The Society of Naval Architects of Japan

(昭和53年5月　日本造船学会春季講演会において講演)

船体構造の疲労設計線図に関する一考察とそれによる損傷解析例

正員　的　場　正　明*

Some Consideration on Fatigue Design Diagram for Ship Hull Structure

by Masaaki Matoba, *Member*

Summary

Fatigue tests on ship hull structures have been conducted by R. Weck and J. J. W. Nibbering and also in Japan by Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. and other shipbuilders. On the basis of the results of these tests, this paper deals with a tentative plan of a fatigue design diagram centering on consideration of fatigue crack initiation life.

Structural members under consideration are transverse strength members with joints, longitudinal strength members with openings and longitudinals with scallops.

In calculating damage (D), the hot spot stress is used which is obtained by multiplying nominal stress by given stress concentration ratio K_t in cracked part of each structural member and stress increase ratio K_e due to decrease in effective width of face bars.

The diagram shows the lower limit of the relation between the hot spot stress and crack initiation life N_c. By using the diagram, frequency distribution of external force, and Miner's law, the possibility of fatigue failure of each structural member can be examined by whether damage (D) is greater than 1.0 or not.

The author has verified the appropriateness of the design diagram by comparing it with analysis results of fatigue failures in actual ship and the diagram has been compared with the fatigue test results of basic welded joints of simple shapes and the fatigue test results of smooth, simple shape specimens by constant strain amplitude.

1 緒　　言

船体構造の不連続部には，疲労による亀裂損傷が発生することが多い。その原因は海象による船体構造のとくに局部応力の応答が正確には求められていないこともあるが，構造要素の疲労強度が充分に把握されていないことが主である。

船体構造の疲労設計は液化ガス運搬船のような特殊な船をのぞけば現在まだ確立されていない。しかし，NV の Rule Proposal[1] や Petershagen の論文[2] に代表されるように通常の貨物船や油送船に対しても疲労設計を行なおうとする傾向にあり，わが国においても日本造船研究協会第170部会においてその問題を研究中である。

一方，船体と類似な溶接構造物であるクレーンや橋梁および海洋構造物に対しては BS 153[3]，DIN 15018[4]，AWS Code sec. 10[5] などの規格がすでに制定されている。

本報告は船体構造部材の模型に対して行なった内外の疲労試験結果を集め，それをもとに疲労設計線図の試案を作成し，その設計線図の妥当性を船体の実際の損傷例を解析することにより検証したものである。

今後の船体構造の疲労設計法確立のためのステップになることを目的とした。

2 疲 労 設 計 法

2.1 亀裂発生寿命基準による設計法

(1) 模型もしくは実船における疲労亀裂の状況は次のとおりである。まずミクロな亀裂の発生があり，それが伝播して肉眼で観察しうるような亀裂になり，さらに伝播して破断にいたる。設計法設定の議論における亀裂の発生は文献 6) にしたがい亀裂の表面の長さが 10mm もしくは板厚程度になる時と定義する。

この長さは実験で確度高く計測でき，またデータの分散が比較的小さい長さである。また，実船における設計感覚での亀裂発生時の長さ 30mm～100mm よりも本提案の長さ 10mm は短い。したがってそれをもとにした本報告の設計法は，亀裂長さ 10mm が 30mm 以上に進展するまでの伝播期間を安全率として見込むことにな

* 三菱重工業(株)長崎研究所

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

る。

（2） 模型実験結果

国内外の文献より集めた部材の模型実験の結果が文献7）に示されているが，それに補足を加えた。対象部材は Fig. 6～15 にその形状を示した。Fig. 2 にその全データ点を示す。

S_{max}-N_c 線図作成にあたっては，以下の諸事項を定義した。

亀裂発生回数 N_c；（1）で述べたとおりの定義であるが，それが不明の場合は肉眼で観察しうる亀裂を発見した時点とした。

応力集中率 K_t；Fig. 1 に示すように模型実験における弾性応力の計測値をつらねた延長線上のピーク応力 σ' を梁理論による応力 σ（桁材の面材の有効幅の減少は考慮）で除したものである。

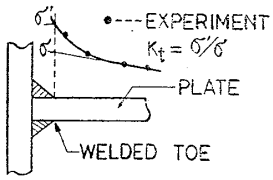


Fig. 1 K_t

K_t を求めるにあたって使用した計測値は溶接趾端より 3mm 以上離れた点の値であり，文献8）などを参照すれば，それは溶接の余盛形状の影響の入らない値である。したがって K_t 値は溶接の余盛形状の影響による応力集中をのぞいた溶接趾端ごく近傍の応力集中率であり，有限要素法などの応力計算もしくは模型実験により容易に求めうる。K_t 値は単純な突合せ溶接継手もしくはリブ十字隅肉溶接継手がその溶接線と直交する方向に荷重をうける場合に 1.0 となる構造的応力集中である。

面材の有効幅減少による応力上昇率 K_e；桁材の応力に関し，有効幅減少を考慮した梁理論応力 σ を全断面積有効とした応力 σ_0 で除した値を K_e とする（$K_e=\sigma/\sigma_0$）。

亀裂近傍の最大応力 S_{max}；実験において応力集中部が塑性域になることを無視して $S_{max}=K_t\cdot K_e\cdot\sigma_0$ で定義した。

また実験データがプログラム疲労試験の場合は ASME Sec Ⅲ[9] と同様な修正 Goodman 法により平均応力の修正をほどこし，Miner の法則を用い，疲労被害度が最大になる応力レベルをそのデータの応力レベルとみなして S_{max}-N_c 線図に換算した。模型試験結果の S_{max}-N_c のデータをまとめて Fig. 2 に示す。応力比 $R\approx0$ である。

