	≧ ≧
132	連続部材 これには連続K—継手—特別級で円板が 力方向に対し横に溶接してある。 	≧ ≧
133	圧縮弦と腹板 これには角をとった仕切板またはスチフナが、すみ 肉継手—特別級で溶接してある。切欠類における分 類はすみ肉継手範囲に対してのみ有効である。 	≧ ≧
154	K—継手—特別級で 結合した腹板と曲り弦 	≧ ≧
161	穴明き部材 リベットまたはねじ接合に対し 	—
162	穴明きまち板 複せん断のリベットまたはねじ接合に対し 	—
163	穴明き弦板 単せん断、ただし支持されたリベットまたはボルト接合 	—
164	穴明き弦板 単せん断、ただし支持されないリベットまたは ボルト接合、偏心力作用の証明付 	—

表 2.2.10 切欠類 2—中程度の切欠効果

整理No	主題の記述と図示	表象記号
2 1 1	突合せ継手—特別級で 力方向に対し横に結合した部材 形鋼または棒鋼からなる。	P100 P100
2 1 2	突合せ継手—普通級で 力方向に対し横に結合した部材 非対称をぞ傾き 1 : 3 または対称をぞ傾き 1 : 2 を持つ異なる板厚の	Pまたは P100 Pまたは P100
2 1 3	突合せ継手—特別級と連続部材 両者は力方向に対し横に、 溶接したかど板付弦板の十字交叉部で 継手端は切欠なく仕上げである。	P100 P100
2 1 4	突合せ継手—特別級で 力方向に対し横切って つりり板に溶接した部材	P100 P100
2 3 1	連続部材 これには 2 重ナシ肉継手—特別級で部材が 力方向に対し横に溶接してある。	
2 3 2	連続部材 これには 2 重ナシ肉継手—特別級で円板が 力方向に対し横に溶接してある。	
2 3 3	弦板と腹板 これには角をとった仕切板またはスチフナが、二重 ナシ肉継手—特別級で溶接してある。切欠類における 分類はナシ肉継手範囲に対してのみ有効である。	
2 4 1	連続部材 そのへりに両端でをぞまたは丸められた部材が力方向 にそって突合せ継手—特別級で溶接してある。継手端 は切欠きなく仕上。	P100 P100
2 4 2	連続部材 この上に端ををぞまたは丸められた部材またはスチフ ナが力方向にそって溶接してある。継手端は 10 t の範 囲で K—継手—特別級で実施してある。	
2 4 4	連続部材 この上に端をこう配 1 : 3 でそいた弦板が溶接して ある。継手端は標示範囲内ナシ肉継手—特別級 $a = 0.5t$ で実施してある。	
2 4 5	連続部材 この上にナシ肉継手—特別級で ボスが溶接してある。	
2 5 1	K—継手—特別級で 力方向に対し横に 十字交叉によって結合した部材	

表 2.2.10 切欠類 2—中程度の切欠効果(続き)

整理No.	主題の記述と図示	表象記号
252	K—継手—特別級 接合部で曲げとせん断を受ける	
253	K—継手—特別級 弦と腹板との間 腹板面に継手を横切って 集中荷重が加わる際	
254	K—継手—普通級で 結合した腹板と曲り弦	

表 2.2.11 切欠類 3—搖度の切欠効果

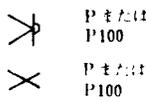
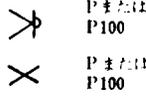
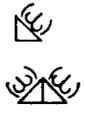
整理No.	主題の記述と図示	表象記号
311	裏当て金上で片面溶接の突合せ継手で 方方向に対し横に 結合した部材	
312	突合せ継手—普通級で 方方向に対し横に結合した部材 非対称そぎ傾き1:2またはそぎなく対称につく 異なる板厚の	
313	突合せ継手—普通級と連続部材 両者は方方向に対し横に 溶接したかど板がある弦板の十字交叉部で 継手端は切欠なく仕上げである。	
314	裏当てはあるが、裏溶接のない突合せ継手で 結合した管	
331	連続部材 これには2重—オム肉継手—普通級で部材が 方方向に横に溶接してある。	
333	弦板と腹板 ここに断続しない2重—オム肉継手—普通級で仕切 板またはスチッチが溶接してある。切欠類における 分類はオム肉継手の輪郭に対してのみ有効である。	
341	連続部材 そのハタに両端をそいだ部材が、方方向にそって オム肉継手—特別級で溶接してある。 継手端は切欠きのない仕上げ。	

表 2.2.11 切欠類 3 — 強度の切欠効果 (続き)

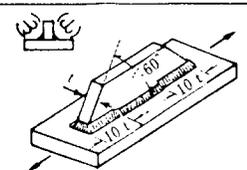
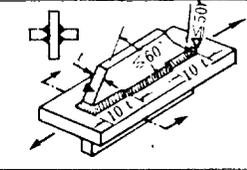
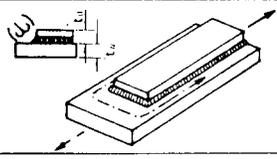
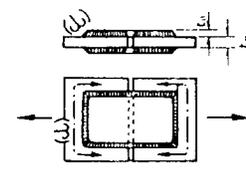
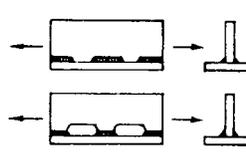
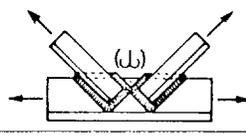
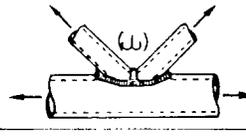
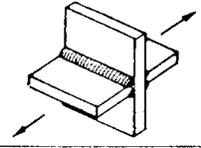
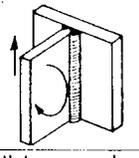
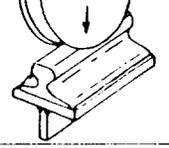
整理No	主題の記述と図示	表象記号
3 4 2	<p>連続部材</p> <p>この上に両端をすくい部材またはスチフナが力方向にそって溶接してある。継手端は10tの範囲内K一継手一特別級で実施してある。</p> 	
3 4 3	<p>連続部材</p> <p>これを通して両端をそぎまたは丸めた板が挿入され溶接してある。継手端は10tの範囲内でK一継手一普通級で実施し切欠きなく仕上げしてある。</p> 	
3 4 4	<p>連続部材</p> <p>この上に $t \leq 1 \cdot 5t$ の弦板が溶接してある。継手端は標示範囲をすみ肉継手一特別級で実施してある。</p> 	
3 4 5	<p>部材, その端に $t \leq t$ の継目まわし板がすみ肉継手一特別級で溶接してある。継手端は標示範囲内すみ肉継手一特別級で実施してある。片側継目板重ねの場合偏心力作用が考慮されねばならぬ。</p> 	
3 4 6	<p>連続部材, これに継スチフナが断続すみ肉継手一普通級または2重すみ肉普通級で切抜き溶接を以て溶接してある。切欠類における分類はスチフナの計り的接続で端継手間の継手に対し有効である。</p> 	
3 4 7	<p>連続部材</p> <p>この上に挿入材がすみ肉継手一特別級で溶接してある。</p> 	
3 4 8	<p>管状棒材</p> <p>すみ肉継手一特別級で溶接してある。</p> 	
3 5 1	<p>K一継手一普通級で</p> <p>力方向に対し横に</p> <p>十字交叉により結合した部材</p> 	
3 5 2	<p>K一継手一普通級</p> <p>接合部に曲げとせん断を受ける。</p> 	
3 5 3	<p>K一継手一普通級 弦と腹板との間</p> <p>継手を横切って腹板面内に</p> <p>集中荷重が加わる場合</p> 	
3 5 4	<p>すみ肉継手一普通級で</p> <p>結合した腹板と曲り弦</p> 	

表 2.2.12 切欠類 4—とくに強い切欠効果

管理No	主題の記述と図示	表 象 記 号
4 1 2	突合せ継手—普通級で 力方向に対し横に結合した部材 そぎのない非対称継目を持つ異なる板厚の	 P または P 100 X P または P 100
4 1 3	突合せ継手—普通級で 力方向に対し横に結合した部材 弦板の十字交叉部に	 P または P 100 X P または P 100
4 1 4	2箇所のすみ肉継手—普通級で またはV形継手で 結合したフランジと管	
4 3 3	弦板と腹板 ここに仕切板が力方向に対し横に 断続しない片側すみ肉継手—普通級で 溶接してある。	
4 4 1	連続部材 その一りに力方向にそって 垂直に終る部材が溶接してある。	
4 4 2	連続部材 この上に垂直に終る部材またはスリットが 力方向にそってすみ肉継手—普通級で 溶接してある。	
4 4 3	連続部材 これを通して直角に終る板が挿入され、 2重—すみ肉継手—特別級で溶接してある。	
4 4 4	連続部材 この上に弦板がすみ肉継手—普通級で 溶接してある。	
4 4 5	重なり部材 穴またはスリットを持ち、この中で すみ肉—普通級溶接を行なっている。	

表 2.2.12 切欠類 4—とくに強い切欠効果(続き)

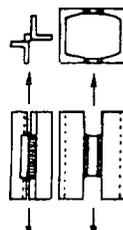
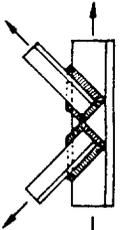
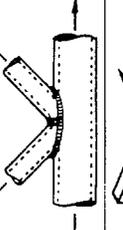
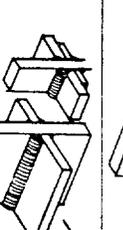
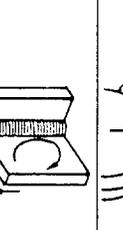
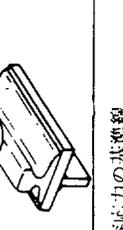
整理No.	主題の記述と図示	表 象 記 号
4 4 6	連続部材 この間につなぎ板を置いてすみ肉一普通級または 突合せ一普通級で溶接してある。	 P または P100
4 4 7	連続部材 この上に部材がすみ肉一普通級で 溶接してある。	
4 4 8	管部材 すみ肉一普通級で溶接してある。	
4 5 1	二重一すみ肉一普通級または裏当て金上片側V形 力方向に横切って縦目があり、 十字形継手による結合部材	 D D
4 5 2	二重一すみ肉一普通級 結合部に曲げとせん断を受ける。	 D
4 5 3	二重一すみ肉一普通級 弦とウェブの間 継手を横切って、ウェブ面に集中荷重を受ける。	 D

表 2.2.14 破れ強さ校対の際の許容応力の基準級

作業群	構造部材と溶接継手		空洞き構造部材 リベットとリベットボルト		許容せん断応力zul _{ten}
	許容垂直応力zul _{0z}	許容せん断応力zul _{0z}	許容歪圧zul _{0z}	許容せん断歪力zul _{0z}	
0	a	a	単せん断	複せん断	複せん断
I	b	b	1.8・c ⁻	2・b ⁻	0.8・b ⁻
II	c	c	1.8・d ⁻	2・c ⁻	0.8・c ⁻
III	d	d	1.8・e ⁻	2・d ⁻	0.8・d ⁻
IV	e	e	1.8・f ⁻	2・e ⁻	0.8・d ⁻
	f	f	1.8・g ⁻	2・f ⁻	0.8・f ⁻

