

(昭和 53 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

# T 型パイプ継手の歪詳細解析と 疲労亀裂発生寿命予測

正員 吉田 宏 一 郎\* 正員 乾 泰 司\*\*  
正員 高 沢 誠\* 正員 飯 田 國 廣\*

A Detailed Analysis of Strain Distribution and a Prediction of Crack Initiation Life  
for Tubular T-Connections

by Koichiro Yoshida, *Member* Taiji Inui, *Member*  
Makoto Takazawa, *Member* Kunihiro Iida, *Member*

## Summary

The experimental analysis was performed to study fatigue lives of the tubular T-connections with three types of welds, that is, concave, flat faced, and convex type of welds, and a physical meaning about failure life of tubular connections is considered.

The computer program system using the finite element method is developed to analyze the tubular connections. In this system a nonlinear shell analysis program and a nonlinear solid analysis program are combined by using zooming technique.

Very fine mesh subdivision is adopted to obtain accurate stress and strain distribution in the vicinity of the weld toes, where the high strain concentration occurs.

The following results are obtained, from this study.

- 1) The region where the high strain concentration occurs is restricted to microscopic area in the vicinity of the toe of the welds.
- 2) Plane strain approximation is approval for designer to analyze the tubular T-connections.
- 3) Multiaxial or biaxial strain criterion should be adopted to evaluate fatigue lives of tubular connections.
- 4) A concept of minimum volume for fatigue damage is used to define effective strain. Using this effective strain, crack initiation lives of the tested models can be predicted with good accuracy.

## 1 はじめに

海洋構造物の基本形式の一つに骨組構造があり、通常、その部材としてパイプ部材がその流体力学的特性などから用いられる。この種の構造設計上、最もむずかしい問題の一つが継手疲労寿命の評価である。

現在、海洋構造物用パイプ継手の設計基準として、広く使用されているのは、AWS Code<sup>1)</sup>に与えられている各種の基準曲線であり、中でも基本的な継手を対象として、継手形状によらずに用いられる X 曲線が実用上意味深いと考える。この X 曲線は、多数の溶接パイプ継手および圧力容器の模型実験結果およびプロトタイプ破壊例の下限として設定されていて、この意味で、疲労寿命に影響する各種の要因を包含しているが、溶接趾端部の微

視的な領域における応力あるいは歪の集中を扱うことを避けるため、余盛の形状と寸法の影響が及ばなくなる程度に離れた個所における応力あるいは歪を実験あるいは計算<sup>2)</sup>によって求め、この値を用いて疲労寿命の推定を行なうことを意図したものである<sup>3)</sup>。

この X 曲線による疲労寿命推定法の精度を多種類のパイプ継手模型疲労試験の実施<sup>4)</sup>により検討することは必要であるが、継手設計の信頼性を高めるとともに、より優れた継手構造を開発するためには、継手固有の特性に基づいた疲労寿命推定法の開発も必要である。そのためには疲労寿命を支配する因子を知り、その影響を考慮する必要がある。これらの因子としては、一般に、結晶粒の大きさ、かたさなど、治金的なものや、切欠などによる応力、歪集中があげられ、また、疲労寿命を算定する際の規準量も応力、歪、塑性仕事など、種々のものが考えられる。さらに、パイプ継手のような複雑な形状を有

\* 東京大学工学部

\*\* 東京大学工学系大学院

し溶接によって接合される継手では目視亀裂が発生する個所、いわゆる hot spot が簡単には推定できないことが多く、仮に推定できても、基礎的な切欠付試験片の応力および歪の集中度に関する Neuber 則<sup>9)</sup>あるいは修正 Stowell 式<sup>9)</sup>のような塑性評価がそのまま成立する根拠がなく、そこにおける詳細な応力および歪の算定がむずかしく、hot spot における応力状態が本質的に高集中弾塑性三軸応力状態にあり、また溶接で製作されるため、開先形状、溶接棒、溶接施工法などにより、上述の応力状態以外に、残留応力や材料の機械的性質に影響が生じる。このほかに、海洋構造物用パイプ継手では海水という環境で利用されるので、疲労亀裂の発生および伝播に悪影響を及ぼす腐蝕についても考慮する必要がある<sup>7)</sup>。

このように複雑な因子をもつパイプ継手の寿命を算定するための第一段階として、本論文では、以下のことを仮定し、前述の要因のうち、形状因子、特に、hot spot における微視的な幾何形状が疲労寿命に与える影響をとりあげ、解析し検討を行なう。

平均応力は、疲労亀裂伝播には影響を及ぼすが、亀裂発生寿命には、二次的因子である<sup>8)</sup>ため、平均応力と見なし得る残留応力は無視する。溶接による材質の変化、すなわち素材としての疲労強度の変化に関しては、著者

の一人などが同種の鋼材の母材、熱影響部、溶着金属について各々の疲労線図<sup>9)</sup>を求め同程度の強度を得ており、また、本実験の継手試験体より切り出した材料による素材疲労試験結果とも良い一致を示したため、ここでは、上述の文献中<sup>9)</sup>の母材のものを素材疲労線図として採用する。多軸応力状態の考慮としては、塑性仕事増分の等価性に基づく一軸歪換算値であり、八面体剪断歪<sup>10)</sup>と関連する相当歪<sup>11),12)</sup>を用いる。非常に鋭い切欠がある場合、切欠先端の歪は発散する傾向にあるが、疲労強度に關与する歪量として、切欠先端の結晶粒径と関係する微小体積内での応力や歪の平均値である有効応力や有効歪<sup>13),14)</sup>を導入する。ただし、この微小体積に関しては、微視的見地からの考察<sup>15)</sup>を要し、また、その絶対値については、今後の検討を必要とするが、ここでは微小体積に相当するものとして趾端部からの距離  $\epsilon_0$  を採用する。

以上のような視点に基づき、余盛形状が凹型、平型、凸型の3種類のパイプ継手模型の疲労試験を実施し、亀裂発生個所と回数、余盛趾端近傍の歪分布、亀裂進展方向と速度などを計測するとともに、解析用計算機プログラムを開発し、それにより余盛趾端近傍における応力および歪分布を把握し、さらに、亀裂発生寿命推定法の検討を行なった。