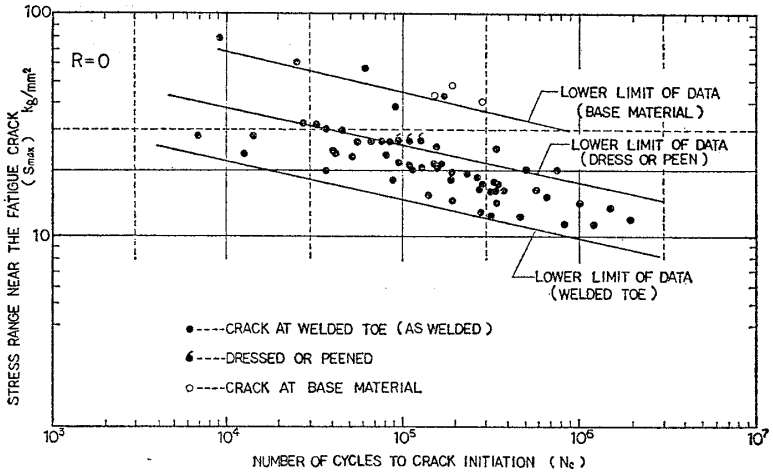


Fig. 2 S_{max}-N_c diagram of ship's hull members

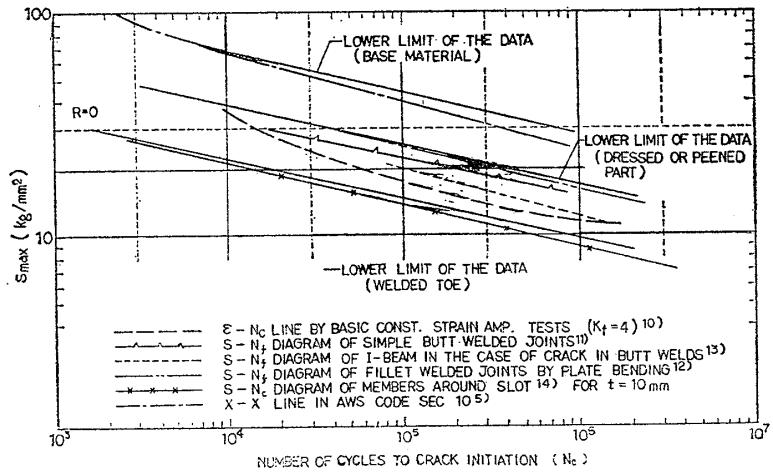


Fig. 3 Comparison the lower limits of the data with various lines

（3） 模型実験結果と各種線図の比較

Fig. 2 における溶接のままのデータ，溶接部をドレスもしくはピーニングしたデータ，母材のデータそれぞれの下限線といくつかの線図と比較すると Fig. 3 のようになる。比較の対象とした線図は AWS CODE SEC 10 の X-X 線図，基礎的な定歪 ε-N_c 線図[10]（$K_t=1.06$）をもとに $K_f=4.0$[9]，$S=E\varepsilon$（ε：ひずみ，E：ヤング率）とした線図，単純突合せ溶接継手の S-N_f 線図[11]，抱束付隅肉溶接部の板曲げに対する S-N_f 線図[12]，I 形梁の突合せ溶接部から発生する亀裂に対する S-N_f 線図[13]，および縦通材と交差する横桁材のスロット部のウェブスティフナ基部もしくはスロットふさぎ板とウェブの交差部に対する S_{max}-N_c 線図[14]である。

比較図 Fig. 3 より以下の考察が行なえる。

（a） 模型実験で母材から破断したデータ（図中白丸）は AWS X-X 線図よりやや強度が高い。AWS X-X 線図は母材に対する規定とみなすこともでき，溶接のままの継手に適用する際には，AWS 規定の文中にある Hot spot stress を溶接の余盛角や趾端形状を考慮した応

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

力集中値と理解しなければならないと考えている。

（b） 模型実験で溶接のままの溶接趾端より破断したデータの下限線は定歪試験より得られる ε-N_c 線図のひずみを弾性応力に換算し，疲労強度減少係数 $K_f=4.0$ とした線図とほぼ一致するが低サイクル高応力側では模型実験データの方が低くなる。この理由はデータ整理に当り弾性域の応力集中率を高応力まで延長適用したためである。すなわち塑性域ではひずみ集中率 K_ε は一般に弾性応力集中率 K_t より大きく，もし実際のひずみ値でデータを整理したと仮定すれば Fig. 2 における低サイクル側のデータ点はより高い応力側に移行し定歪試験のデータに一致する傾向になるであろう。

（c） I形梁の突合せ溶接部より破断する S-N_f 線図は模型実験で溶接のままのデータの下限線より強く，単純突合せ溶接に対する S-N_f 線図より低い強度を示す。I形梁と単純突合せ継手の強度差はI形梁における腹板溶接の残留応力によると推定してもよいであろう。

（d） I形梁と同程度の溶接残留応力を有すると思われる拘束付隅肉溶接部の板面外曲げの S-N_c 線図はI形梁のそれより強度が高い。この事実は船体用鋼板の平均的厚さ 12mm 程度において板の軸力と面外曲げの強度差を示していると推定しうる。

（e） スロットまわりのウェブスティフナ下端やスロットふさぎ板とウェブの接合部に対する S_{max}-N_c 線図は，本報告で対象とした部材の模型実験データの下限線とほぼ同等である。

（4） 亀裂発生寿命基準に対する設計線図

以下で議論する設計線図は，溶接の趾端部から発生する亀裂および母材から発生する亀裂に対するものである。船体構造は不静定であり，疲労亀裂が発生しても他の部材が荷重をうけもち，亀裂が停留することも多い。また亀裂が進展してもそれが不安定破壊等の全面破壊にいたるには何がしかの伝播寿命がありその間に補修しうるのが一般的である。したがって船体構造の亀裂発生寿命に対する設計線図は亀裂発生が致命的となる機種ほど大きな安全率を有する必要はない。

これより Fig. 2 におけるデータ下限線を設計線図としてさしつかえないと判断する。Fig. 4 に設計線図を示す。

設計線図における応力レベル S_{max} は（2）で定義したとおりである。設計線図の使用に当りいくつかの事項を考察せねばならない。

平均応力の影響は無視することにする。その理由は船体が複雑な溶接構造物であり，溶接残留応力，拘束応力が複雑であり厳密な平均応力値を求め得ず，外力が圧縮であるにもかかわらず片振引張条件下とさほど強度がかわらない例[15]もいくつかあることである。

疲労限以下の応力繰返しに関してはそれを無視し得ないという事実は多くの文献に示されているが，まだ決定的な考慮方法はない。本報告では線図使用の便利さという理由から S-N 線図を疲労限以下まで直線的に延長することにする。

重複損傷法則は Miner の法則を用い限界の疲労被害度 D を 1.0 とする。

（3）の（d）で示したように，板が軸力をうけるか曲げをうけるかによって強度に差はある。しかしその差はさほど大きくなく，また過去の研究において強度差に重要な板厚をパラメータとした検討がないので，ここでは特に規定しないことにする。

また対象とする部材によっては，その疲労被害は低サイクル高応力領域が中心になる場合がある。その場合は塑性ひずみを考慮した取り扱かいをする必要があるが，ここではとくに述べない。設計線図もほぼ $N_c \approx 5\times10^3$ より大きいくり返しについてのものである。