表 2.2.13 特別の品質特性を持つ溶接継手

継手種類	継手品質	継手詳細	表 象 記 号	検査法	検査 簡易記号
突合せ 継手	特別級	ルート十字交叉 異溶接 応力方向に板面仕上 端クレータなし		継手長さ100%にわたり 非破壊検査 例、放射	P100
	普通級	ルート十字交叉 異溶接 端クレータなし		特別級同様 ただしただ 引張の場合(7.2節に従い) max σ _z ≥ 0.8 zul _{0z} 片側引張範囲で(7.4節に従い) max σ _z ≥ 0.8 zul _{0z} 両側範囲で(7.4節に従い) max σ _z ≥ 0.8 zul _{0z} または max σ _{0z} ≥ 0.8 zul _{0z}	P100
K-継手 (2重 すみ肉 継手を 以て)	特別級	ルート交叉 異溶接 継手せん断部切欠なく 要すれば仕上		継手長さの少くとも10%を 抜取り検査にのこした最も重要 重要な継手の非破壊検査 例、放射	P
	普通級	ルートの継目残り部幅 3mmまでまたは溶接板 厚の0.2倍まで、小さ い方の値が基準		継手範囲の2倍を、 引張を受ける板面を 横切つての 非破壊検査 例、超音波	D
すみ肉 継手	特別級	継手せん断部切欠なし 要すれば仕上			
	普通級	—			

表 2.2.15 St 37 からなる構造部と対応溶接継手における
疲れ強さ検討の際の許容引張応力

応力比 κ	許容引張応力 $zul \sigma_{zD}$ kg/cm^2										
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	κ	
-1		1450	1360	1100	900	750	600	450	320	-1	
-0.9		1497	1341	1129	936	781	625	471	336	-0.9	
-0.8		1547	1386	1182	974	815	652	493	353	-0.8	
-0.7			1433	1228	1018	852	682	518	372	-0.7	
-0.6			1485	1277	1061	893	714	545	391	-0.6	
-0.5			1540	1331	1111	937	750	576	417	-0.5	
-0.4				1389	1165	987	789	610	444	-0.4	
-0.3				1453	1225	1042	833	649	475	-0.3	
-0.2				1523	1292	1103	882	692	511	-0.2	
-0.1					1367	1172	938	742	552	-0.1	
0	1600	1600			1450	1250	1000	800	600	0	
+0.1					1521	1322	1067	862	651	+0.1	
+0.2						1404	1143	933	711	+0.2	
+0.3						1495	1231	1018	783	+0.3	
+0.4							1333	1120	873	+0.4	
+0.5							1455	1247	984	+0.5	
+0.6								1399	1129	+0.6	
+0.7									1324	+0.7	
+0.8										+0.8	
+0.9									1600	+0.9	
+1										+1	
$zul \sigma_z$ kg/cm^2	応力比 κ この比から最大許容応力 $zul \sigma_z$ が表 2.2.4 に従い有効である										$zul \sigma_z$ kg/cm^2
1130	-1	-1	-1	-0.923	-0.463	-0.159	+0.184	+0.409	+0.600	1130	
1400	-1	-1	-0.770	-0.383	-0.058	+0.196	+0.457	+0.600	+0.731	1400	
1600	-1	-0.7	-0.4	-0.1	+0.2	+0.4	+0.6	+0.7	+0.8	1600	

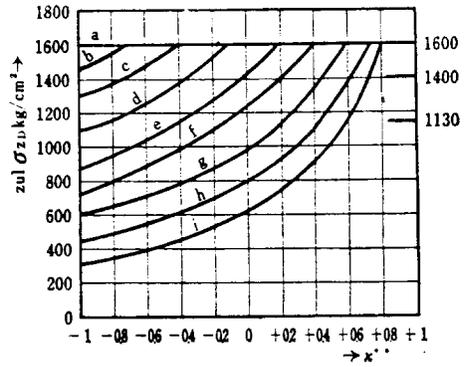


図 2.2.2

表 2.2.16 St 37 からなる構造部と対応溶接継手における
疲れ強さ検討の際の許容圧縮応力

応力比 κ	許容圧縮応力 $zul \sigma_{zD}$ kg/cm^2										
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	κ	
-1		1450	1300	1100	900	750	600	450	320	-1	
-0.9		1522	1363	1156	949	792	636	478	341	-0.9	
-0.8			1434	1220	1003	839	678	510	366	-0.8	
-0.7			1511	1286	1064	892	724	547	394	-0.7	
-0.6				1363	1134	952	778	589	426	-0.6	
-0.5				1449	1212	1021	840	639	465	-0.5	
-0.4				1547	1302	1101	913	697	511	-0.4	
-0.3				(1659)	1407	1194	1030	767	568	-0.3	
-0.2					1530	1304	1105	853	639	-0.2	
-0.1					(1677)	1437	1235	961	729	-0.1	
0	1600	1600					1400	1100	850	0	
+0.1							1556	1217	938	+0.1	
+0.2							(1750)	1354	1046	+0.2	
+0.3									1183	+0.3	
+0.4									1360	+0.4	
+0.5										+0.5	
+0.6							1600	1600		+0.6	
+0.7									1600	+0.7	
+0.8										+0.8	
+0.9										+0.9	
+1										+1	
$zul \sigma_d$ kg/cm^2	応力比 κ この比から最大許容応力 $zul \sigma_d$ が表 2.2.4 に従い有効である										$zul \sigma_d$ kg/cm^2
1300	-1	-1	-1	-0.681	-0.402	-0.205	-0.058	+0.124	+0.370	1300	
1400	-1	-1	-0.846	-0.551	-0.306	-0.126	0	-0.228	+0.419	1400	
1600	-1	-0.8	-0.6	-0.35	-0.15	0	+0.125	+0.3	+0.5	1600	

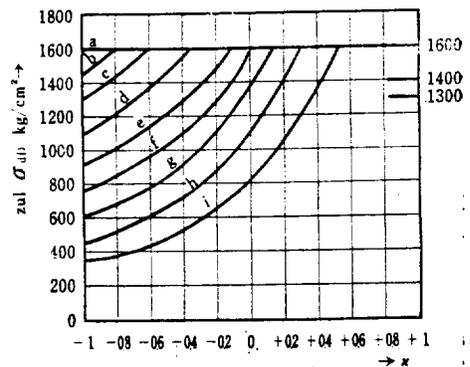


図 2.2.3

表 2.2.17 船級構造用鋼からなる構造部と対応溶接継手における疲れ強さ検討の際の許容引張応力

応力比 x	許容引張応力 $zul \sigma_{zd}$ in kg/cm^2									
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	x
-1	1600	1450	1300	1100	900	750	600	450	320	-1
-0.9	1647	1497	1341	1139	936	781	625	471	336	-0.9
-0.8	1697	1547	1386	1182	974	815	652	493	353	-0.8
-0.7	1750	1600	1433	1228	1016	852	682	518	372	-0.7
-0.6		1657	1485	1277	1061	893	714	545	394	-0.6
-0.5	(1785)	1719	1540	1331	1111	937	750	576	417	-0.5
-0.4		1663	1453	1225	1042	833	649	475	344	-0.4
-0.3	(1808)	1732	1523	1292	1103	882	692	511	366	-0.3
-0.2		1600	1367	1172	938	742	552	400	280	-0.2
-0.1	1750	1685	1450	1250	1000	800	600	400	200	0
0		1521	1322	1067	862	651	451	251	151	+0.1
+0.1	1750	1600	1404	1143	933	711	511	311	111	+0.2
+0.2		1687	1495	1231	1018	783	583	383	183	+0.3
+0.3	1750	(1785)	1600	1333	1120	873	673	473	273	+0.4
+0.4		1721	1455	1247	984	784	584	384	184	+0.5
+0.5	(1860)	1600	1399	1129	929	729	529	329	129	+0.6
+0.6		(1778)	1600	1324	1124	924	724	524	324	+0.7
+0.7	1750	(1866)	1600	1366	1166	966	766	566	366	+0.8
+0.8		1750	(2020)	1750	1750	1750	1750	1750	1750	+0.9
+0.9	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	+1
+1		1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	+1
$zul \sigma_z$ kg/cm^2	この比から最大許容応力 $zul \sigma_z$ が表 2.2.4 に従って有効である									
1240	-1	-1	-1	-0.675	-0.277	-0.012	+0.310	+0.497	+0.667	1240
1500	-1	-0.895	-0.572	-0.232	-0.071	+0.305	+0.533	+0.653	+0.768	1500
1750	-0.7	-0.453	-0.176	+0.1	+0.366	+0.522	+0.685	+0.760	+0.841	1750

船級構造用鋼

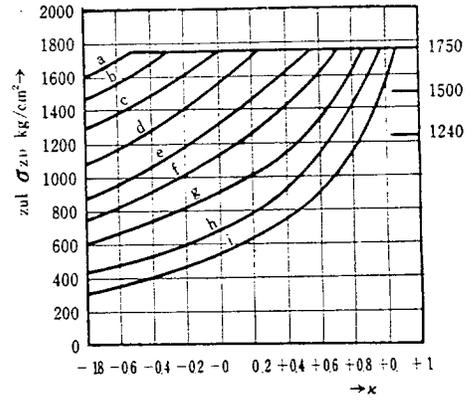


図 2.2.4

表 2.2.18 船級構造用鋼からなる構造部と対応溶接継手における疲れ強さ検討の際の許容圧縮応力

応力比 x	許容圧縮応力 $zul \sigma_{zd}$ kg/cm^2									
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	x
-1	1600	1450	1300	1100	900	750	600	450	320	-1
-0.9	1672	1522	1363	1156	949	792	636	478	342	-0.9
-0.8	1750	1600	1434	1220	1003	839	678	510	366	-0.8
-0.7		1688	1511	1286	1064	892	724	547	394	-0.7
-0.6	(1785)	1600	1363	1134	952	778	589	426	286	-0.6
-0.5		1698	1449	1212	1021	840	639	465	315	-0.5
-0.4	(1807)	1547	1302	1101	913	697	511	344	211	-0.4
-0.3		1659	1407	1194	1000	767	568	396	246	-0.3
-0.2	(1789)	1530	1304	1105	933	733	533	373	233	-0.2
-0.1		1677	1437	1235	961	729	529	329	179	-0.1
0	1750	(1855)	1600	1400	1100	850	600	400	200	0
+0.1		(1804)	1556	1217	938	738	538	338	178	+0.1
+0.2	1750	1354	1046	846	646	446	246	146	96	+0.2
+0.3		1600	1183	983	783	583	383	183	83	+0.3
+0.4	(1840)	1360	1052	852	652	452	252	152	102	+0.4
+0.5		1600	1183	983	783	583	383	183	83	+0.5
+0.6	1750	(1943)	1600	1360	1160	960	760	560	360	+0.6
+0.7		1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	+0.7
+0.8	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	+0.8
+0.9		1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	+0.9
+1	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	1750	+1
$zul \sigma_z$ kg/cm^2	この比から最大許容応力 $zul \sigma_z$ が表 2.2.5 に従って有効である									
1400	-1	-1	-0.846	-0.551	-0.306	-0.126	0	+0.206	+0.419	1400
1500	-1	-0.930	-0.715	-0.447	-0.223	-0.059	+0.667	+0.256	+0.462	1500
1750	-0.8	-0.635	-0.450	-0.228	-0.057	+0.076	+0.2	+0.357	+0.549	1750