Table 1 T-type tubular connection specimens with ground welds

Type of Ground Welds	Dimensions <sup>1)</sup>		Material <sup>2)</sup>		Load was Applied to <sup>3)</sup>	Fatigue Life <sup>4)</sup> Range <sup>4)</sup>	Number of Spec. Tested	Remarks
	Chord	Brace	Chord	Brace				
	D x T	d x t						
Concave	500 X 12.7	200 X 6.4	SM50A	SM50A	the brace	$10^2 < N_c < 10^5$	3	a
Flat Faced	do.	do.	do.	do.	do.	$10 < N_c < 10^3$	3	a
Convex	do.	do.	do.	do.	do.	$10 < N_c \leq 10^3$	3	a

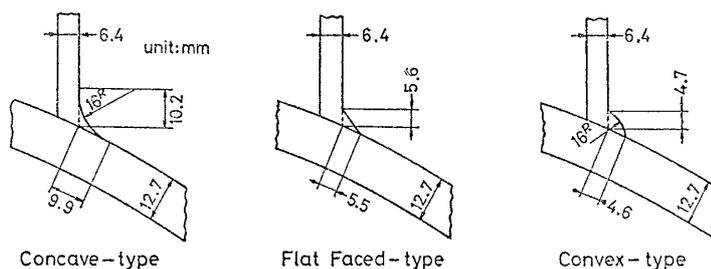
1) Dimensions in mm. D: Diameter of chord. T: Thickness of chord. d: Diameter of brace. t: Thickness of brace.

2) Yield strength: 38.7kg/mm<sup>2</sup>. Ultimate Strength: 58.8kg/mm<sup>2</sup>.

3) All the tests were carried out with the condition that load amplitude was controlled to constant value. Axial, tensile-to-compressive load was applied.

4)  $N_c$ : Visible crack initiation life.

a: The nominal profile and dimensions of ground welds at the transverse midsection are shown below, whose throat thickness is kept same.



## 2 疲労試験

### 2.1 試験体および試験方法

実験および解析を行なった9体のT型パイプ継手の形状、主要寸法、材質などを Table 1 に示す。負荷方法はすべての試験体に対し、荷重制御とし、両振軸荷重を支管に加えた。この際、荷重点における曲げモーメントおよび剪断力を除去するため、球座およびローラーを組み合わせた治具を作成し引張圧縮両荷重時ともに、軸荷重のみが加わるようにした。また主管の両端は、ピン支持とし、ピンの中心間隔は 3,000mm とした。主管と支管の接合部は、まず開先 45° の完全溶込み溶接を行ない、次に溶接後の余盛をグラインダーで、公称寸法が Table 1 の添図に示す値となるよう、凹型、平型、凸型の三形状に仕上げた。さらに、余盛部の型取りを歯科用モデリングコンパウンドを用いて行ない、主管中央断面における主管側の趾端半径を計測した。ここで採用した余盛形状は、仕上げに多大な作業を用い、压力容器と異なり、海洋構造物では実用的でないと考えるが、これは、余盛形状が  $N_c$  および  $N_f$  に与える影響を実験的に確かめるとともに、 $N_c$  に関しては後述する数値解析シミュレーションを容易にするためである。

歪計測は、抵抗線歪ゲージを用い、特に hot spot 近傍には歪集中ゲージ (KFC-1-D 9-11) を、相貫線に沿う趾端部近傍には、三軸ゲージ (KFC-1-D 17-11) を貼付した。凹型においては、趾端部から余盛にわたり歪集中ゲージを貼り、凸型および平型では、主管および支管表面上の趾端線から最も近い測定点が 2mm になるように歪集中ゲージを貼付した。亀裂発見は、赤インキを併用した目視で行ない、亀裂長さが約 20mm に達したときの繰返し数を  $N_c$  とした。これは構造疲労試験においては極く初期の短い亀裂を基準にすると初期欠陥との区別が困難であり、発見回数に誤差が入りやすく、また亀裂発生直後は、亀裂進展速度が大きいいため、亀裂発生基準としては、10~20mm が適当であるといわれている<sup>16)</sup>ことによる。亀裂深さに関しては、スメックゲージおよび趾端部から 5mm 離れた位置における歪振幅の減少率を用いて計測を試みた。

### 2.2 結果および考察

Fig. 1~4 に荷重振幅 20ton における変位、表面亀裂長さ、亀裂深さ、および趾端部から 5mm 離れた位置における歪と繰返し回数の関係を示す。Fig. 1 の変位は支管上端における荷重方向変位で、引張側を正にとってある。Fig. 2 の表面亀裂長さは、主管側趾端における目視亀裂長さの半分の値である。Fig. 3 の亀裂深さとしては、前述のスメックゲージによる電圧変化を平板に対する較正曲線を用いて換算した値を用いたため、本実験のよ