（5） 応力集中率 K_t, K_e

設計線図の縦軸 S_{max} は前述したように有限要素法もしくは模型実験によって容易に求めうるものであり，対象部材ごとに求めるべき値である。

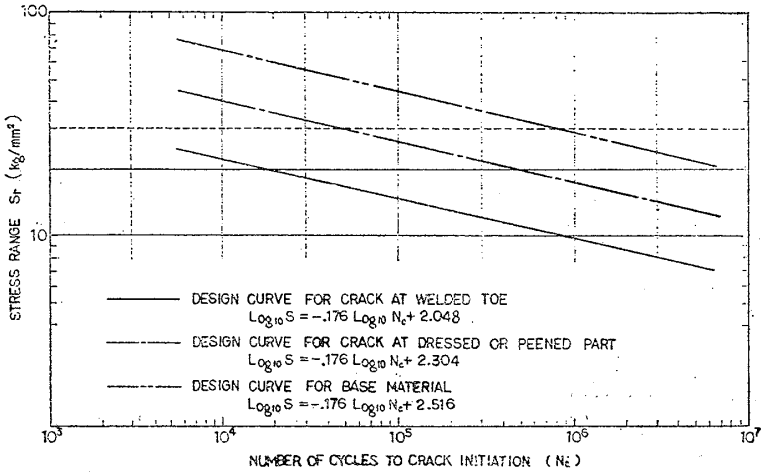


Fig. 4 Fatigue design diagram for ship's hull (MS)

しかし対象部材の重要度が低いとか，その強度評価を目安づけのみにしようとする場合はすでに求められている固有の寸法における K_t 値が参考になる。K_t 値の例を以下に示す。

（a） K_e

K_e は文献 7）に示されている。肋骨型の横強度部材交差部が曲げをうける場合の $K_e=1.05$ が標準的である。なお，アングル材のねじれにもとずいた有効幅減少効果は K_t の項で考慮ずみである。

二重船殻構造のビルジ部における K_e は Fig.5 に示すとおりであり，ソリッド

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

フロア，インターミディエトフロア両方の部材について値を示した。直交交差，斜交交差の両型式に使用できる。また，断面係数計算においては，インターミディエトフロアの部材も算入する。

（b） R型交差の場合[7),16),19)]は R/h がほぼ1.5では Fig. 6 に示すとおりであり面材の継手位置により K_t を区別する。R型交差の場合は R/h，面材の板厚，板幅，および補強法により K_t 値が変化することはよく知られているとおりである。

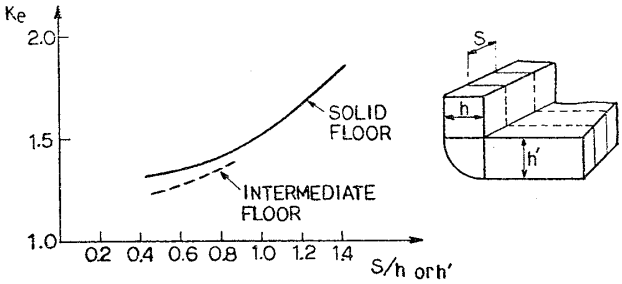


Fig. 5 K_e (double hull structure)[7)]

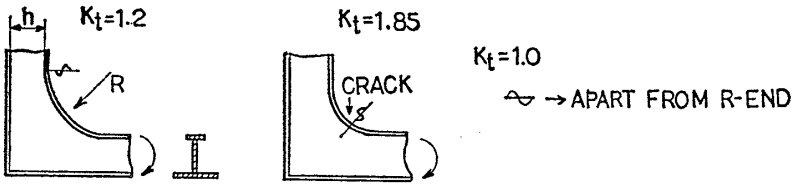


Fig. 6 K_t of R-type connection[7),16),19)]

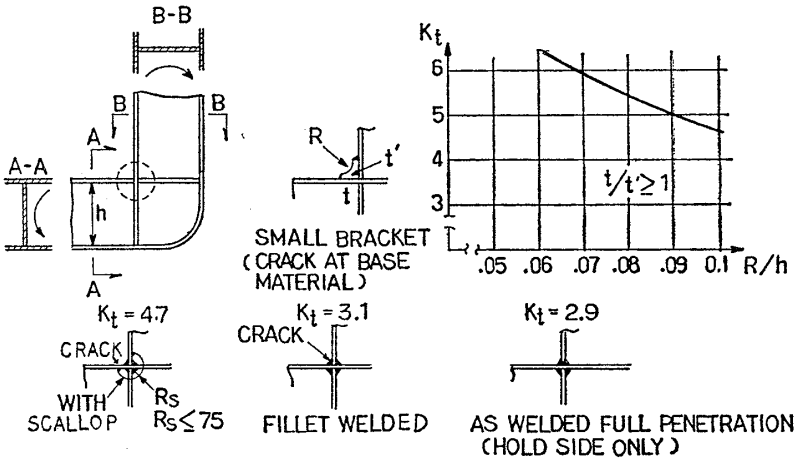


Fig. 7 K_t of right angled double hull connection[7),17)]

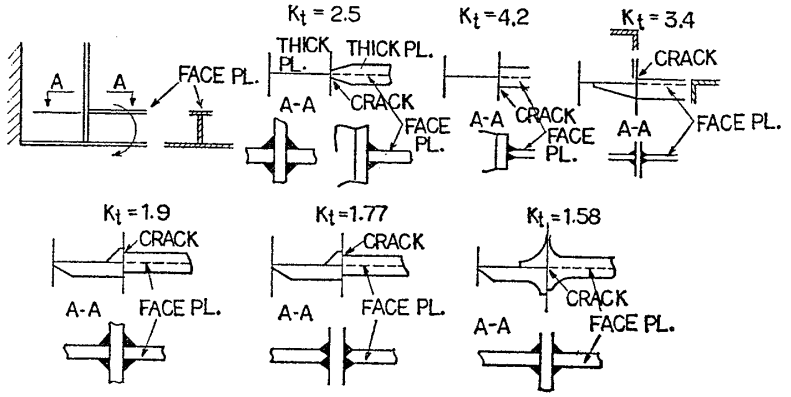


Fig. 8 K_t of right angled frame connection[7),18)]

（c） 直交型二重殻交差の場合[7),17)]の4型式の K_t を Fig. 7 に示す。小肘板付きの場合の K_t は R/h をパラメータに与えられている。応力算定に際しては sec A-A, B-B のうち断面係数の値の小さい方の断面をもとに計算した交差部の公称応力である。

（d） 直交型肋骨交差の場合[7),18)]の6型式の K_t を Fig. 8 に示す。基準応力は肋骨のつけ根での公称応力である。

（e） 斜交型二重殻交差の場合[7),17)]の K_t を Fig. 9 に示す。公称応力のとり方は（d）と同じである。

（f） 斜交型肘骨交差の K_t[7),19)] を Fig. 10 に示す。

（g） 肘板付肋骨交差の K_t[7),16),20),21)] を Fig. 11 に示す。K_t は肘板付の防撓材の形状や型式をパラメータに Fig. 11(a) で表わされる。Fig. 11(a) の K_t 算式における各パラメータは Fig. 11(b) および Fig. 11(c) で表わされる。基準応力は肘板の辺縁に生ずる応力であるが，肘板端の肋骨の公称応力を基準応力とする場合は，Fig. 11(d) を用いて肘板辺縁応力に換算する。