船級構造用鋼

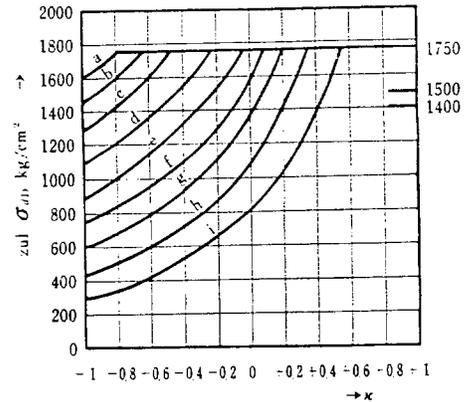


図 2.2.5

表 2.2.19 St 46 からなる構造部と対芯溶接継手における
疲れ強さ検討の際の許容引張応力

応力比 x	許容引張応力 $zul \sigma_{zD}$ kg/cm ²									
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	x
-1	1700	1520	1350	1130	900	750	600	450	320	-1
-0.9	1751	1568	1395	1169	935	781	621	471	336	-0.9
-0.8	1805	1620	1444	1211	974	815	652	493	353	-0.8
-0.7	1863	1675	1496	1256	1016	852	682	518	372	-0.7
-0.6	1925	1734	1552	1305	1061	893	714	545	393	-0.6
-0.5	(1990)	1798	1612	1353	1111	937	766	576	417	-0.5
-0.4		1865	1677	1415	1165	986	789	610	444	-0.4
-0.3		1940	1748	1476	1225	1042	833	648	475	-0.3
-0.2		(2019)	1824	1544	1232	1102	882	692	510	-0.2
-0.1			1908	1618	1366	1172	938	742	551	-0.1
0			(2000)	1700	1450	1250	1000	800	600	0
+0.1				1787	1537	1330	1069	862	651	+0.1
+0.2				1883	1635	1420	1149	933	711	+0.2
+0.3	1950			(1990)	1745	1524	1241	1018	783	+0.3
+0.4		1950			1874	1644	1350	1120	873	+0.4
+0.6			1950		(2022)	1784	1479	1244	985	+0.5
+0.6				1950		(1951)	1636	1400	1129	+0.6
+0.7							1831	1600	1324	+0.7
+0.8							(2077)	1867	1600	+0.8
+0.9						1950		(2240)	(2021)	+0.9
+1								1950	1950	+1

$zul \sigma_z$ kg/cm ²	応力比 x										$zul \sigma_z$ kg/cm ²
1380	-1	-1	-0.932	-0.460	-0.090	+0.157	-0.424	-0.588	-0.723	1380	
1700	-1	-0.658	-0.367	0	-0.261	-0.442	-0.635	+0.741	-0.828	1700	
1950	-0.560	-0.287	-0.053	-0.264	-0.453	-0.599	-0.752	-0.826	-0.886	1950	

St 46

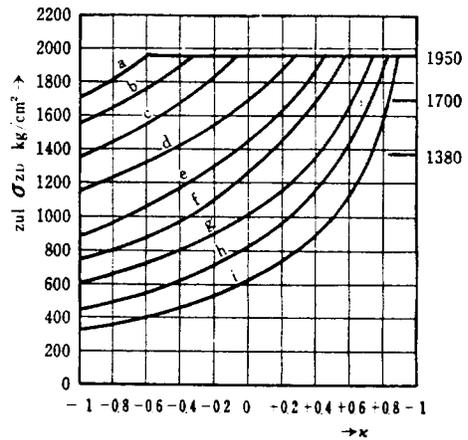


図 2.2.6

表 2.2.20 St 46 からなる構造部と対芯溶接継手における
疲れ強さ検討の際の許容圧縮応力

応力比 x	許容圧縮応力 $zul \sigma_{zD}$ kg/cm ²									
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	x
-1	1700	1520	1350	1130	900	750	600	450	320	-1
-0.9	1778	1590	1415	1188	950	793	636	478	341	-0.9
-0.8	1863	1671	1487	1252	1006	842	677	510	366	-0.8
-0.7	1957	1760	1566	1323	1069	897	724	547	394	-0.7
-0.6		1859	1654	1403	1140	959	778	589	426	-0.6
-0.5		(1989)	1753	1493	1221	1031	840	639	465	-0.5
-0.4			1865	1596	1315	1115	913	697	511	-0.4
-0.3			(1991)	1713	1425	1213	1000	767	568	-0.3
-0.2				1849	1555	1331	1105	853	638	-0.2
-0.1				(2010)	1710	1473	1235	961	729	-0.1
0					1900	1650	1400	1100	850	0
+0.1	1950				(2121)	1843	1563	1234	958	+0.1
+0.2		1950				(2087)	1763	1404	1083	+0.2
+0.3			1950				(2036)	1630	1255	+0.3
+0.4				1950				1941	1493	+0.4
+0.5					1950			(2400)	1841	+0.5
+0.6						1950			(2400)	+0.6
+0.7							1950			+0.7
+0.8								1950		+0.8
+0.9										+0.9
+1										+1

$zul \sigma_z$ kg/cm ²	応力比 x										$zul \sigma_z$ kg/cm ²
1600	-1	-0.887	-0.661	-0.396	-0.169	-0.029	-0.120	-0.286	-0.436	1600	
1700	-1	-0.766	-0.552	-0.311	-0.106	-0.028	-0.169	-0.325	-0.465	1700	
1950	-0.707	-0.516	-0.331	-0.135	-0.025	-0.147	-0.271	-0.402	-0.524	1950	

St 46

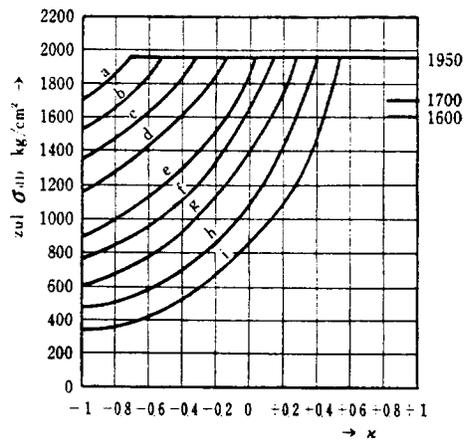


図 2.2.7

2.3 航空機

2.3.1 航空機構造の設計

(1) 最近の航空機の傾向

航空機における最近の進歩の方向は、高速化、大型化、耐久化で代表される。これに対応するため材料、工作法、基本部品、強度計算法に至るまで大きな変革が加えられて来た。航空機の進歩に伴う構造設計技術の革新は表 2.3.1 にその特徴を示す通りである。

高速化の足どりは Boeing 707, 747 の亜音速旅客機が一つの限界を示し、SSTが飛躍的な速度ののびを示している。コンコードが巡航速度をマッハ2におさえたのはアルミ合金の熱の壁にさえぎられたからである。チタニウム合金を主要材料にすることにふみ切ると、小さきみな最高速度の向上は割に合わないもので、マッハ2を越えて、思いきってマッハ3程度までになってしまうことになる。

また、航空機の大型化は、大量輸送時代に対処して機体の最大記録はぞくぞくと更新している。1970年 Boeing 747は全備重量300トンを超えた。SSTはコンコードで160トンで亜音速機に比べてやや小さ目であるが、これも並行線をたどって大型化して行くであろう。大型化の結果、耐久化の傾向になる。それは一機当りの値段が高くなり稼働率の向上が要請されるためである。たとえば Boeing 747では年間4000 Hrのハードワークである。

(2) 材料および構造方式の変革

機体の性能使用条件が異なると、構造材料がそれに応じて変わる。そのはっきりした例は SSTの主要材料に見られる。従来の機体の主要構造材料はアルミニウム合金であって、全体の70%をしめていたが、SSTではチタニウム合金の使用が計画されている。これはマッハ3に近くなると外板と空気の磨擦によって生ずる高熱がアルミ合金の耐える限界を越えるからである。

マッハ2程度では耐熱アルミ合金(RR58)が用いられる。また大型化に伴う厚肉材料使用の必要から、アルミ合金7079、合金鋼4340が開発された。

機体における外形の維持は直接的に揚力、抗力、失速特性等の諸性能にひびく。この外形の維持については、構造様式が大きな影響を与える。特に超音速機では影響が大きく、翼型の乱れを減らすためにサンドイッチ構造の採用が検討されている。サンドイッチ構造は図 2.3.1に比較するように、モノコック構造、セミモノコック構造より座屈強度が強い。さらに、部材寸度の急変がないため疲労強度も高い。

また、サンドイッチ構造は強度が格段に上がるため重量軽減が可能である。しかし、サンドイッチ構造にも欠点が多い。公差をつめないで接着不良を起こ

表 2.3.1 航空機の構造設計技術の革新

航空機の進歩	実機例	特徴	構造設計技術の革新
高速化 (速度範囲の拡大)	Boeing SST マッハ巡航 2.7 Con Cord マッハ巡航 2.0	薄翼化 T-1A翼根 13.5% 翼端12.5% ファノム平均 5%厚板構造の出現 表面平滑度の向上 表面の凸凹を起こさせない ハイリフトデバイスの複雑化 翼構造の複雑化 材料の熱の壁の克服 アルミニウム合金からチタニウム合金へ	多桁構造の工法と強度 ブラインドリベット サンドイッチ構造 チタニウム ファスナ
大型化 (搭載量の増加)	Boeing 747 全備 322 ton	厚肉構造 応力腐蝕と材料の方向性 7079, 7075-T73, 7178 一体構造とクラックストッパー 材料の質量効果 工法 厳密な強度計算方法 軽量化	ケミカルミーリング ドライブマチックリベッター 一体構造と公差 ストレスリーフ 有限要素法 インテグラルタンクシラント重量の軽減
耐久化 (稼働率の向上)	DC-3就航 1936年以来34年 間長年月使用の記録 Boeing 747クラスの年間飛行予定 4000時間, 12時間/日の書夜 兼行のハードワーク 大型化として1機当りの値段 が高くなるほど働かされる	耐蝕性の向上 FAIL SAFE 構造 使用条件の激化, 全天候定時発進 信頼性の向上 疲労強度の検討	表面処理 クラック発生後の強度について フェールセーフストップの効果 鋳と接着の組合せ 雷撃について 安全率の考え方

しやすく強度が急激に低下する。したがって精密巧緻を極めて工作が難しく、したがって価格が高つく。また、接着部の検査が難しい。しかしこれらの欠点もいずれ改良されるであろう。

小型超音速機の翼構造の設計は厚さとのたたかいであり、薄い翼断面においては従来の縦通材型式を採用すると縦通材の上下がほとんどつながってしまう。したがって、部品の増加、作業の困難、重量の増大に悩まされる。そこで図 2.3.2 に示すように思い切って小骨をあきらめ、多桁構造に移行するのが普通である。多桁構造になると、従来のボックスビームと力の伝達が異なり、強度計算法にも独特の難しさ、問題点をもって来る。

表 2.3.2 材料

材 料	特 徴	欠 点
チタニウム合金	<ul style="list-style-type: none"> ○ 比重がアルミ並 ○ 強度は90kg/mm^2以上で 150°Cでも強度を保てる。 ○ 溶接可能(アルゴンアーク, スポット) ○ 耐蝕性良好 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 圧延, 押出等の加工性が悪い ○ 精錬に大電力を要するため高価 ○ クリープ特性が悪いがマッハ3までは用いる事可能
RR58 耐熱アルミ合金	<ul style="list-style-type: none"> ○ 130°Cにおいて安全であるが機首(153°C)は F.R.P.を用いる 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 常温の引張強度が他のアルミ合金よりやや弱し
合金鋼, クロム モリブデン鋼 4130	<ul style="list-style-type: none"> ○ 薄肉用 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 焼入れ特性が悪い。
合金鋼, ニッケル クロム モリブデン鋼 4340	<ul style="list-style-type: none"> ○ 厚肉用 ○ 強度 140kg/mm^2以上 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 鑄塊中に白点を生ずる。 ○ カドミメッキによる水素脆化 両者の対策として真空溶解
アルミ合金 7079	<ul style="list-style-type: none"> ○ 厚肉用 	
アルミ合金 7178	<ul style="list-style-type: none"> ○ アルミ合金中最高強度 60kg/mm^2 	<ul style="list-style-type: none"> ○ クラックが発達しやすい
アルミ合金 7075 2104	<ul style="list-style-type: none"> ○ 従来多用されているもので引張強度 $45\sim 55\text{kg/mm}^2$ 	<ul style="list-style-type: none"> ○ 許容最大板厚4インチ以下 ○ 150°C以上で強度が急速に落ちる。