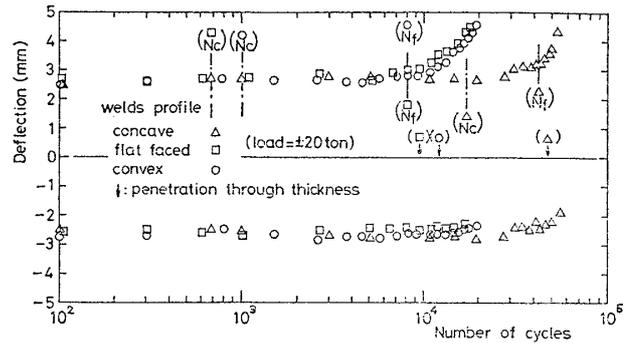


Fig. 1 Variation of displacement amplitude with load cycling

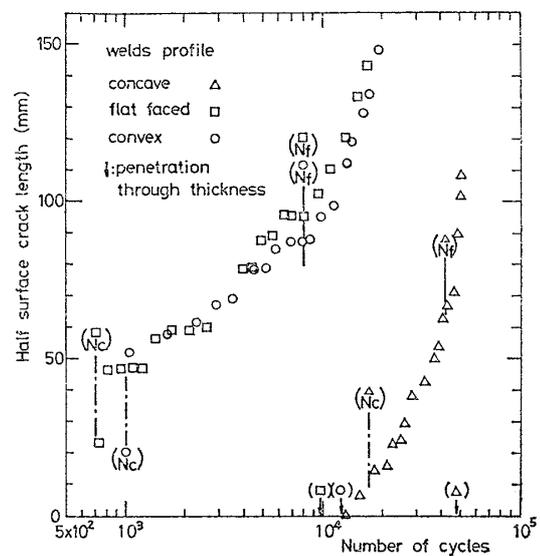


Fig. 2 Variation of half surface crack length with load cycling

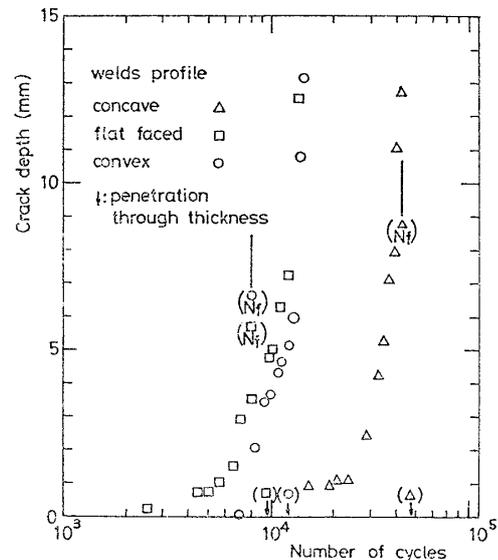


Fig. 3 Variation of crack depth with load cycling

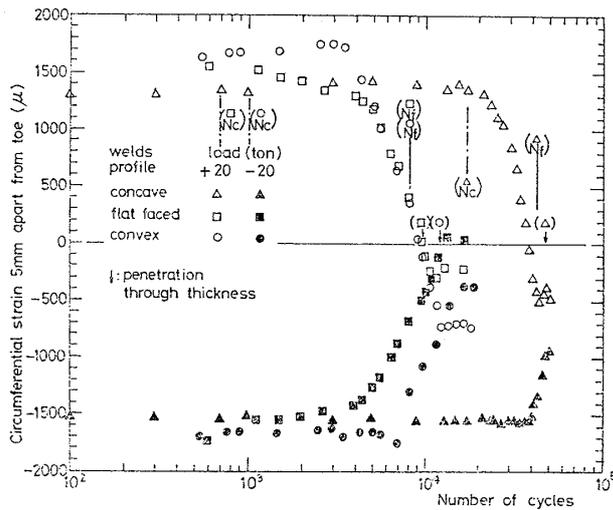


Fig. 4 Variation of strain amplitude with load cycling

りに計測場所が複雑な場合、その絶対値の信頼性は乏しく、今後ピーチマーク法などによる較正を必要とするが、深さ方向への亀裂進展速度の傾向を知る目的には十分役立つと思われる。Fig. 4 の歪は、趾端部から 5mm 離れた主管表面上の引張最大荷重 +20ton および圧縮最大荷重 -20ton における値を示してある。また Fig. 1~4 の各図中の矢印は主管内面の hot spot 直下に貼付した歪ゲージ (ゲージ長 8mm) が断線した繰返し数を示すもので、これをもって亀裂貫通の繰返し数とした。また亀裂発生寿命として亀裂半長が 10mm になったときの繰返し数  $N_c$ 、および、変位振幅の増加を基準とした破損寿命  $N_f$  を Fig. 1~4 に示す。

Fig. 2, 3 に示すように、 $N_f$  は表面亀裂長さおよび亀裂深さの急激な増大、また亀裂貫通ともほぼ対応している。よって継手としての剛性と亀裂進展程度は相関があり、破損寿命の定義としては、変位制御試験における荷重振幅の減少<sup>4)</sup>、荷重制御試験における変位振幅の増大、表面亀裂長さの急激な増加、亀裂の貫通など、いずれを取っても大差なく同様な意味をもつものと思われる。また、歪波形および Fig. 4 に示した歪振幅も亀裂進展と関連がある。まず、目視亀裂発生後まもなく、歪振幅が減少し始め、その後、繰返し数と歪振幅の減少率はほぼ比例し、さらに、図示はしないが、観測された歪波形は、 $N_f$  直前から引張側の山にへこみが生じ、 $N_f$  をすぎると歪波形は荷重の 2 倍の周波数を示すようになる。また引張荷重時の歪が圧縮荷重時の歪より低くなるという現象も見られるようになる。これは引張荷重時には主管を梁とみたときの長手方向に作用する梁的引張応力により亀裂の増大により剛性が減少した周方向に圧縮歪を生ずるためであろう。このように歪波形からも破損寿命を定義することができる。

Fig. 18 に示すように、凹型の亀裂発生寿命は凸型の 14~18 倍、平型の 7~28 倍となる。また平型は凸型より全般には長寿命であるが荷重振幅 20ton においては短寿命となっている。この原因は、前述の趾端半径の計測値が荷重 40, 30, 20ton の各々に対し、凸型で 0.9, 1.2, 4.0mm、平型で 4.6, 2.3, 2.7mm であることより、この趾端半径の影響とも考えられる。亀裂進展に関し、凸型、平型、凹型を比較すると、凸型および平型は、まず極浅い表面亀裂が趾端線に沿い、伝播し、その後、板厚方向への進展を開始する。ところが凹型は、趾端線に沿う方向と板厚方向へほぼ同時に亀裂が進行する。また、凸型、平型は亀裂発生が趾端線上に限定されるのに対し、凹型では余盛部全体に微細な亀裂が生じ、これらが合体し成長して行く。合体の際には亀裂のまき込み現象もみられた。後述の歪分布からも亀裂発生領域および進展における凸型ならびに平型と凹型の差は明らかであろう。亀裂発生寿命  $N_c$  と破損寿命  $N_f$  の比に関しては、40, 30, 20ton の各荷重振幅に対し凹型は 0.43, 0.37, 0.4、凸型は 0.20, 0.12, 0.13、平型は 0.31, 0.16, 0.08 となった。凹型の  $N_f$  は、凸型の 5~8 倍、平型の 4~5 倍となった。