Fig. 11に示した以外の型式の肘板[7),19)]の K_t を Fig. 12 に示す。

（h） 縦通材の応力集中部の K_t 値[7),22)]を Fig. 13 に示す。1例を除いて，縦通材が軸力をうける場合であるが，曲げをうける場合についても亀裂部分の公称応力に対する K_t 値はさほど差はないと推定している。

（i） 甲板に設けられた補強開口に対する K_t を Fig. 14 に示す[7),23)]。$K_t<1.0$ は単純突合せ継手より強いことを意味する。基準応力は板の一様引張応力である。

（j） 縦通材と横強度部材付の肘板との交差部の K_t 値[24)]を Fig. 15 に示す。基準応力は縦通材の公称曲げ応力である。

2.2 亀裂伝播寿命基準による設計法

疲労亀裂伝播寿命の検討は船体の設計においては液化ガス運搬船のような特殊な場合をのぞいては行なわれていない。通常，船に対して疲労亀裂伝播から不安定破壊への移行を考慮する破壊管理制御

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

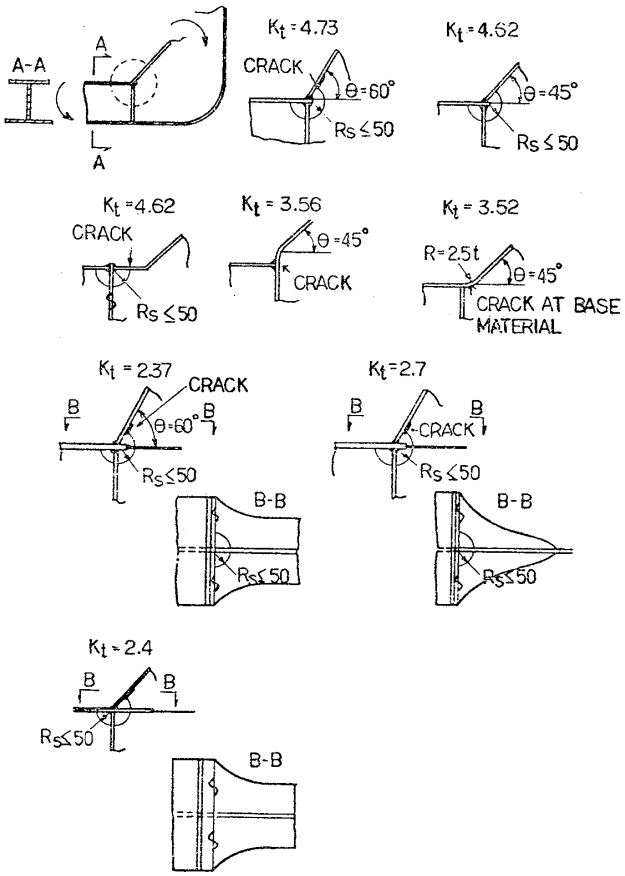


Fig. 9 K_t of oblique angled double hull connection[7),17)]

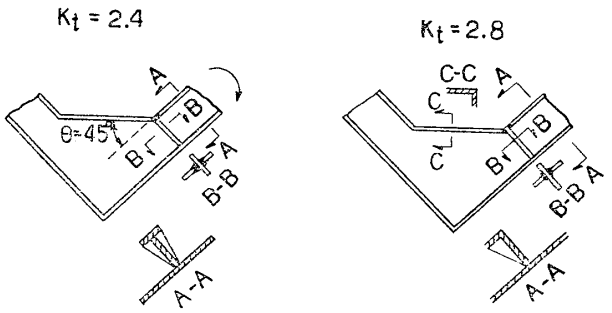
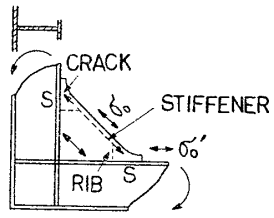


Fig. 10 K_t of oblique angled frame connection[7),19)]



$$K_t = \frac{\sigma'}{\sigma_0} = \alpha \cdot f(\theta) \cdot f(T/P) \cdot f_r \cdot f_t$$

f_r = 0.76 (WITH RIB)
1.0 (NO RIB)

f_t = FIG. 11c

Fig. 11(a) K_t of bracketed connection[7),16),20),21)]

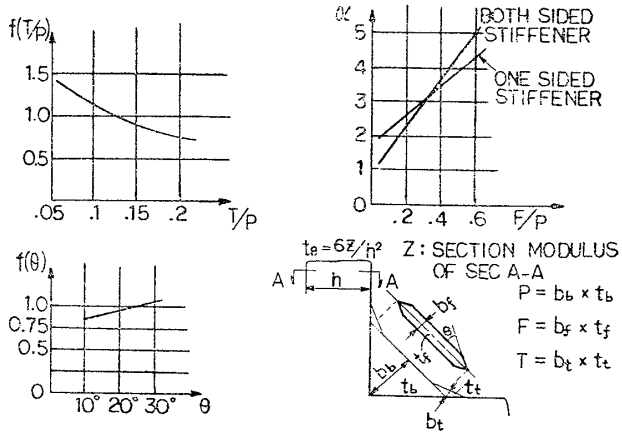


Fig. 11(b) Coef. of f, α

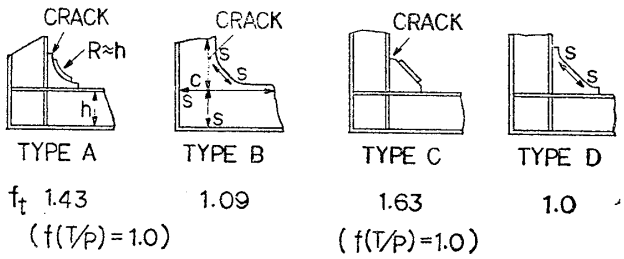


Fig. 11(c) f_t

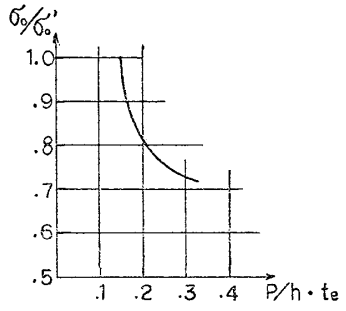


Fig. 11(d) σ_0/σ_0'