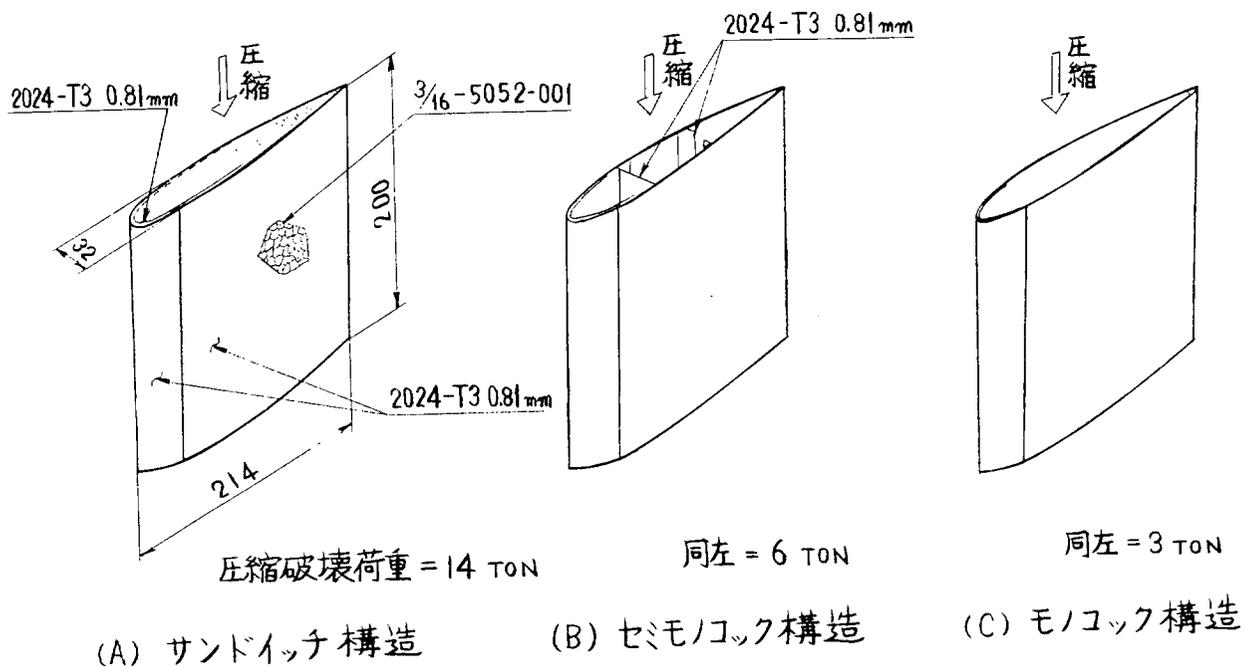


図 2.3.1 サンドイッチ構造

(3) 厚肉構造について

航空機の高速化に伴う高翼面荷重と大型化は部材の厚肉化をもたらす。その結果材料についても応力腐蝕割れ、焼入れの質量効果、切欠歪の増大などの不具合が出現し、その防止策を考慮しなければならなくなる。

たとえば、「2024 のように焼入れの速度によって、耐蝕性が大きく変化するアルミニウム合金の金具およびブッシュ圧入の金具について、素材寸法が1インチ以上の場合にはできるだけ製品の最終寸法に近く粗加工してから熱処理を行うこと。」という規定がある。この規定は素材寸法が1インチ以上になると、素材表面の焼入れ速度に比べて素材芯部の焼入れ速度が

遅くなり、芯部の材質の劣化が生じることを防ぐためである。また焼入れ速度の差は板内部に残留応力を生ぜしめ、切削加工によって残留応力のバランスがとれなくなり変形を生ずる。応力腐蝕割れが問題になるが、これは厚肉部材の重ね合せ面がなじみにくいので、無理に締め上げて残留応力を残すことが多く、また、面圧強度を上げるためブッシュを圧入することもあり、その結果残留応力を生ずるからである。

以上の欠点に対し、①焼入れ前に製品の最終サイズ近く切削加工しておく、②ショットピーニングで表面に圧縮残留応力を与える等の対策が講じられる。

(4) 構造用基本部品

薄板構造の結合部には、アルミ合金製のリベットが主用されて来たが、板厚が増加するにつれて、合金鋼製のボルトまたは特殊ファスナーの使用が多くなって来た。それは、板厚が増加するにつれて、結合部のファスナーに本当りの荷重が増大して必然的に強い材質が必要になり、また、厚板を締めつけるには、薄板に比べてなじみの悪い合せ面を締めあげるために普通のリベット結合では締め付けの不足が生じるからである。

特殊ファスナーの例としては、

クロストランスボルトやファスナーのインターフェレンスフィットとして、

(a) ストレスピン

(b) スラグリベット

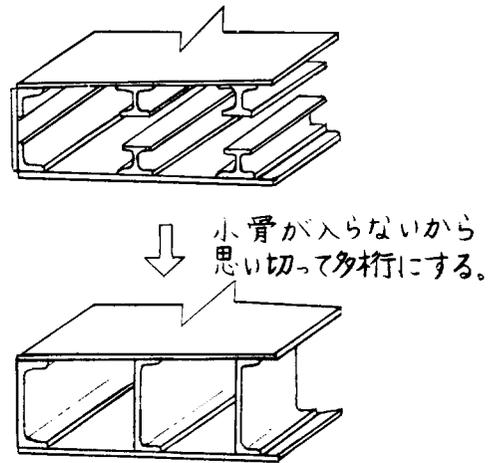


図 2.3.2 多桁構造

等があげられる。

クロストランスボルトは、ボルト孔はリーマで仕上げた精密孔を使い、軸径の公差のきびしいボルトを使うもので重要結合部および振動荷重のかかる部分に用いられる。また、これを一歩進めたものとして、ファスナーを孔に圧入するインターフェレンスフィットがある。

たとえば、ストレスピンは図2.3.3に示すような手順で圧入するものであり、取付時に残留圧縮応力が生ずると同時に、取付工数の少ないシール効果がある等の特徴を有する。

スラグリベットはドライブマチックリベッターで、まづ板を上下から圧力ではさみつけ、大圧力で鋲を成形圧入するものであるが、この方法は厚板間の密着性が非常に良い。

2.3.2 航空機に加わる荷重

機体のうける荷重は、飛行荷重、地上荷重、水上荷重に大別することができる。強度規定には、運用荷重状態に関して姿勢、荷重、荷重倍数等の決定法と要求事項が定められている。

飛行状態における荷重は(1)定常飛行状態、(2)突風荷重、(3)水平尾翼荷重、補助翼荷重がある。

(1) 定常飛行状態

定常飛行状態は、揚力 lift, 抗力 drag, 重心に働く総重量の釣り合いによって荷重が定まる。

ある飛行状態から引き起こしをして図2.3.4のような力を受ける瞬間を考えると、重心と重心まわりの運動方程式は、ベクトルでかくと、

$$\frac{W}{g} \frac{dV}{dt} = L + D + P + T + W \quad (2.3.1)$$

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_0 + [r_1 L] + [r_2 D] + [r_3 P] + [r_4 T] \quad (2.3.2)$$

となる。

この式より、 $L = nW$ と表わされる。すなわち、 $g - dV/dt$ なるベクトル方向に、あたかも重力加速度の n 倍の加速度 (ng) が働いて nW なる力を生じ、これが反対方向の揚力 L と釣り合うと考えることができ、水平飛行時の揚力

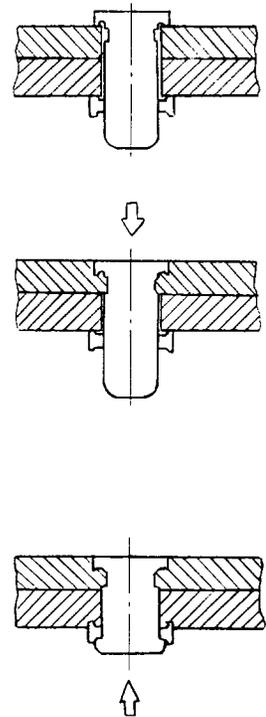


図2.3.3 ストレスピン

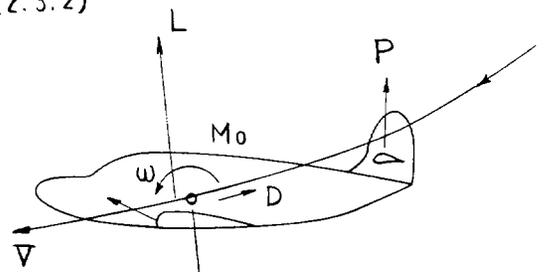


図2.3.4 飛行中にうける力

の n 倍の空気力が働く。 n のことを飛行荷重倍数という。飛行姿勢とその速度 V によって n が異なり、機体にかかる荷重も変わる。

種々の運用飛行状態に対する V と n をプロットすると沢山の点ができる。これらの点を包圍する線図が安全であった今までの多くの機体に対して定まって来て、それが合理的に規定でき

れば、それを強度規定に採用することができる。 V - n 線図の例を図 2.3.5 に示す。

(2) 突風荷重

飛行中に突風をうけると迎角が変わり揚力が急変するので、機体は大きな加速度をうけ、その慣性力のためにしばしば危険になることがある。

突風速度を U とし、 $dC_L/d\alpha$ = 揚力係数傾斜とすれば、荷重倍数 n は、

$$n = 1 - \frac{dC_L}{d\alpha} \cdot \frac{\rho U V}{2(W/S)} \quad (2.3.3)$$

と表わされる。

すなわち、突風速度の大きさが直接荷重倍数にきいてくること。 $dC_L/d\alpha$ の小さい機体、すなわち、誘出抗力の小さい翼をもったもの程影響が大きいことがわかる。同じ上昇気流中でも、速度の倍の機体は2倍の突風荷重をうける。

(3) 水平尾翼荷重、補助翼荷重

水平尾翼荷重は、すべての飛行状態に対しておこる釣り合い荷重と、操舵荷重によって定まる。

補助翼荷重は、最大操舵角もしくは、機体の横揺れ性能から求められる。

地上荷重のうち主なものは、着陸装置の荷重である。着陸の際には、通常失速速度より少し大きい前進速度 V と、ある垂直降下速度 W をもつ。この際主翼は、また揚力をもっており、機体総重量の一部または全部をうけもつ。したがって、着陸装置の役目は、速度 W をもって、降下する機体の運動のエネルギー $Ww/2g$ を吸収し、衝撃をできるだけ小さくすること、前進速度 V に対する滑走を行わせることである。この際荷重は、Shock Absorber と Tyre の組合せでエネルギーを吸収する。この他に荷重の種類として発動機架の荷重操縦装置の荷重、操縦面荷重、フラップ下げの荷重、偏揺れ荷重、地上誘導時荷重があり、水上機に対しては水上荷重がある。