以上より余盛形状を凹型にすると大幅に寿命、特に亀裂発生寿命が延びることを確認した。

### 3 有限要素法による解析

#### 3.1 概要

T, Y, K 型パイプ継手を弾塑性大撓み立体平板構造解析プログラム<sup>18)</sup>により殻解析するための自動要素分割プログラム<sup>19), 20)</sup>を作成した。また殻解析の出力を弾塑性大変位実体解析プログラム<sup>11), 12)</sup>による実体解析へ接続するプログラム<sup>11)</sup>および実体解析間のズームにおける自動要素分割プログラムも作成し、継手解析プログラムシステム<sup>11), 12)</sup>の自動化および省力化を行なった。このシステムに従って前述の T 型パイプ継手を解析した。計算は一方向引張荷重で 45ton まで 8 ステップで行ない、各荷重が前述の疲労実験の荷重振幅と対応するものと仮定した。殻解析における要素分割を Fig. 5 に示す。節点数、要素数、自由度はおのおの 256, 428, 1, 229 である。また図中のハッチングは実体解析へのズーム境界を示すものである。実体解析における余盛形状は、公称寸法 (Table 1 の添図) を使用し、その要素分割の一例を Fig. 6 に示す。節点数、要素数、自由度はおのおの、第 1 段ズームで 619, 72, 1, 464, 第 2 段ズームで 460, 60, 753, 第 3 段ズームで 457, 56, 692 である。

余盛形状が凹型のものは、趾端部における幾何学的不連続が存在しないため、図中の第 1 段ズームまでで

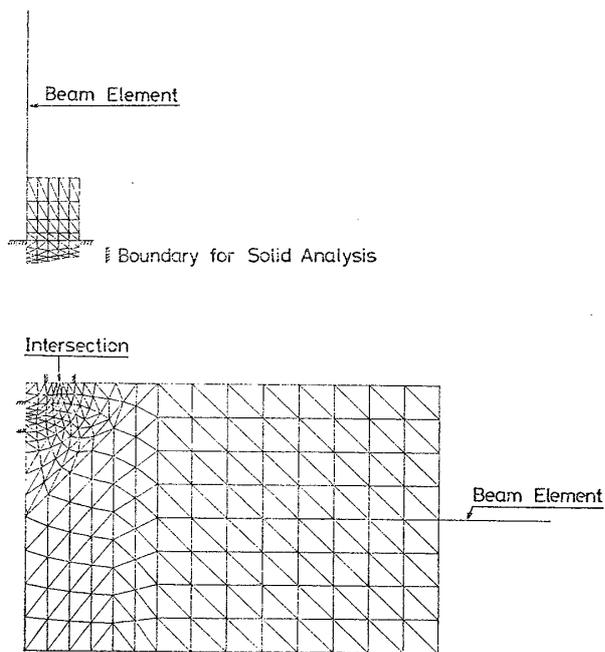


Fig. 5 Mesh subdivision for shell analysis

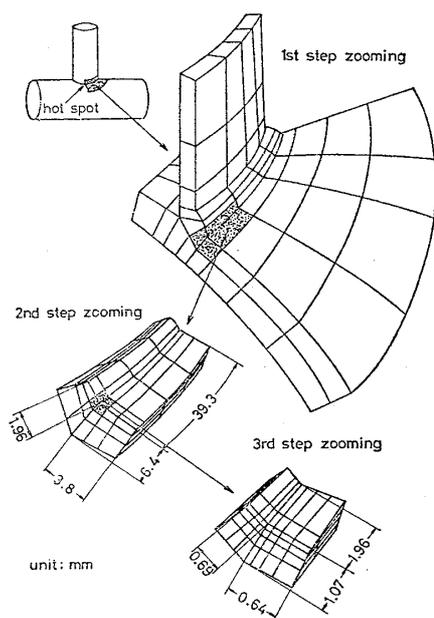


Fig. 6 Three steps of zooming in solid analysis

十分な精度の歪を得ることができる。しかし、凸型、平型に関しては、集中が激しい趾端部における歪を求めするために Fig.6 に示すような3段階のズームを行なった。連続体力学の適用範囲の限界である結晶粒径以下の大きさに要素分割するのは無意味であるため、本計算では、Neuber らのいわゆる等価切欠半径<sup>13)</sup>(結晶粒径の数倍)程度を最小単位として採用した。この結果、著者らがこれまで、Fig.6 の第1段ズーム程度要素分割でパイプ継手の応力、歪分布を計算し、亀裂発生寿命

が予測できるとしてきたこと<sup>11),12)</sup>は、明らかに不適当であることが判明した。

3.2 趾端部近傍の応力および歪分布

幾何学的不連続を有する凸型と平型は基本的に似た分布形式を示すため、ここでは凸型の引張荷重 10 ton における分布を Fig.7~10 に示す。Fig.7, 8 はおのおの、周方向応力、歪および主管長手方向応力、歪の主管表面における周方向分布であり、Fig.9 は、板厚方向応力、歪、周方向応力、歪および主管中央断面内での剪断応力、歪の趾端直下における板厚方向分布であり、Fig.10 は、主管長手方向応力、歪の Fig.9 と同じ領域の分布である。

応力成分に関しては弾性計算によると歪より高い集中を示し、ここに示す弾塑性計算では、塑性による集中の鈍化がみられた。また、Fig.7, 9 に示すように周方向および板厚方向歪は高い集中を示しており、趾端部から 2 mm 以上離れた位置における実験値の外挿値の 5~6 倍の値を示している。一方、Fig.8, 10 に示すように、主

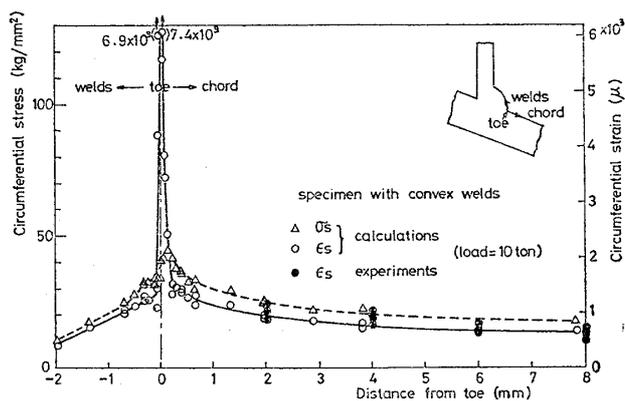


Fig. 7 Distribution of circumferential stress and strain for convex type of welds along surface at transverse midsection (normal scales)