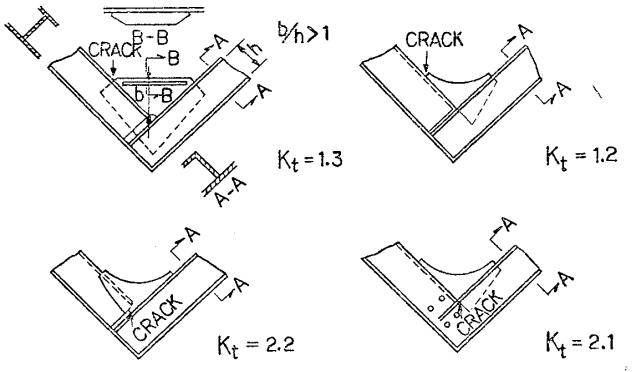


Fig. 12 K_t of bracketed connection except Fig. 11[7),19)]

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

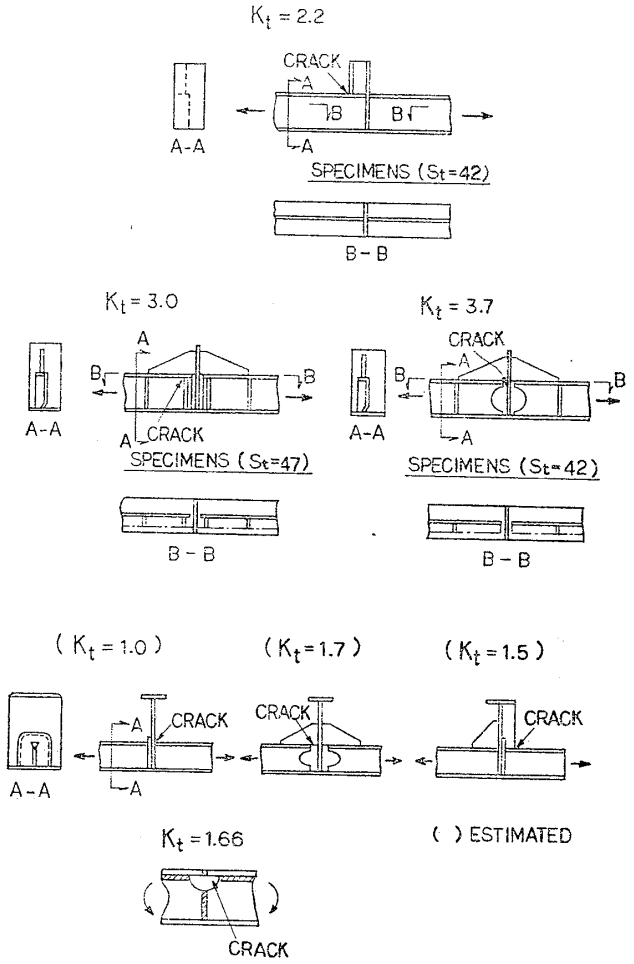


Fig. 13 K_t of discontinuous parts of longitudinal[7),22)]

設計が現在日本造船研究協会第169部会において研究されており，近年には結論が出るものと期待されている。

本報告では著者が行なってきた模型疲労試験に対する亀裂伝播解析[17),20),25)]をもとに2～3の考察を行なう。

文献6)でも述べたようにParisの法則 $da/dN=c(\Delta K)^m$ を用いて整理した模型実験結果の平均値は，基礎的な亀裂伝播試験結果の平均値を示す関係式[7)] $\log_{10}c=-1.94m-3.77$ において $m=2\sim5$ とおいた値とほぼ同じである。また，Fig. 16 に示すように模型実験の伝播寿命の標準偏差の3倍の線はほぼ全データをその中に含み，速度の平均値の $10^{\pm2}$ mm/cycle 倍である。一般に

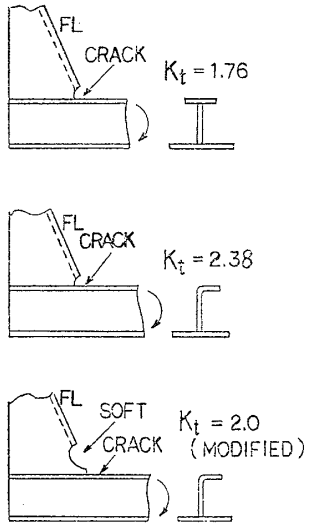


Fig. 15 K_t of bracket to longitudinal connection[24)]

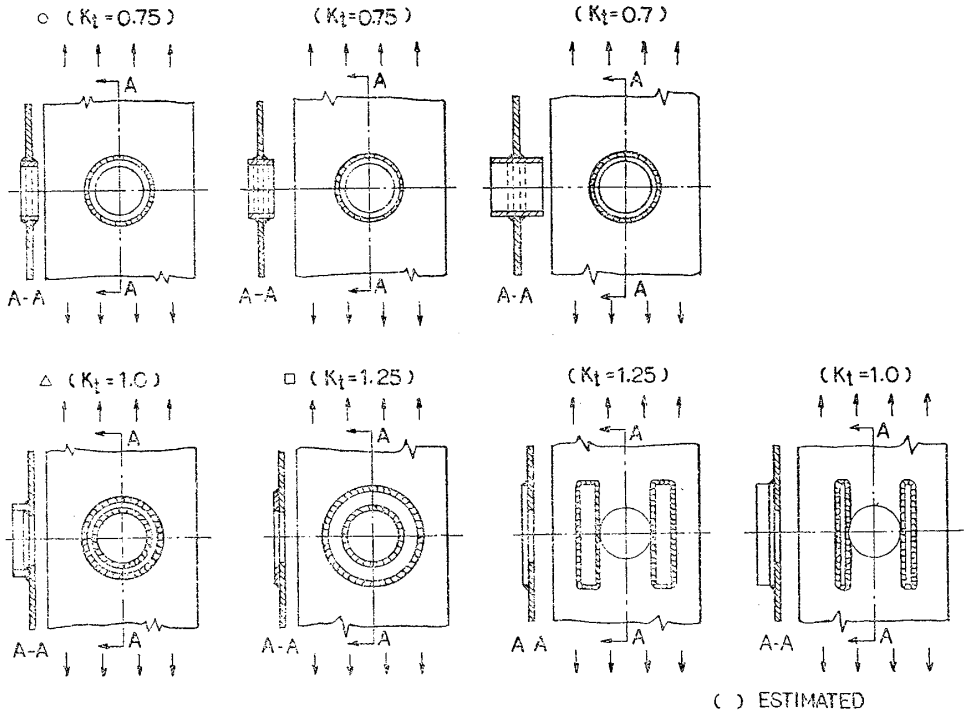


Fig. 14 K_t of reinforced perforated plate[7),23)]