2.3.3 強度規定

航空機は機体の重量はできるだけ少なくし、強度は実際的に安全な程度にとどめたいわけである。経済上、性能上の利点のために強度を犠牲にすることを

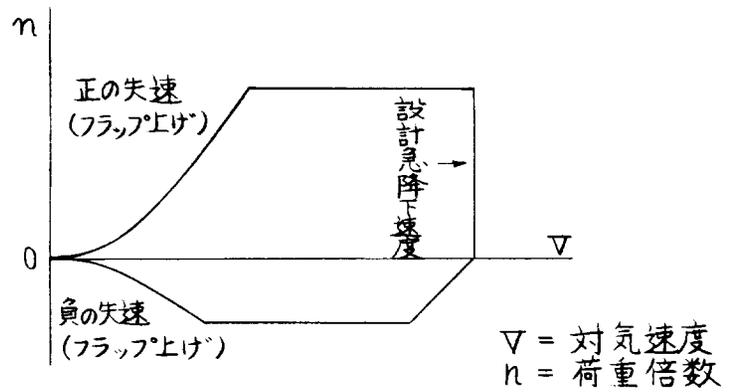


図 2.3.5 制限運動包圍線

防ぐ目的から、ここに強度の最低基準を定める必要が起こるわけである。国際航空に使われる機体については、国際民間航空機関 (International Civil Aviation Organization) によって各国内の規定を集めた上で定められている。

(1) 一般的な規定

航空機の機体の強度の条件は、制限荷重と終極荷重に対して考慮することになっている。

制限荷重は常用運用状態において予想される最大荷重であり、終極荷重は制限荷重に安全率を乗じたものとして定められる。安全率は常用運用状態において予想される荷重より大きな荷重の生ずる可能性、ならびに材料および設計上の不確実性に備えるべき係数で一般に1.5である。材料上1.5は2024アルミ合金の最終破断応力/0.2%耐力応力に相当する。

構造は制限荷重に対して安全上有害な残留変形を生ずるものであってはならないことが定められている。さらに、構造の安全性は荷重、試験によって証明される事が必要であり、最終荷重に対して破壊しないことと、負荷の実際に模した動的試験によって十分な強度があることを確かめねばならない。

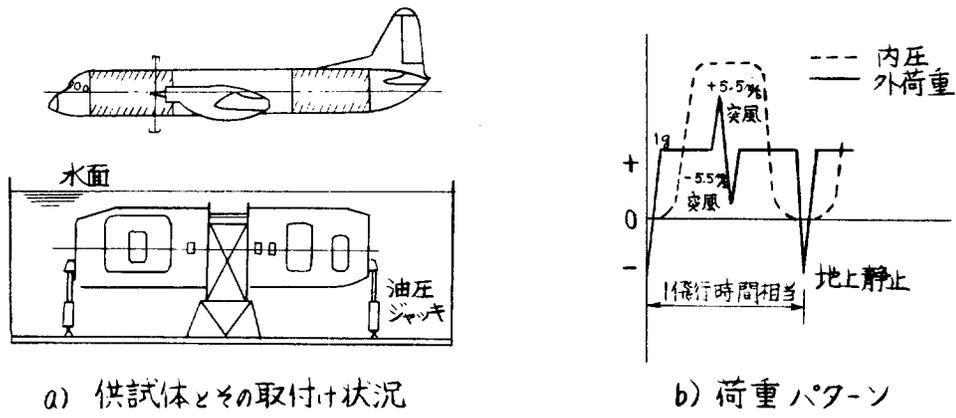
(2) 航空機の疲労とその防止対策

航空機においてはその安全性、信頼性を確かめるために実機による疲労試験が行われる。

疲労試験においては、運用中受けると予想されるいろいろの大きさの繰返し荷重に耐えうる事が証明されなければならない。この場合疲労強度は、飛行機を致命的に破壊する原因となるような主構造要素および細部構造部の判別を行うことが必要であり、一つの主構造要素が疲労破壊したり、明白に部分破壊した後も当該飛行機の飛行特性に不利な影響を及ぼすような致命的破壊または過度の構造変形が生じないことを解析もしくは試験によって証明する必要がある。

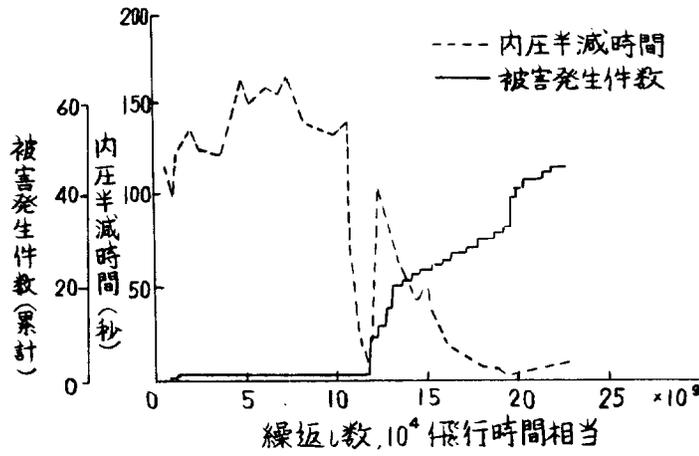
疲労強度として考慮される部材の主なもの、主翼固定または可動操縦面、胴体、着陸装置であり、さらに、タービン発動機を装備する航空機では、音波疲労強度を確認しなければならないことになっている。

例をYS-11の胴体試験にとって、疲労試験の様相を見よう。図2.3.6に示すように供試体は、中央翼を含む実機どおりの構造であるが、被害点検を容易にするために、主要強度部材でないものは取りはずしてある。また、胴体と圧室部は、プレッシャーシールが施され、漏洩試験により十分な気密性が確かめられている。胴体には、疲労試験荷重として与圧荷重および胴体慣性力荷重が負荷されるが、前者は、水圧により、後者は、トーナメントリンクを介して油圧ジャッキにより負荷した。運航中に胴体にかかる外荷重は、突風等による加速度変化として飛行に1回ずつの与圧荷重が入っているので、試験は、1飛行1サイクルのプログラムパターンによる繰返し荷重で行った。



a) 供試体とその取付け状況

b) 荷重パターン



c) 疲労試験の経過

図 2.3.6 YS-11-300型胴体疲労試験

発生した亀裂は、放置してして進行状況を調査して、これを補修する直前に 33 ft/sec 突風荷重相当の静荷重を負荷して構造の残留強度を確認し、フェイルセーフ性の証明を行った。胴体疲労試験は、目標繰返し数 2.25×10^5 Flight Hour 相当終了後、フェイルセーフ性試験として 7×10^3 F.H. 相当の負荷を行っている。この間に発生した Crack は、いずれも内圧荷重に対して優位な形状を保つ円形断面を有する胴体の一部ではなく、特殊な曲面変化部や空調ダクトの溶接部等であり、いずれもたいしたフラックではなく、十分なフェイルセーフ性が保障された。

航空機における疲労強度上の特徴は、フェイルセーフ性とクラック発生後の残留強度の吟味にある。前者の例としてたとえば一体構造のクラックストッパーがある。一体構造は、多くの部材を組合わせた構造に比べて、応力集中の生じやすい結合部が少なく、したがって、疲労に強いといえるが、万が一にクラックが生じると、他の部材で支えられないため、どんどん伝播して大きくなる危険がある。そこで、

一体構造のクラックストッパーを考慮しておく必要がある。たとえば、ロッキードのL-1011の胴体の同框の間には図2.3.7に示すように、チタニウム合金のバンドが張ってある。

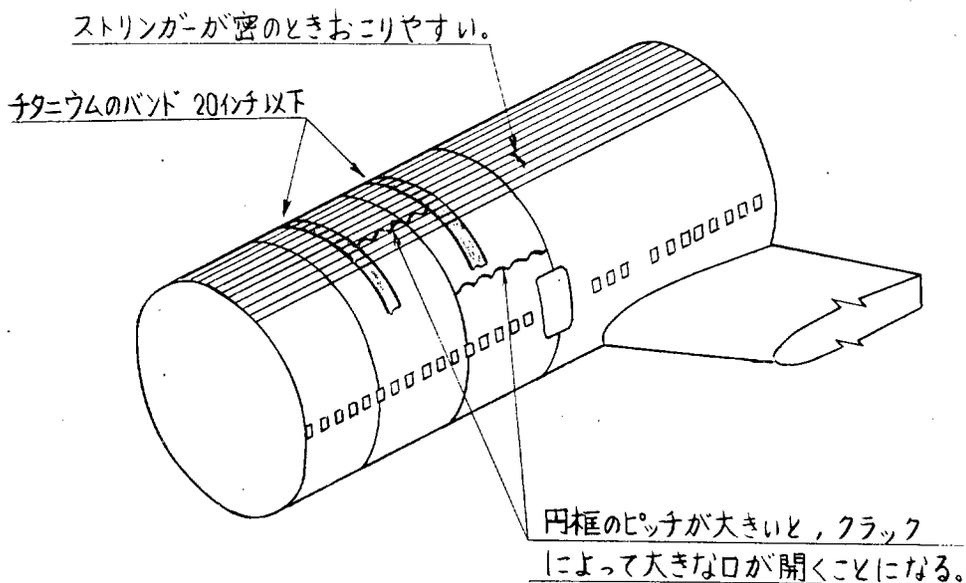


図2.3.7 一体構造のクラックストッパー

2.3.4 運用限界

航空機は、運用限界により、その性能が制限される。強度上の観点から定められるものとして、次のものがある。

- (1) 重量限界
- (2) 重心位置限界
- (3) 重量分布限界
- (4) 対気速度限界
- (5) 横風速度限界
- (6) 荷重倍数限界

(1)～(6)は、2.3.2で述べたV-n線図の安全領域の中に入るような荷重倍数限界をもつように定められている。

(7) 与圧装置

(8) 常用運用限界高度

2.3.5 整備方式

航空機における整備は、安全性と機能の保持を目的としたものである。整備方式は、時間間隔と検査形態により、指定される。

時間間隔は、飛行時間もしくは日限によって指定し、“A～D”の5段階に

わかれている。Aは毎回の発着時もしくは20飛行時間であり、Dは4000飛行時間の間隔で、A～Dの間にB、Cの段階がある。その他に発動機の交換、プロペラのオーバーホールを指定する時間間隔がある。

検査形態は、Type a～dの4段階であり、外観検査から、ボルト類を抜き取って行う検査まで、接近の程度により分けられている。

2.3.6 結語

最近、航空機に事故が頻発している。しかし、強度上の観点からながめた場合、航空機は、全面的崩壊を阻止すべく、外力の規定（速度限界）とフェイルセーフ性で代表される構造型式が採用されており、強度検討についての思想は、かなり進歩しているといつて良いであろう。

我々、船舶の強度上の安全を目指すものにとって、航空機の手法を取り入れるべき余地は多いと考えられる。

なお、本講は、富士重工航空機技術本部、小林宏氏の講演とYS-11の各種規定をもとにしたことを付記し、小林氏の有益な講演に感謝の意を表する。

2.4 圧力容器

2.4.1 圧力容器規格の変遷

広範な工業分野において重要な役割を果たしている圧力容器は、ひとたび事故を生ずると莫大な人的物的損害をひきおこし、また原子炉圧力容器では広域の公衆災害をおこすため、世界各国ともその使用材料、構造設計、製作および検査設置と保守に関してのよりどころとなる規格や基準の整備改善には力を入れている。これら規格類は各国における長年の製作経験および使用実績に立脚し、かつ各国の実情に適合するように定められてきたとはいえ、構造設計の体系ならびに許容応力に関しては少くとも1958年頃までは、各国における規格類に大きな差はなかった。