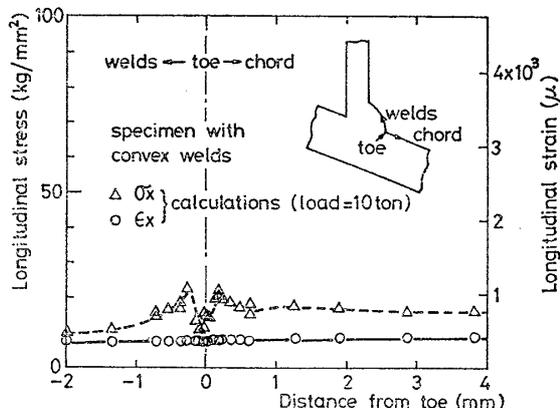


Fig. 8 Distribution of longitudinal stress and strain for convex type of welds along surface at transverse midsection

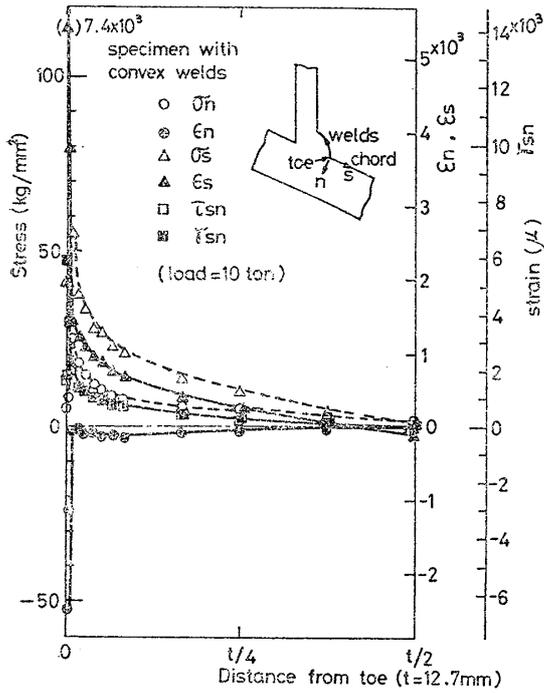


Fig. 9 Distribution of stresses and strains for convex type of welds under the toe toward the center of thickness at transverse midsection

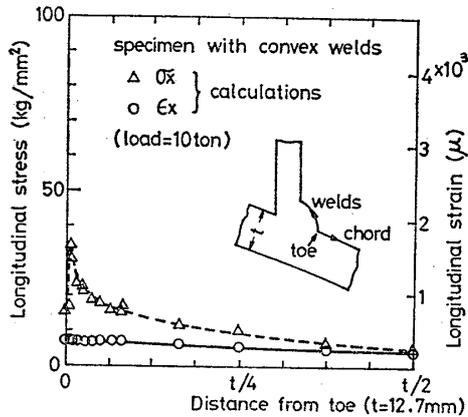


Fig. 10 Distribution of longitudinal stress and strain for convex type of welds under the toe toward the center of thickness at transverse midsection

管長手方向歪は、趾端部近傍でも殻的な歪と同程度の値を保ち、集中を示さない。このことより hot spot 近傍における歪場は、殻としての歪に、平面歪場的な余盛による歪が重ね合わされた状態となっているものと考えられる。

Fig.11 は、凹型における周方向歪の主管表面における周方向分布であるが、凸型および平型と異なり、趾端部における幾何学的不連続がないため、局所的な歪の集中はなく、最高歪も計算と実験で良く一致している。Fig.12, 13 は、凸型および平型の周方向歪の主管表面

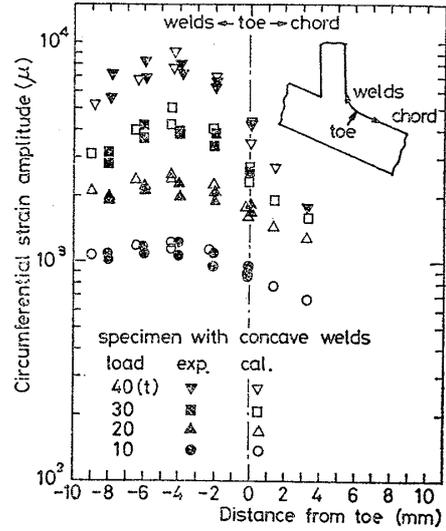


Fig. 11 Distribution of circumferential strain for concave type of welds along surface at transverse midsection

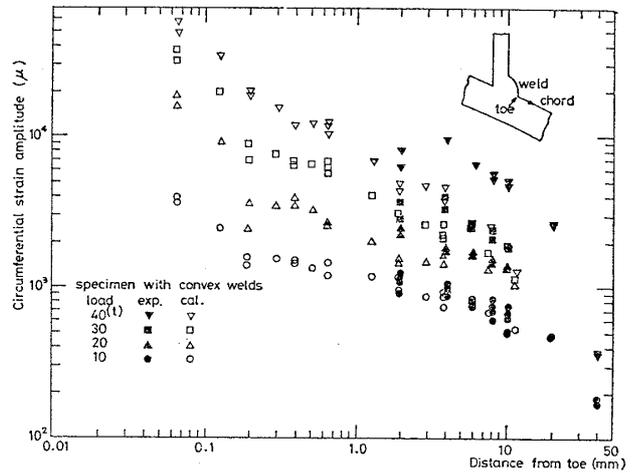


Fig. 12 Distribution of circumferential strain for convex type of welds along surface at transverse midsection (logarithmic scales)

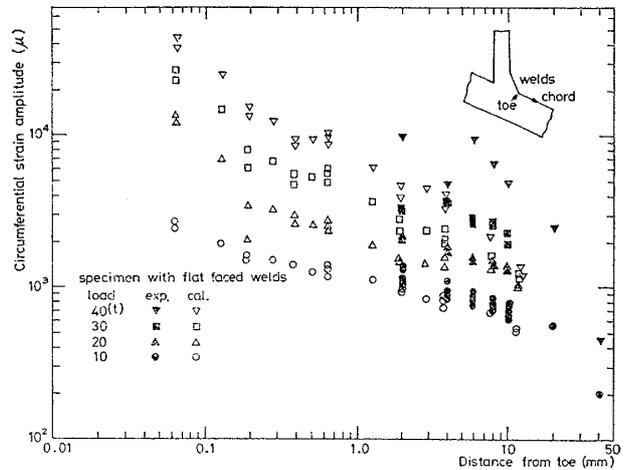


Fig. 13 Distribution of circumferential strain for flat faced type of welds along surface at transverse midsection