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

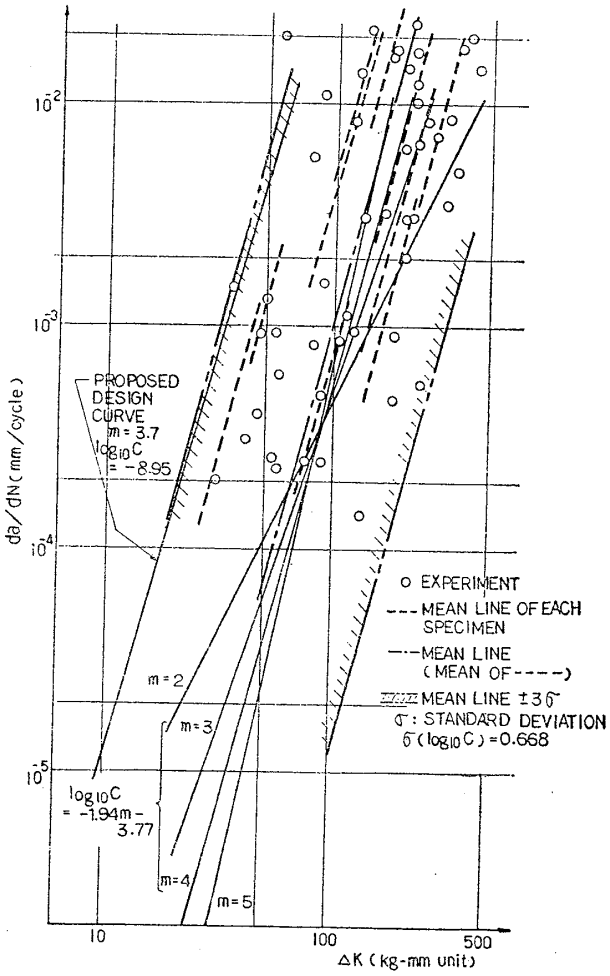


Fig. 16 Comparison of crack propagation rate between basic and model test

溶接の隅肉趾端に沿って亀裂が伝播する場合や隅肉溶接の溶着金属を割りながら伝播する場合は，その速度は母材中を伝播する場合より速く，およそ 10 倍になるという結果もある[17]。しかし，そのような場合も平均値の 10^{+2} 倍の速度以内である。

また，船体用鋼板である軟鋼および HT 50 の基礎試験における m 値の平均は 3.7 程度[7]である。

疲労亀裂伝播において鋼材の場合，平均応力の影響はさほど大きくないこと[7]や圧縮繰返しにおける伝播量は小さいこと[7),20]が知られている。

以上より通常の船体用鋼板に対する設計線図として，Paris の法則を用い，$da/dN=c(\Delta K)^m$ における定数として $m=3.7$, $\log_{10}c=-8.95$, a：亀裂半長，kg-mm 単位とすることを提案する (Fig. 16)。

なお，K 値解析は充分配慮された置きかえモデルもしくは有限要素法などによるものとする。

3 損傷解析による疲労設計法の検証

3.1 損傷の概要

疲労による亀裂を生じた損傷船を解析し，その結果を前述した疲労設計法と対照し，その妥当性を検討する。

損傷個所は曲げをうけるＩ形梁の面材の突合せ溶接部，同じく曲げをうけるＩ形梁の皮材のシーム溶接部および梁に隅肉溶接された皮材が板面外曲げをうける部分の３個所である。

損傷は就航後４～８年で生じた亀裂であり後述する破面解析の結果やその損傷状況から疲労損傷であることを確認した。環境はほとんど腐食をうけない状況である。

3.2 損傷解析

（1） 応力解析

疲労解析を行なうに先立ち，外力および構造，応力解析を行なった。ログブック，文献による海象調査をもとに外力を設定して，波浪変動圧計算，梁理論による構造解析，有限要素法によるズームアップ応力解析を行なった。考慮した外力は積荷，および脚荷状態の波の山，谷，静水の各状態および積荷の船体運動による加速度成分である。

計算結果の詳細は省略するが，応力状態はＩ形梁の皮材ではほぼ片振引張り，Ｉ形梁の面材および面外曲げをうける板では片振圧縮である。損傷部の超過確率 $Q=10^{-5}$ における応力範囲の値はいずれも 15～25 kg/mm² 程度である。

（2） 損傷部の破面解析

損傷した面外曲げをうける皮材についてフラクトグラフィによる解析を行なった。Fig. 20(a) に破面のマクロ写真を示す。マクロ的には破面は比較的平滑で疲労破面特有の貝殻模様が見られる。亀裂の起点は約 60mm 幅であり幅の中央が高応力の部分である。

Fig. 20(b) には代表的に２個所のミクロ写真を示す。ミクロ写真にはストライエーションが見られる。ストライエーションの間隔（荷重繰返し１回に対する亀裂の伝播距離に相当するといわれている）は $1\sim2\times10^{-4}$ mm である。

ストライエーションの間隔より以下の概括的考察が行なえる。

ストライエーションを形成する程度の大きさの応力振幅に換算した板貫通までの繰返し数は，板厚 18mm/$1\sim2\times10^{-4}=0.9\sim1.8\times10^5$ 回程度である。損傷船の１航海の荷重の繰返しは約 1.5×10^5 回であるが，そのうちストライエーションを形成するような大きさの荷重の繰返し数はせいぜい４～５分の１であろう。したがってこの損傷部の亀裂は発生後板を貫通するまで４～５航海を要したものと思われる。

板の曲げ応力範囲として，仮に 10 kg/mm² (約 $Q=10^{-2}$)，亀裂の長さとして板厚の半分とすると文献 26) と Fig. 21 より $\Delta K=80$ kg/mm$^{-3/2}$ が得られる。Fig. 16 より基礎試験，模型試験の平均的伝播速度の $\Delta K=$

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

80kg/mm$^{-3/2}$ での値は 2×10^{-4}mm/cycle である。この値は観察されたストライエーションの大きめの間隔である。したがって本損傷解析から判断すると Fig. 16 に示す伝播設計線図は安全側にすぎると推定できる。

（3） 疲労解析

疲労解析にあたって使用した S-N 線図は Fig. 3 に示すものであり，面外曲げをうけた皮材の亀裂の解析には隅肉面外曲げの線図をI形梁の面材および皮材の溶接部の亀裂の解析にはI形梁の曲げの線図を用いた。いずれも 50% 破壊確率線である。

変動応力の分布については，累積頻度線図を縦軸の変動応力と横軸の繰返し数の対数が直線関係であるとした。疲労被害度計算にあたっては 2.1 にしたがい S-N 線図を疲労限を無視し直線的に延長し，Miner の法則を用い，平均応力の影響は無視しすべて片振引張りとした。平均応力の影響無視はI形梁の面材と面外曲げをうける皮材について平均的に約 20kg/mm^2 の引張残留応力もしくは拘束応力が存在すると仮定したことになる。この仮定は実船の亀裂が損傷状態で口開きしていたこと，また皮材については許容範囲内の初期たわみがあることによっても容易に生じうる応力であるから，妥当な仮定であると判断できる。