しかし、1958年12月に米国商務省が海軍艦艇用の原子炉圧力容器およびその直接付属物を対象として“Tentative Structural Design Basis for Pressure Vessels and Directly Associated Components”を公表し、次いで1963年にASMEがBoiler and Pressure Vessel Code, Sec. III, “Nuclear Vessels”を制定して以来、圧力容器の構造設計体系はいしその考え方は大きく変化した。すなわちそれ以来のたとえばSec. I “Power Boilers”、およびSec. VIII, Div. I “Unfired Pressure Vessels”においては強度理論として最大応力説がとられ、継手の非破壊検査の有無および応力緩和焼鈍の有無に応じて継手効率が定められ、一次応力に対する許容応力は降伏点の1/1.6あるいは引張強さの1/4のいずれか小さい方にとられていたのに対し、新しく出されたSec. IIIでは最大剪断応力説を採り、全溶接線の非破壊検査に合格することを前提として継手効率はつねに1にとり、破壊型式として低サイクル疲労を考慮し、一次応力に対する許容応力は降伏点の1/1.5あるいは引張強さの1/3のいずれか小さい方にとることとした。¹⁾

このような変遷の動機はおそらく次のようであろう。一般の溶接構造物が大型化をたどると同じく、圧力容器も出力増大の要請に伴って寸法が増加し、そこで厚板溶接に伴う技術的諸問題と経済性の観点からなんとか板厚を減ずる努力が要請された。また圧力容器には使用中程度の差こそあれ何等から機械的および熱的繰返荷重が加わる。さらに原子炉圧力容器には極度なまでの構造安全性が要求される。したがってSec. IやSec. VIII Div. 1のように最大フープ応力が許容応力を超えないように板厚を定め、局所の応力集中は鏡板やノズルの詳細形状を画一的に押えるといった方法では、一次応力だけが作用する部分の板厚は十分に過ぎる代りに、ノズル部などで疲労に対する強度不足が心配される。そこで容器に作用する繰返荷重挙動を設計条件としてあらかじめ与え、これに基づいた疲労設計から構造的不連続部での詳細形状を定め、そして不連続のない一次応力部の許容応力を上げる方が設計上得策である。事実Sec. VIIIからSec. IIIに設計基準を変えることにより、一次応力の作用する部分の寸法は減少し、ノズルは短く厚くなりしたがって総重量は減少する。たとえば図2.4.1に例示するように1,000 MWe出力のBWRでは重量は25%減少し、またPWRでは16%減少したという例²⁾もある。

さて上述のように低サイクル疲労設計を採り込むことによって容器の重量を軽減し得たのは、規格として一つの大きな進歩であるといえるし、またこのような進歩の原動力となったのは1948年に米国に設けられたPVRC (Pressure Vessel Research Council)、およびAEC (Atomic Energy Commission)の後援による広範な系統的な試験研究であることに留意すべきである。

ASMEのSec. IIIは半年ごとに追補および訂正を繰返して現在に至っているが、同様な体系によるUSASのB31.7 “Nuclear Power Piping”が1969年に出され、次いでポンプおよびバルブに関しても同様な体系による規格が示さ

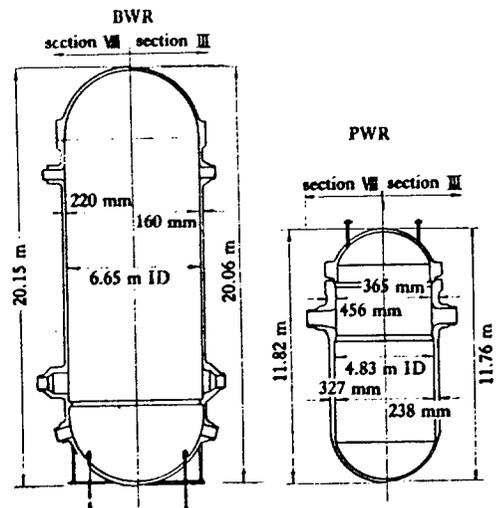


図2.4.1 ASME Sec. VIII および Sec. III による1,000 MWe 原子炉容器の設計寸法の比較 [Gaines ら]

れ、そして1971年の改訂時に配管、ポンプ、バルブが吸収されて压力容器とともに総合的なもの³⁾ となった。さらにSec. VIII も同様な考え方から改訂されDiv. 2⁴⁾ が出された。これらの新しい設計理念は各国においても注目されており、わが国においても原子力関係ではSec. III が、また他の分野ではSec. VIII のDiv. 2 が大きな影響力を示しており、一方外国ではたとえばNV が船体に搭載するタンクに対してASME の新しい考え方を採り入れた設計基準⁵⁾ を示している。このように各国は鋭意压力容器関係規格の改訂に努力している現状であるが、現在のところでは世界におけるこの種の規格は大きく2つに分類されると見てよい。すなわち1つはASME Sec. III 流の疲労設計を伴う手法によるものであり、また1つはいわゆる旧型式のSec. VIII、Div. 1流のものである。

2.4.2 各国の压力容器規格における許容応力^{1、6、7)}

2.4.2.1 米 国

現在の米国における压力容器規格により、鋼と鉄ニッケル製の压力容器に関して定められている一次膜応力に対する設計係数(許容応力を設定するための基準の最低値たとえば降伏点をSとすると、許容応力はSを設計係数で除して求められる)は表2.4.1の通りである。ここで、室温における最小降伏点に対する設計係数が1.6と与えられて

表2.4.1 鋼と鉄ニッケル材料における一次膜応力に関する設計係数^{*+}

規 格	室温における最小降伏点	設計温度における最小降伏点	室温における最小引張り強さ	設計温度における最小引張り強さ	平均クリープ率	平均ラプチャー 100,000 \$	最小ラプチャー 100,000 \$
USAS配管規格							
31.1 Power Piping Systems.	1.6	F-1.6 ⁺⁺ A-1.1.1	4.0	4.0	1.0	1.67	1.25
31.3 Petroleum Refinery Piping.	1.6	1.6	3.0 ≧ 100 °F	4.0 650 °Fをこえる時	1.0	1.0	
31.4 Liquid Petroleum Transportation piping Systems.	1.6						
31.5 Refrigeration Piping.	1.6	1.6	4.0	4.0	1.0	1.0	
31.7 Nuclear Power piping.	1.5	F-1.5 A-1.1.1	3.0	3.0			
ASME Boiler and Pressure Vessel Code.							
I Power Boilers	1.6	F-1.6 A-1.1.1	4.0	4.0	1.0	1.67	1.25
III Nuclear Vessels	1.5	F-1.5 A-1.1.1	3.0	3.0			
IV Heating Boilers			5.0				
VIII Pressure Vessels - Division 1	1.6	F-1.6 A-1.1.1	4.0	4.0	1.0	1.67	1.00
VIII Alternative Rules for Pressure Vessels - Division 2	1.5	F-1.5 A-1.1.1	3.0	3.0			

* 許容応力を設定する種々の基準の最低値

+ 設計係数は次のように定義する。

$$\text{許容応力} = \frac{\text{材料の特性}}{\text{設計係数}} \quad (\text{例 } S_A = \frac{S_{YMIN}}{1.5})$$

\$ 時間

|| 0.1%クリープ率/1,000時間

++ F=フェライト

A=オーステナイト

いる規格はいわゆる旧体系のものであり、(1)容器、管の肉厚は、その最大のフープ応力が規定の許容応力を超えないこと、(2)二次的の曲げ応力と局部的に高いピーク応力がこれらの規格によって製造された容器のノズルなどの構造不連続部に存在することは認めるが、従来の経験によって定められた安全余裕をもたせた形状詳細が示されており、構造不連続部はこれらの仕様に従うこと、(3)詳細な応力解析報告書と設計仕様書は要求されないという条件のもとに降伏応力に対する1.6ならびに空温引張強さに対する4.0が与えられている。

これに対し1.5ならびに3.0が与えられている規格では、あらゆる種類の応力と荷重条件について厳密な解析と分類を要求し、さらに製造と検査に関してのきびしい要求を前提としている。

なお脆性破壊に関しては材料選定段階での問題として明確に分離されており、以下に述べる弾・塑性解析、極限解析、疲労解析はいずれも脆性破壊の危険性が全く存在しないという前提で行われるべきことを明記している。

さて表2.4.1で降伏点基準で1.5、引張強さ基準で3.0の設計係数をとる規格の例としてSec. III を採り上げその設計理念の概要を以下に述べる。

前述のようにSec. III は降伏や疲労を説明しやすい最大剪断応力説を採っている。任意の点の最大剪断応力は3つの主応力を $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ とすれば、 $\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3)$ で与えられる。最大剪断応力説によれば、部材の降伏はその点の最大剪断応力が単純引張試験の際の降伏点における最大剪断応力に等しくなったときに生ずるから、この条件は S_y を降伏点として

$$\sigma_1 - \sigma_3 = S_y$$

で与えられる。そこでSec. III では

$$S_{ij} = \sigma_i - \sigma_j$$

ここに i, j は主応力方向1、2、3

を計算し、その絶対値が最大のものを応力強さ (stress intensity) と定義し (S と略記)、これを設計計算上の基準としている。さらにSの許容上限値を設計応力強さと定義し (S_m と略記、表2.4.1の許容応力に対応する) 原子炉容器材料として使用される炭素鋼板、低合金および高合金鋼板、パイプおよびチューブ材、鍛造材、鋳造材、ボルト材の130種の材料について温度をパラメータとして S_m を表記している。

Sec. III ではまず①内圧、②外圧、③殻変形による力、流体の流れによる力などを含めた機械的力、④パイプなどの熱膨脹による反力、⑤定常的熱流動による熱応力、⑥r線加熱による応力、⑦普通および変則的な出力変化による力、⑧普通時およびスクラム時における熱応力、⑨熱膨脹係数の差による熱応力、⑩流れ効果による振動の各種荷重条件により生ずる応力の6成分 $\sigma_t, \sigma_r, \sigma_a, \tau_{rt}, \tau_{ra}, \tau_{ra}$ を計算する。これを図2.4.2、図2.4.3 (ホップー線図と称する) の上欄の5つの応力カテゴリーに分類し、次に任意の点に生ずる応力の成分を図の矢印に従って加えていく。各四角の箱でそれぞれ異った荷重形式によって生じ、かつその箱に入る応力成分 σ_i の代数和を計算し、同様にして他の5成分応力についても計算する。そこで各箱の中に6つの成分応力の一組が得られるから、これより主応力を計算し S_{ij} の絶対値の最大のものをSとする。各箱で計算されたSはそれぞれ結んである円の中の許容値を越えてはならない。

なお図2.4.2および図2.4.3は普通の使用条件に対する設計計算手順および許容値であるが発生確率の低い緊急状態および過失状態に対してはそれぞれ普通状態の許容応力に1.2倍を乗じたものおよび圧積荷重を一次応力の許容値としている。