における周方向分布を両対数座標で示したものである。歪分布は、趾端部から 0.2~5mm の領域で波うっている。このような現象は、本解析における継手と同様な余盛形状を持ち、曲げないしは圧縮荷重を受ける二次元継手の実験および実体解析<sup>21)</sup>結果にも見られたが、本計算ではゾーミング境界における拘束の影響という可能性もある。一方、Fig.8 の主管長手方向応力がこの領域で増加し、さらに趾端部に近づくと減少していることより、余盛による塑性拘束がこの領域に現われている可能性もある。また、構造的な歪と局部的な歪の重ね合わせによるという説明も可能である。すなわち、Bijlaard<sup>22)</sup>らによる弾性解よりも明らかのように、殻構造としての歪集中は三角関数的であるのに対し、余盛による局部集中は指数関数的であるため、趾端部から十分離れた領域では殻構造としての歪が、趾端部近傍では局部的な歪が支配的となり、この境界に当たる領域が前述の歪の波うちと関係し、弾塑性境界との相互作用も加わって複雑な歪分布を示している可能性もある。結局のところ、理由は不明であるがここで求めた応力、歪場より以下のことが判明した。

趾端部から数 mm 以上離れた領域では板厚方向の応力が無視でき、平面応力場と見なせる。一方、hot spot 近傍では主管長手方向の歪の変化は無視できる。よって、これらの境界は複雑な歪場となるが、疲労寿命に直接影響する局部歪は、hot spot 近傍を平面歪場とした解析と殻解析を結合することにより、かなり良い精度で求められると思われる。

### 3.3 亀裂発生寿命の推定

Fig.14~16 は、おのおの凹型、凸型、平型の相当歪の周方向分布を示すものである。Fig.14 に示すように、凹

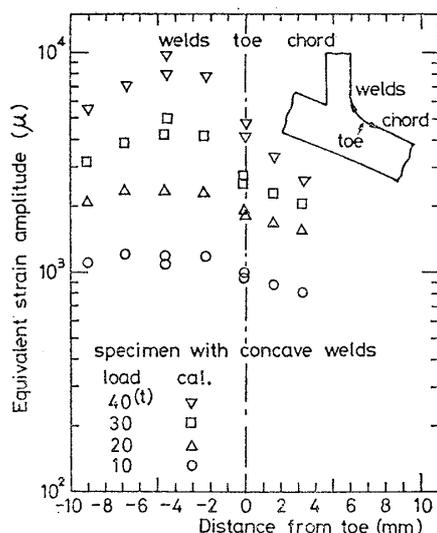


Fig. 14 Distribution of equivalent strain for concave type of welds along surface at transverse midsection

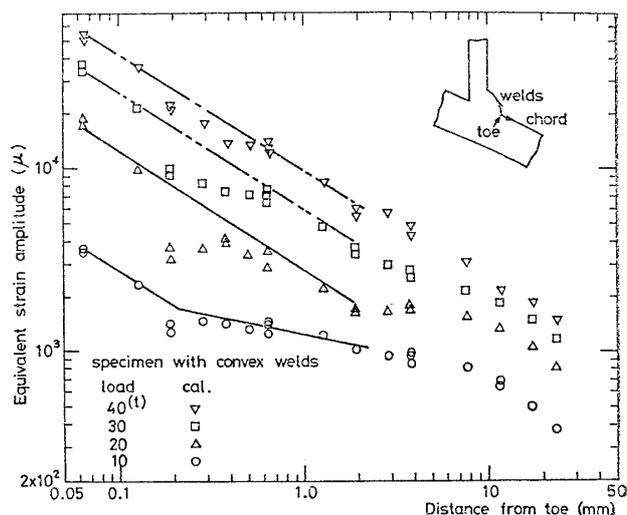


Fig. 15 Distribution of equivalent strain for convex type of welds along surface at transverse midsection

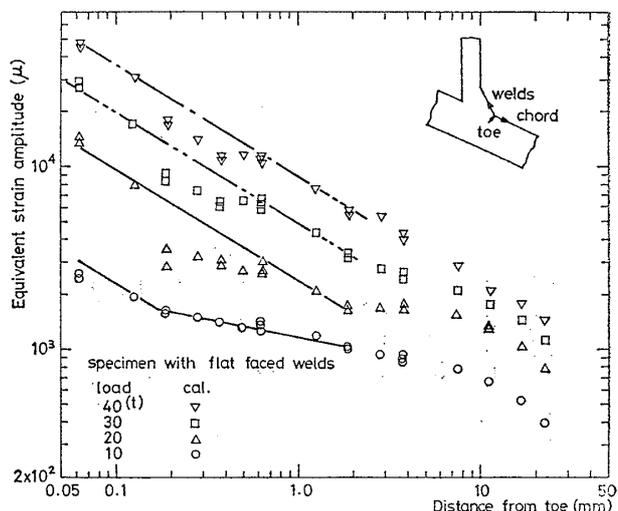


Fig. 16 Distribution of equivalent strain for flat faced type of welds along surface at transverse midsection

型の場合は、余盛による局部集中がないために前述の有効歪は相当歪の最大値に一致するが、凸型および平型に関しては、Fig.15, 16 に示すように、まず相当歪分布を直線で、すなわち  $\bar{\epsilon} = ar^b$  (ただし  $\bar{\epsilon}$ : 相当歪,  $r$ : 趾端からの距離,  $a, b$ : 定数) と近似し、前述の  $\epsilon_0$  として 0.6mm を採用し、 $\epsilon_0$  の範囲での相当歪の平均値を有効歪とした。この有効歪と実験による  $N_c$  の関係を示すが、Fig.17 であり、これらは同図中の素材疲労線図と良く一致している。次に、荷重 10ton から 45ton まで 5ton おき上記と同様な方法で有効歪を求め、Fig.17 の素材疲労線図に当てはめ、 $N_c$  の推定値を求め、これを結んだ疲労亀裂発生寿命予測線図を Fig.18 に示す。ただし凸型、平型の荷重 10ton における相当歪分布に対しては、趾端部から 0.6mm 以内に弾塑性境界があるた