なお応力振幅 σ_a は波浪による応力 σ_w と積荷加速による応力 σ_{ac} の二乗和平方根 $\sigma_a=\sqrt{\sigma_w^2+\sigma_{ac}^2}$ であるとした。

疲労被害度Dの計算値を Fig. 17～19 に示す。面外曲げをうける皮材 (Fig.17) とI形梁皮材 (Fig.18) においては高いD値の時に損傷をおこしている。図中に示した非破壊確率線は損傷がDに関し対数正規分布であると仮定して計算したものである。I形梁の面材部分の損傷部の疲労被害度のうち括弧をつけた部分は低いD値で損

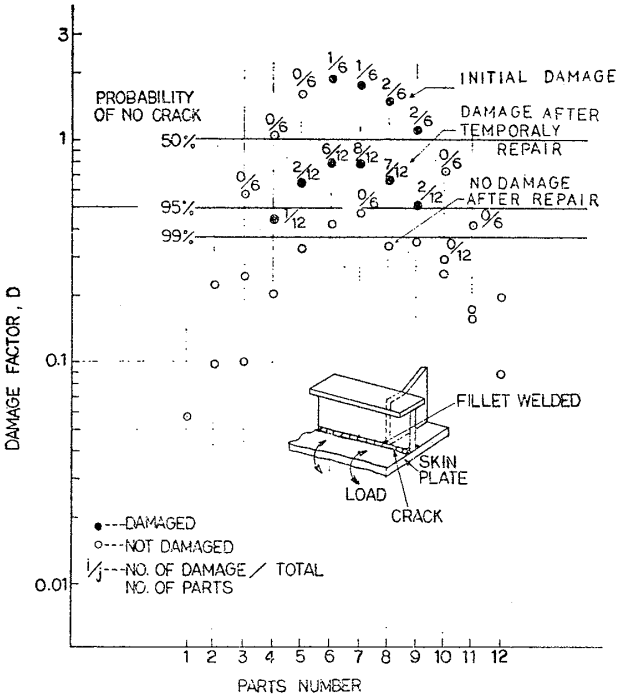


Fig. 17 Damage factor of fillet welded plate by plate bend

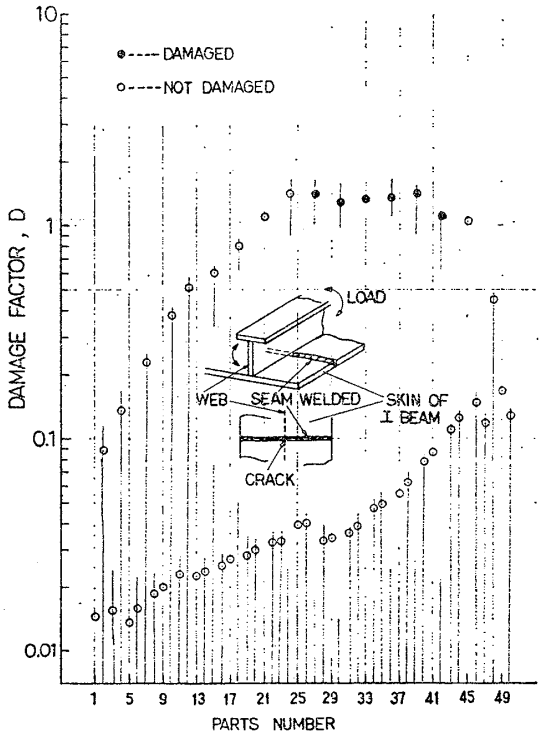


Fig. 18 Damage factor of seam welded skin of I beam by bending

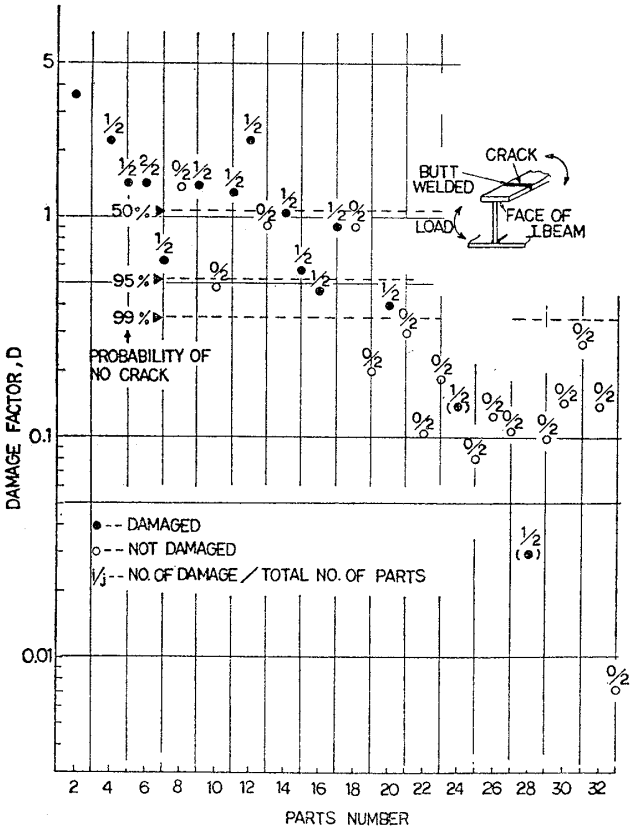


Fig. 19 Damage factor of butt welded faces of I beam by bending

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

Arrow indicate the crack initiation point

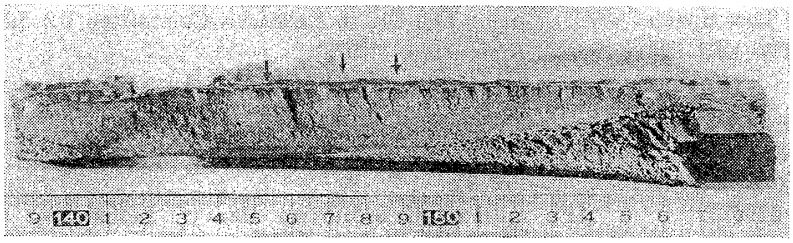
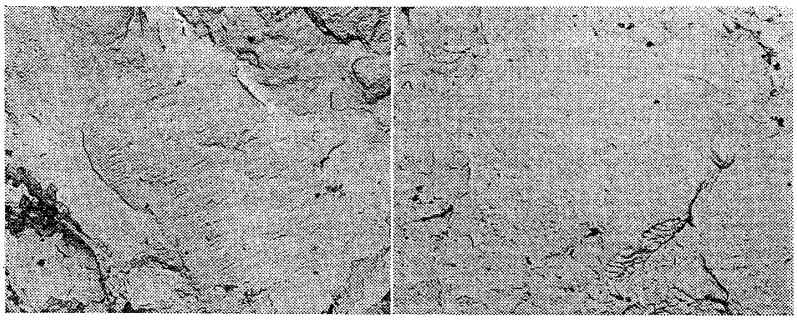
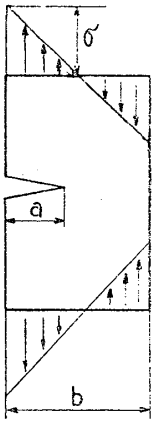