また図2.4.2および図2.4.3の各応力の分類の例は表2.4.2に示す通りである。

さて $1.5 S_m$ 、 $3 S_m$ の根拠⁷⁾ は図2.4.4、図2.4.5ならびに次の式から導かれたものである。軸力と曲げを受けて崩壊したビームに対する軸荷重をL、曲げモーメントをMとすれば、

$$L = S_y (2a - d) b \quad \dots \dots \dots (2.4.1)$$

$$M = S_y (d - a) a b \quad \dots \dots \dots (2.4.2)$$

表 2.4.2 NB-3217-1

CLASSIFICATION OF STRESS INTENSITY IN VESSELS FOR SOME TYPICAL CASES

Vessel Component	Location	Origin of Stress	Type of Stress	Classification
Cylindrical or spherical shell	Shell plate remote from discontinuities	Internal pressure	General membrane Gradient through plate thickness	P_m Q
		Axial thermal gradient	Membrane Bending	Q Q
	Junction with head or flange	Internal pressure	Membrane Bending	P_L Q^a
Any shell or head	Any section across entire vessel	External load or moment, or in- ternal pressure	General membrane averaged across full section. Stress com- ponent perpendicular to cross section	P_m
		External load or moment	Bending across full section. Stress com- ponent perpendicular to cross section	P_m
	Near nozzle or other opening	External load or moment, or in- ternal pressure	Local membrane Bending Peak (fillet or corner)	P_L Q F
	Any location	Temp. diff. between shell and head	Membrane Bending	Q Q
Dished head or conical head	Crown	Internal pressure	Membrane Bending	P_m P_b
	Knuckle or junction to shell	Internal pressure	Membrane Bending	P_L^1 Q
Flat head	Center region	Internal pressure	Membrane Bending	P_m P_b
	Junction to shell	Internal pressure	Membrane Bending	P_L Q
Perforated head or shell	Typical ligament in a uniform pattern	Pressure	Membrane (Av. thru cross section) Bending (Av. thru width of lig., but gradient thru plate) Peak	P_m P_b F
	Isolated or atypical Ligament	Pressure	Membrane Bending Peak	Q F F
Nozzle	Cross section perpendicular to nozzle axis	Internal pressure or external load or moment	General membrane av. across full section. Stress component perpendi- cular to section	P_m (See NB- 3227.5)
		External load or moment	Bending across nozzle section	P_m (See NB- 3227.5)
	Nozzle wall	Internal pressure	General membrane Local membrane Bending Peak	P_m (See P_L NB- Q 3227.5) F
		Differential expansion	Membrane Bending Peak	Q Q F
Cladding	Any	Differential expansion	Membrane Bending	F F
Any	Any	Radial Temp Distribution ²	Equivalent Linear Stress ³	Q
			Non-Linear Portion of Stress Distribution	F
Any	Any	Any	Stress Concentration (notch effect)	F

Stress Category	Primary		
	General Membrane	Local Membrane	Bending
Description (For examples, see Table NB-3217-1)	Average primary stress across solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers discontinuities but not concentrations. Produced only by mechanical loads.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads. (Note 2)
Symbol (Note 1)	P_m	P_L	P_b
Combination of stress Components and Allowable Limits of Stress Intensities.	<pre> graph TD Pm[Pm] --> PmSm((Pm - Sm)) PL[PL] --> PL15Sm((PL - 1.5 Sm)) Pb[Pb] --> PL15Sm PmSm --> PL15Sm PL15Sm --> PLPb15Sm((PL + Pb - 1.5 Sm)) </pre> <p>————— Use Design Loads</p>		

NOTE 1: The symbols P_m , P_L , and P_b do not represent single quantities, but rather sets of six quantities representing the six stress components σ_t , σ_l , σ_r , τ_{ll} , τ_{lr} , and τ_{rl} .

NOTE 2: Bending component of primary stress for piping shall be the stress proportional to the distance from centroid of pipe cross-section.

☒ 2.4.2 NB-3221-1 STRESS CATEGORIES AND LIMITS OF STRESS INTENSITY FOR DESIGN CONDITIONS

Stress Category	Primary			Secondary		Peak
	General Membrane	Local Membrane	Bending	Expansion	Plus Bending	
Description (for examples see Table NB-3217-2)	Average primary stress across solid section. Excludes effects of discontinuities and concentrations. Produced by pressure and mechanical loads, including inertia earthquake effects.	Average stress across any solid section. Considers effects of discontinuities but not concentrations. Produced by pressure and mechanical loads, including inertia earthquake effects.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes effects of discontinuities and concentrations. Produced by pressure and mechanical loads, including inertia earthquake effects. (Note 6)	Stresses which result from the constraint of "free end displacement" and the effect of anchor point motions resulting from earthquakes. Considers effects of discontinuities but not local stress concentration. (not applicable to vessels)	Self-equilibrating stress necessary to satisfy continuity of structure. Occurs at structural discontinuities. Can be caused by pressure, mechanical loads, or by differential thermal expansion. Excludes local stress concentrations.	(1) Increment added to primary or secondary stress by a concentration (notch). (2) Certain thermal stresses which may cause fatigue but not distortion.
Symbol (Note 4)	P_m	P_L	P_b	P_e	Q	F
Combination of stress components and allowable limits of stress intensities						

Legend

○ Allowable Value

□ Calculated Value

--- Operating Loads

Note 1. When the secondary stress is due to a temperature transient at the point at which the stresses are being analyzed or to restraint of free end deflection, the value of S_m shall be taken as the average of the tabulated S_m values for the highest and the lowest temperatures of the metal during the transient. When part or all of the secondary stress is due to mechanical load, the value of S_m shall not exceed the value for the highest temperature of metal during the transient.

Note 2. The stresses in category Q are those parts of the total stress that are produced by thermal gradients, structural discontinuities, etc., and they do not include primary stresses that may also exist at the same point. However, it should be noted that a detailed stress analysis frequently gives the combination of primary and secondary stresses directly and, when appropriate, the calculated value represents the total $P_m + P_b + Q$ and not Q alone. Similarly, if the stress in category F is produced by a stress concentration, the quantity F is the additional stress produced by the notch over and above the nominal stress. For example, if a point has a nominal stress intensity, P_m , and has a notch with a stress concentration factor, K, then $P_m \leq S_m(K - 1)$, and the peak stress intensity equals $P_m + P_m(K - 1) = KP_m$. However, P_L is the total membrane stress that results from mechanical loads, including discontinuity effects, rather than a stress increment. Therefore, the P_L value always includes the P_m contribution.

Note 3. S_a is obtained from the fatigue curves, Figs. I-9.0. The allowable stress intensity for the full range of fluctuations is $2S_a$.

Note 4. The symbols P_m , P_L , P_b , P_e , Q , and F do not represent single quantities but sets of six quantities representing the six stress components σ_1 , σ_2 , σ_r , τ_{1r} , τ_{2r} , and τ_{rt} .

Note 5. Special rules for exceeding $3S_m$ are provided in NB-3228.3.

Note 6. Bending component of primary stress for piping shall be the stress proportional to the distance from centroid of pipe cross-section.

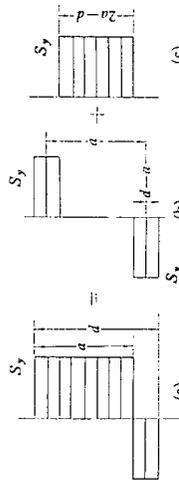


図 2.4.4 軸力と曲げによる崩壊時の断面内応力分布 (矩形断面梁)

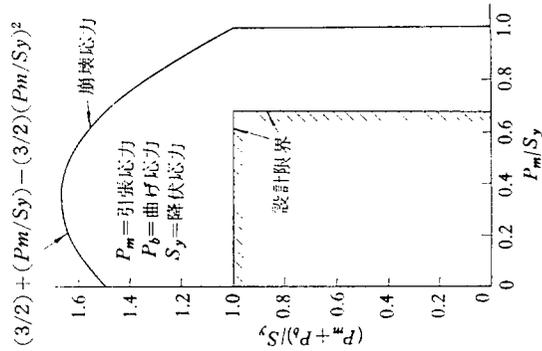


図 2.4.5 軸力と曲げの重量荷重による崩壊応力線図 (矩形断面) と設計限界

そこで P_m 、 P_b を軸力または曲げモーメントによる弾性計算応力とすれば

$$P_m = L/bd = (2a - d) S_y / d \quad \dots\dots\dots (2.4.3)$$

$$P_b = 6M/bd^2 = (6/d^2)(d - a) \cdot a \cdot S_y \quad \dots\dots\dots (2.4.4)$$

となり、(ただし $S_y \equiv \sigma_y$) (1)、(2)、(3)、(4)式から

$$(P_m + P_b) / S_y = - (3/2) (P_m / S_y)^2 + (P_m / S_y) + 3/2 \quad \dots\dots\dots (2.4.5)$$

が得られ、これを図示すると図 2.4.5 のようになる。同図より曲げだけで崩壊する際の弾性計算による応力は $1.5 S_y$ であり、また軸力だけの場合には S_y 、その他の場合は(5)式の値となるから、

(5)式を導くための条件と実際の構造部材の挙動との差異による安全率を考慮して設計上は図 2.4.5 のハッチした線を上限値とする。すなわち P_m に対しては $(2/3) S_y = S_m$ が、また P_L および $P_L + P_b$ に対しては $1.0 S_y = 1.5 S_m$ が制限値となる。

次に制限値 $3 S_m$ は次の根拠による。いま構造不連続部における上層荷重時の集中歪 ϵ_1 が降伏歪 ϵ_y 以上となる場合、材料を完全脆性体と仮定するならば図 2.4.6(a)のように $\epsilon_y \leq \epsilon_1 \leq 2 \epsilon_y$ である場合には最初の荷重によりシェーク・ダウンするから荷重繰返による応力と歪の関係はつねに BC 線上の点で与えられ、換言すれば弾性挙動を示すことになる。しかしながら図 2.4.6(b)のように $\epsilon_1 > 2 \epsilon_y$ となる場合には図のようにヒステリシスループを画きこれは塑性歪範囲が ϵ_{PR} である歪制御低サイクル疲労の問題となる。低サイクル疲労による解析は最後の段階で S_a という制限値に含ませてあるから結局疲労設計線図を使用しない範囲での最大限界値は $2 \epsilon_y$ 、すなわち $2 \epsilon_y = 2 \times (3/2) S_m = 3 S_m$ に制限されている。

最終的な許容限界値である S_a は炭素鋼、高張力鋼、オーステナイト鋼などについて与えられている両振の疲労線図から任意の寿命に対する時間強度として求まる。これらの疲労線図は図 2.4.7 に例示するように縦軸が応力振幅となっているが、これは便宜上(歪) \times (弾性係数)の表示としてあるだけであって、実質は完全両振歪制御低サイクルの $\epsilon - N$ 線図である。図 2.4.7 の上限に 2 本の best fit curve があるが、これは米国において母材の小型試験片を用いて行われた完全両振歪制御の低サイクル疲労試験から得られた多数のデータの 50% 破壊確率の $\epsilon - N$ 線図⁷⁾ である。これらを縦軸値について 2、寿命について 20 の減少係数をとって画き直すと図中の 2 本の点線が得られる。なおこの減少係数は寸法効果、腐食効果その他を考慮して定めた値といわれているが腐食性が著しい化学容器に対してはこれらの値をさらに大きなものとする必要がある。文献[7]によれば疲労設計曲線は $1/2$ および $1/20$ に減少させた 2 本の線の包絡線として画かれたとのことであるが図 2.4.7 の場合なるほど $UTS \leq 80 Ksi$ の疲労設計曲線は 5×10^3 サイクルまでは $1/20$ の曲線と完全に合致しているが、 $5 \times 10^3 \sim 2 \times 10^4$ の範囲では $1/20$ の曲線よりやや非安全側となり、また 1×10^5 サイクル以上の寿命では $1/2$ の曲線よりも非安全側となっている。母材ではなく溶接継手金属を試験部にした試験結果⁸⁾ と ASME の疲労設計線図とを比較すると時間強度比で約 $1/1.7$ 、寿命比で約 $1/3.5$ となって ASME のいう安全率を大きく下回るし、さらに図 2.4.8⁷⁾ からわかるようにノズルコーナーにおける疲労亀裂発生寿命が設計曲線のごく近傍にあることを考え合わせると、この疲労設計曲線を厳密な意味で、亀裂発生寿命基準に基いたものとして解釈することはやや無理である。換言すれば発生寿命基準といいつつながら暗黙のうちには伝播寿命という安全率を含ませているとも見做しうる。