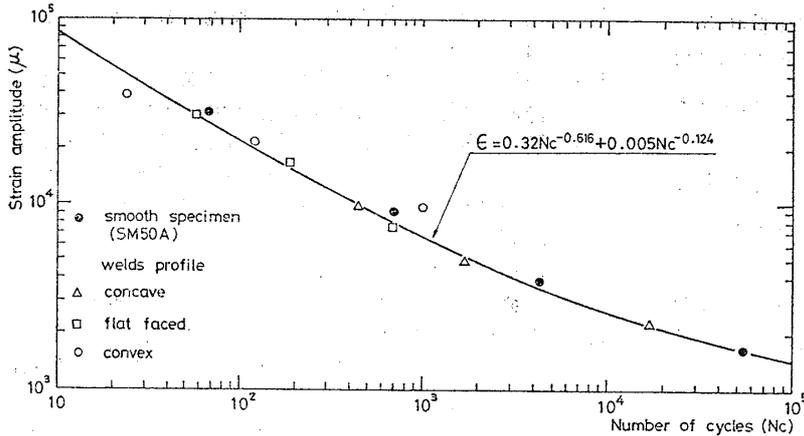


Fig. 17 Effective strain amplitude vs. crack initiation life

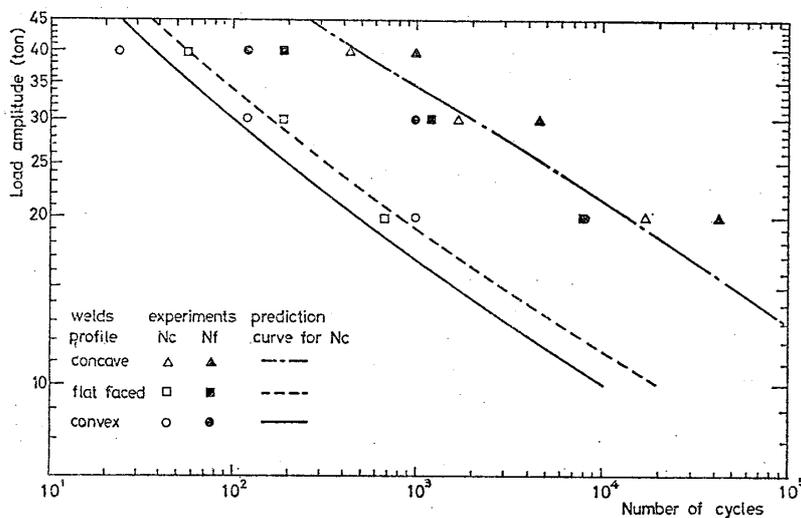


Fig. 18 Prediction of crack initiation life of tubular T-connections

め, Fig. 15, 16 に示すように, 材料の降伏歪 ( $1,840 \mu$ ) を境に 2本の直線で近似し, これの  $0.6\text{mm}$  内での平均値を有効歪とした。ここで,  $a$  の値は, 荷重 40, 30, 20, 10ton において, 凸型で 0.0011, 0.0059, 0.0026, 0.00066, 平型で 0.0087, 0.0049, 0.0022, 0.000543 となり, これは荷重の 2乗にほぼ比例している。また  $b$  の値は, 塑性域においては凸型, 平型のおのおので  $-0.63$ ,  $-0.61$  となり, 弾性域における値の 2倍となっている。これは塑性歪集中率が弾性歪集中率の 2乗に比例することを意味しており, この計算では塑性域における相当応力が一定であることを考えるとこの領域で Neuber 則<sup>5)</sup>が適用できることを意味している。

有効歪を求めるときに  $\epsilon_0$  として  $0.6\text{mm}$  を採用したが, これは凸型および平型に対しモデリングコンパウンドを用いて計測した趾端半径の平均値  $2.6\text{mm}$  の約  $1/4$  である。また, 凹型の相当歪の最大値を有効歪とするように凸型あるいは平型における  $\epsilon_0$  を求めれば約  $4\text{mm}$  となり, 凹型の趾端半径を  $16\text{mm}$  とみなしたときの約  $1/4$

となる。しかし, 現在のところ  $\epsilon_0$  の値として  $0.6\text{mm}$  を採用する根拠は薄く, また  $\epsilon_0$  を主管表面でのみ考えたが板厚方向に対しても検討を行なう必要がある, さらには趾端半径を変え, 最大歪が生ずる位置および絶対値と  $\epsilon_0$  の関係, 降伏域の大きさと  $\epsilon_0$  の関係なども調べる必要がある。よって, 疲労強度減少係数<sup>23), 24)</sup>との関係も含め, 今後の検討を要するが, パイプ継手のような複雑な構造物に対しても精度良い歪分布を求めれば, 素材の疲労線図を用いて疲労亀裂発生寿命を直接推定できるといえるであろう。

上記の方法により疲労亀裂発生寿命の推定が可能となるならば, 亀裂伝播寿命を知ることにより破損寿命も予測できる。しかし, 現在のところ平板に対する亀裂伝播寿命はかなり良く推定できるが<sup>25)</sup>パイプ継手に対しては, 実験結果より個々の継手に対する Paris 則の定数  $C$  および応力拡大係数  $\Delta K$  の修正値を決定する<sup>17)</sup>という推定法も試みられてはいるものの未だ不十分であり今後の研究が必要である。このように亀裂伝播過程が不明な現状では, 構造物中の重要な継手に限って  $N_f$  を基準とするよりも, 安全率に考慮を払いつつ  $N_0$  を基準とすることを提案する。

#### 4 結 論

1) T型パイプ継手の疲労実験結果より, 荷重制御試験における変位振幅の増加開始, 変位制御試験における荷重振幅の減少開始など, 継手の剛性減少を基準とする破損寿命  $N_f$  は, 亀裂の長さ, 板厚貫通および hot spot 近傍の歪波形の変化などに対応することが判明した。