Fig. 20(a) Macro of fracture surface (plate thickness $t=18$ mm)



(A) 5~7 mm from crack initiated point (B) 13~15 mm from crack initiated point

Fig. 20(b) Micro of fracture surface



$\sigma = \frac{6M}{b^2}$

M---MOMENT

$K = 1.5\sigma\sqrt{\pi a}$

(IN THE CASE OF $a/b = 0.5$)

Fig. 21 Model for analysis by fracture mechanics

傷しているが，これが工作誤差が原因であると仮定してそのデータを無視し非破壊の確率線を求めた。

Fig. 17 において同一部材に対しデータが3点あるが，これは部材番号8に例示したように，疲労被害度Dの高い方から順に初期損傷，応急補修後の損傷，本格的補修後の非損傷それぞれのデータである。

どの損傷も 50% 非破壊確率線はほぼ $D=1.0$ 付近になる。

3.3 疲労設計法の検証

3.2 で述べたとおり損傷解析を設計線図設定のもととなった Fig. 2 の S_{max}-N_c 線図のデータのほぼ中央にある S-N 線図を用いて行なった結果，ほぼ疲労被害度 $D=1.0$ で損傷したということになった。

解析で使用する S-N 線図のNのずれ量とDの計算値がほぼ比例関係にあることから，この損傷船を提案の設計線図を用いて解析してみれば 50% 破壊確率線はほぼ $D=10.0$ となり損傷は当然の結果となる。

したがって設計線図は本損傷船に対しほぼ 10 倍の寿命安全率をもった線図である。

損傷船の就航航路は世界でもっともきびしい海域の一つである北太平洋であったが，損傷部の腐食環境はかなり良好なものであった。他船においてはそれぞれ特徴をもった状況にあろうが，本損傷船と大幅な違いはないであろう。本研究で提案した疲労亀裂発生寿命を基準とした設計法は妥当であると判断している。

伝播寿命を基準とした設計法については充分な検証はできなかったが，3.3(2) で述べた損傷破面解析から実船の亀裂伝播が Fig. 16 の伝播速度の中央値程度ではないかと推定される。

4 結　　言

本研究は船殻の部材の模型疲労試験結果をもとに疲労設計線図（基準）案を作成し，損傷解析によりその妥当性を検討したものである。設計基準には製品の使用条件，期間，工作の難易などを考慮したうえで必要な品質（信頼性）を確保しなければならない。設計者はそれらの要因を考慮して本提案基準を，適宜異った安全率をもつように変更してもさしつかえないが，標準的な船舶についてはほぼ妥当な基準を与えるものと思う。

本研究を行なうにあたり，有益な指示をいただいた東京大学 飯田國廣教授，造船研究協会第 200 部会部会長 寺沢一雄名誉教授，第2分科会長 八木順吉教授，高橋幸伯教授をはじめ関係各位に深く感謝の意を表する。また，三菱重工業長崎研究所 森正浩船体強度研究室長，横浜造船所 山形俊介主務に有益なアドバイスを受けたことを感謝する。

参 考 文 献

1) Det Norske Veritas : Design Principles and Criteria for an Intended Total Revision of the Rules for Hull Structures, (Sept. 1973).
2) H. Petershagen : Kriterien zur Bemessung der Schiffskonstruktion, STG 70, Beitr 14 (1977).
3) BS 153 Steel Girder Bridges (1972).
4) DIN 15018 Krane Grundsätze der Betriebsfestigkeit (1974).
5) AWS Structural Welding Code (1972).
6) M. Matoda : Some Consideration on the Rela-

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

tionship Between the Fatigue Strength Data Obtained Using Scale Models and Test Specimens of Typical Welded Joints, IIW-XIII-798-76 (1976).

7) The Shipbuilding Research Association of Japan : Research on Fatigue Strength of Ship Structure—The 200th Research Committee 2nd Sub committee, Report No. 86 (1977).

8) F. V. Lawrence : Estimation of Fatigue Crack Propagation Life in Butt Welds, Welding Journal (1973).

9) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec III (1971).

10) K. Iida, Y. Fukuda : Strain Cycling Fatigue of Ship Structure Steels, IIW-XIII (1969).

11) Data Presented at SR 200-2K Committee by KHI.

12) S. Yamagata, et al. : Fatigue Strength of Fillet Welded Plate by Out Plane Bending, Unpublished copy by Mitsubishi Heavy Industries (1972).

13) W. H. Munse : Behavior of Welded Built up Beams under Repeated Load, Welding Journal (1957).

14) K. Iida, M. Matoba : Japanese Study on the Fatigue Strength of Slotted Ports in Ship's Hull Members, IIW-XIII-834-77 (1977).

15) M. Matoba, et al. : On the Fatigue Strength of Slotted Bottom Transverse in Double Bottom Structure in Segregated Ballast Tanker, IIW-XIII-799-76 (1976).

16) The Shipbuilding Research Association of Japan : The 110th Research Committee D2 Sub committee, (1972).

17) M. Mori, M. Matoba, et al : Application of Program Fatigue Test to Member Joints of Hulls, Mitsubishi Technical Bulletin No. 78 (1972).

18) Ishikawajima-Harima Heavy Industries : サイドフレーム下端部の疲労強度，造船学会構造委員会関西地区部会-76-3-3 (1976).

19) J. J. W. Nibbering : Beam Knees and Other Bracketed Connections, Int. S Progress (1961).

20) M. Matoba : Study on Fatigue Strength of the Straight type Bracket in Tankers, IIW-XIII-686-73 (1973).

21) H. D. Tangen : Some Relevant Parameters for Bracket Design, 70-39-S (NV) (1970).

22) J. J. W. Nibbering, Van Lint, J. : Low Cycle Fatigue of Steel Structures, T. N. O. Report, 82 S (1966).

23) B. Skjeggestad : Fatigue Tests of Plates with Circular Culours, SFI Nr R 76 (1969).

24) Y. Ochi, et al. : Measurements and Design Standard of Vibration of Web Frame in a Tank (1st report), IHI GIHO 15-2 (1975).

25) S. Teramoto, M. Matoba, et al. : Fatigue Strength of Welded Tubular Joints in Offshore Structures, Mitsubishi Technical Bulletin No. 100 (1975).

26) M. Tada, et al. : The Stress Analysis of Crack Handbook, Del. Research Corporation (1973).

NII-Electronic Library Service