2.4.2.2 その他の各国

ISO およびドイツ、英国、イタリア、オランダ、スウェーデン、チェコスロバキヤ各国の規格に与えられている許容応力を表記すると表 2.4.3 のようになる。ISO の R831 を除き降伏点基準に対する設計係数はすべて 1.5 であり、ASME の Sec. VIII などの 1.6 に比べて欧州規格は高い許容応力を採用しているようである。またスウェーデン、チェコ

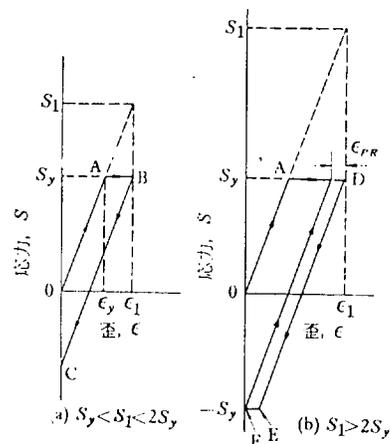
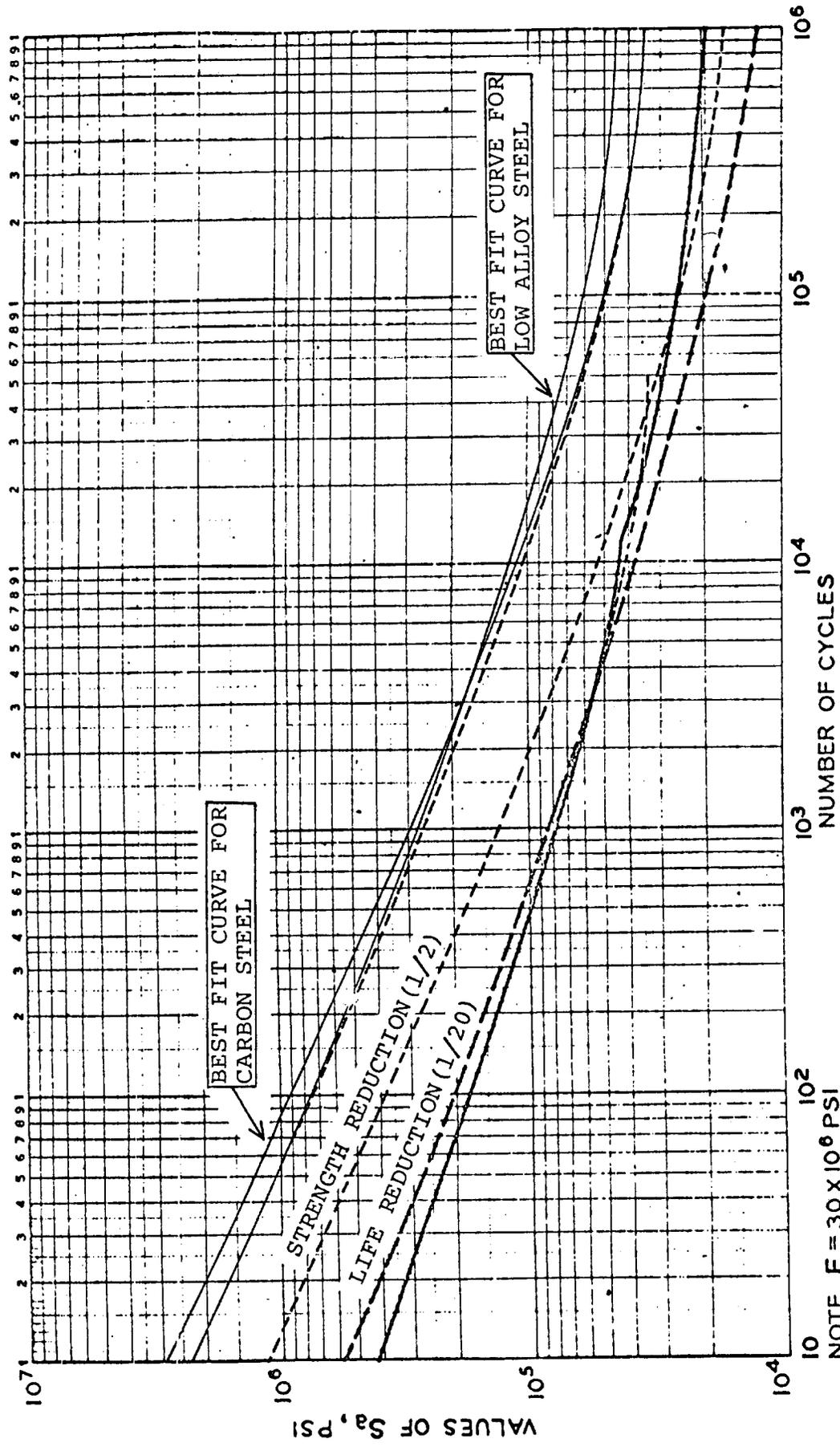


図 2.4.6 シェーク・ダウンとヒステリシス・ループ



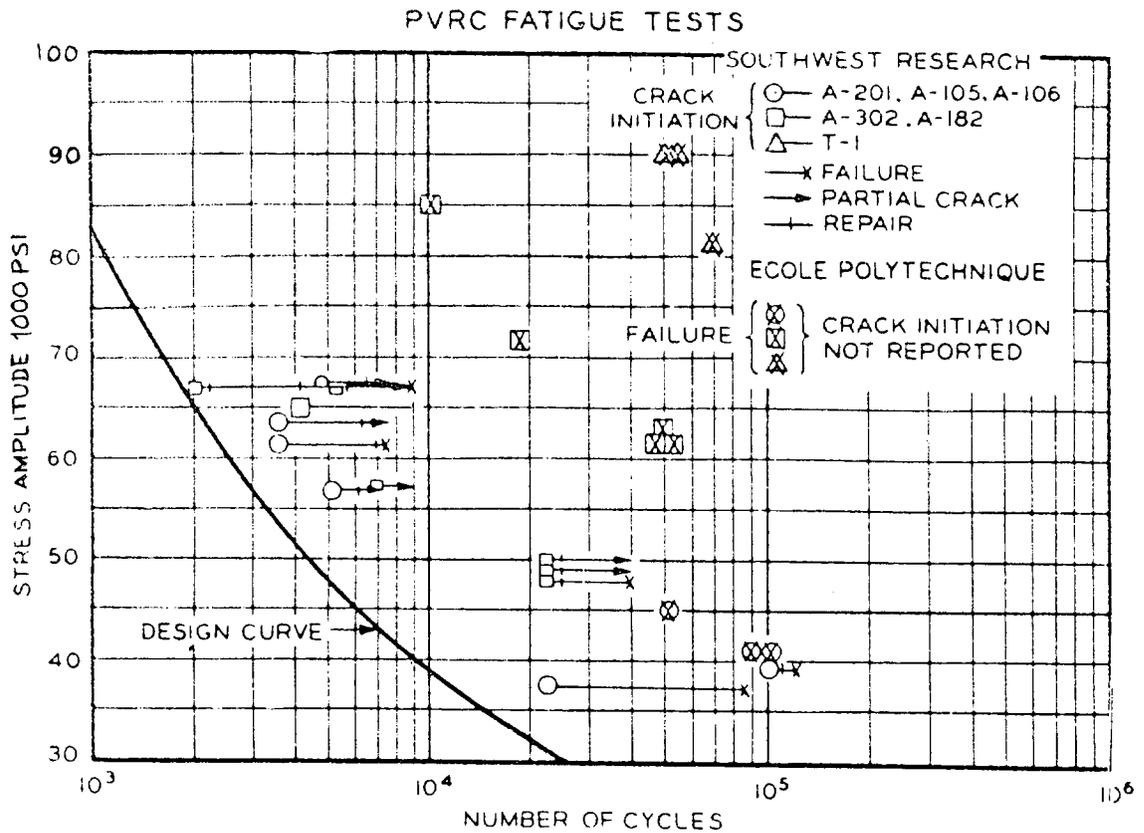
NOTE $E = 30 \times 10^6$ PSI

--- UTS $\leq 80,000$ PSI

--- UTS 115-130,000 PSI

INTERPOLATE FOR UTS 80-115,000 PSI

2.4.7 DESIGN FATIGUE CURVES FOR CARBON, LOW ALLOY, AND HIGH TENSILE STEELS
(For Metal Temperatures Not Exceeding 700 F)



スロバキヤ、オランダ、イタリーでは降伏点基準をとっていて、引張強さ基準はとっていないのは注目される。

表 2. 4. 3 各国規格における一次一般膜応力に関する許容応力 (圧延鋼)

国名	規格	許容応力 (いずれか小さい方)
英 国	BS 1515	$\frac{\sigma_u}{2.35}$ 、 $\frac{\sigma_y}{1.5}$
	BS 1113	$\frac{\sigma_u}{2.7}$ 、 $\frac{\sigma_y}{1.5}$ 、 $\frac{SR}{1.5}$
	BS 2790	$\frac{\sigma_u}{2.7}$ 、 $\frac{\sigma_y}{1.5}$
国 際	ISO/R831	$\frac{\sigma_u}{2.7}$ 、 $\frac{\sigma_y}{1.6}$ 、 $\frac{SR}{1.6}$ 、 $\frac{SC}{1.0}$
	ISO/R831(新)	$\frac{\sigma_u}{2.7}$ 、 $\frac{\sigma_y}{1.4}$ 、 $\frac{SR}{F}$
ド イ ツ	A.D. Merklatte	$\frac{\sigma_u}{2}$ 、 $\frac{\sigma_y}{1.5}$
イ タ リ ヤ		$\frac{\sigma_y(t)}{1.5}$ 、 $\frac{SR}{1.5}$ 、 $\frac{SC}{1.5}$
オ ラ ン ダ		$\frac{\sigma_y(t)}{1.5}$ 、 $(\frac{4}{9} \sim \frac{1}{2}) \sigma_u$
ス ェ ー デ ン		$\frac{\sigma_y(t)}{1.5}$ 、 $\frac{SR}{1.5}$ 、 $\frac{SC}{1.0}$
チ エ コ ス ロ バ キ ヤ		$\frac{\sigma_y(t)}{1.5}$ 、 $\frac{SR}{1.5}$ 、 $\frac{SC}{1.0}$

(注)

σ_y : 室温における降伏点または 0.2% ブルーフ応力

σ_u : 室温における引張強さ

$\sigma_y(t)$: 設計温度における降伏点または 0.2% ブルーフ応力

SR : 設計温度における 10 万時間ラプチャー応力

SC : 設計温度における 10 万時間 1% クリーブ歪発生応力

文 献

1. 飯田、" 圧力容器の低サイクル疲労強度 "、溶接学会誌、vol.37、№5
2. A.L. Gains and L. Porse, " Problems in the Design and Construction of Large Reactor Vessels " , Third United Nations International Conference of the Peaceful Use of Atomic Energy , May , 1964 .
3. ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. III , " Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components " , 1971 edition.
4. ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. VIII , Div. III , " Alternative Rules for Pressure Vessels " , 1968 edition.
5. " Design Criteria of Boilers and Pressure Vessels " , First International Conference on Pressure Vessel Technology , Delft , The Netherlands , Sept. , 1969.
6. 鶴戸口他、" 文献5の訳 "、高圧ガス、Vol.7、№4 (1970)
7. " Criteria of Section III of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Nuclear Vessels " , ASME , 1964 and 1971.
8. 安藤、飯田、阪部、塚田、" A 302 B 鋼溶接継手の疲労強度と原子炉容器の疲労設計線図について "、昭和43年4月、機械学会講演論文集№189