2) 余盛形状を凹型に加工し幾何学的不連続をなくした継手は, 余盛形状が凸型ないしは平型の継手より長寿命となり, また歪集中が趾端部極近傍に限られるという事実より, 趾端部近傍のみを滑らかにするだけでも疲労強度が大幅に向上することがわかり, 実用的には, TIG 溶剤<sup>26)</sup>などの仕上げに対する基礎資料が得られた。

3) パイプ継手では趾端部における歪場は板厚方向成分が無視できず多軸状態となっている。さらに本計算では多軸を考慮した相当歪が周方向歪より大きな値を示しており, このことから疲労寿命の推定には, 相当歪を導入することは必要と思われる。

4) 本解析より hot spot 近傍は平面歪場的な歪集中を示すことがわかり、この結果、支管軸荷重を受ける T 型パイプ継手に関しては、実体解析の代わりに平面歪解析を殻解析と結合し局所的な歪場を求め得ることがいえた。

5) 結晶粒径の数倍、すなわち Neuber らの提唱する等価切欠半径<sup>13)</sup>程度の要素分割の有限要素実体解析を行ない、T 型パイプ継手の極めて局所的な応力および歪分布を求めた。この結果をもとに hot spot における有効歪を定義し、精度良く疲労亀裂発生寿命を求めることができた。

#### 謝 辞

終りに当り、本研究の一部は、文部省科学研究補助金（浮遊式海洋構造物の疲労破壊防止に関する研究）によるものであることを付記するとともに、実験の実施に当り、実験装置および試験体の製作について、御援助いただいた三井造船（株）千葉研究所に対し心から御礼申し上げます。また、東京大学船舶工学科 金子幸平氏、横山保氏、榎本一夫氏には、実験の実施、解析、図面の作成に御協力いただきましたことに対し、謝意を表します。

#### 参 考 文 献

- 1) American Welding Society : Design of New Tubular Structures, AWS Structural Welding Code. D 1.1-72, Sec. 10, 1972.
- 2) Kuang, J.G., Potvin, A.B., Lieck, R.D. : Stress Concentration in Tubular Joints, the 7th OTC, OTC 2205, 1975.
- 3) Marshall, P.W. : Basic Considerations for Tubular Joint Design in Offshore Construction, WRC Bulletin 193, 1974.
- 4) 日本船用機器開発協会 : 浮遊式海洋構造物用パイプ継手の疲労設計・解析プログラムの開発, 1978.
- 5) Neuber, H. : Theory of stress Concentration for Shear-Strained Prismatical Bodies with Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law, Journal of Applied Mechanics, Dec., 1961.
- 6) Hardrath, H.F. Ohman, L. : A Study of Elastic and Plastic Stress Concentration Factors due to Notches and Fillets in Flat Plates, NACA TN 2566, 1951.
- 7) 永井欣一他 : 軟鋼切欠平板の腐食疲労亀裂発生寿命推定に関する研究, 日本造船学会論文集, 第 142 号, 1977.
- 8) 平 修二, 本田和男, 阿部武治 : X 線による金属材料の平均応力下の疲れ破壊に関する研究, 日本機械学会論文集, 31, 1965.
- 9) Iida, K. Fujii, E. : Low Cycle Fatigue Strength of Steels and Welds in Relation to Static Tensile Properties. IIW XIII-816 77, 1977.
- 10) 大路清嗣 : 多軸応力下の低繰返し数疲労, 材料, 第 16 巻, 163 号, 1967.
- 11) 吉田宏一郎, 乾 泰司, 飯田國廣 : パイプ継手の詳細解析, 日本造船学会論文集, 第 140 号, 1976.
- 12) Yoshida, K., Inui, T., Iida, K. : Behavior Analysis and Crack Initiation Prediction of Tubular T-connections, the 9th OTC, OTC 2845, 1977.
- 13) 西田正孝 : 応力集中, 森北出版.
- 14) 石橋 正 : 金属の疲労と破壊の防止, 養賢堂.
- 15) 平 修二, 田中啓介, 柳 在吉 : 低炭素鋼切欠き材における疲労き裂発生過程の微視的観察, 材料, 第 21 巻, 230 号, 1972.
- 16) Matoba, M. : Some Consideration on the Relationship between the Fatigue Strength Data Obtained Using Scale Models and Test Specimens of Typical Welded Joints, IIW XIII-798-76, 1976.
- 17) Hibberal, R.D., Dover, W.D. : Random Load Fatigue Crack Growth in T-Joints. the 9th OTC, OTC 2853, 1977.
- 18) 藤田 譲, 吉田宏一郎, 高沢 誠 : 不整量を有する構造物の強度について(その 2), 日本造船学会論文集, 第 137 号, 1975.
- 19) Zienkiewicz, O.C., Phillips, D.V. : An Automatic Mesh Generation Scheme for Plane and Curved Surfaces by 'Isoparametric' Coordinates, Int. Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.3, 519-528, 1971.
- 20) 今福一英, 川野 誠 : 有限要素法における一般的な自動要素分割法, 日本鋼構造協会マトリクス構造解析法研究発表論文集, 1977.
- 21) 遠藤昭夫, 平原隆美 : 継手の歪分布に対するピード形状の影響, 東京大学船舶工学科卒業論文, 1977.
- 22) Noel, J.S., Beal, L.A., Toprac, A.A. : An Investigation of Stress in Welded T-Joints, S.F.R.L. Tech. Rpt. P 550-3, 1965.
- 23) Topper, T.H., Wetzal, R.M. Morrow, J. : Neuber's Rule Applied to Fatigue of Notched Specimens, Journal of Material, Vol.4, No.1, 1969.
- 24) Wetzal, R.M. : Smooth Specimen Simulation of Fatigue Behavior of Notches, Journal of Material, Vol.3, No.3, 1968.
- 25) 川原正言, 栗原正好 : 表面欠陥からの疲労亀裂伝播 (第二報), 日本造船学会論文集, 第 141 号, 1977.
- 26) Iida, K., Sakurai, H. Hayashi, S. : Fatigue Strength of Welded Tubular K-joints of 800 N/MM Class High Strength Steel, IIW, XIII-872-78, 1978.