

II-2 鋼管接合部の疲労設計および海洋構造物設計への応用例

熊本大学工学部 黒羽啓明

1. まえがき

鋼管接合部の疲労に関しては、運搬機器の設計を目的としたものと、海洋構造物の設計を目的としたものの2種類の研究が行われている。近年では、後者の研究が非常に盛んである。本稿は、第1にこれらの研究の現況を展望したい。第2に、筆者が最近海洋構造物の設計に関連して行った共同研究の結果について簡単な説明を加えたい。

鋼管接合部は、曲面の板要素が集まった複雑な形状を呈しているために、力学性状が複雑である。さらに、運搬機器と海洋構造物を比較すれば明らかのように、鋼管接合部の寸法、管径・管厚比、溶接条件、補強方法、鋼種などが広い範囲にわたって変化している。これらの条件の変化と共に、接合部の疲労性状も変化する。鋼管接合部の疲労設計を考える際には、上のような点に注意する必要がある。

2. 鋼管接合部における応力集中

鋼管接合部には、鋭い応力集中を生じていることが多い。図1は鋼管K継手で応力の集中しやすい点を図示したものである。最大応力の大きさをラチス材の平均応力との比で表わすと、このような応力集中係数は^{(1),(2)}20~30になることもある。

鋼管接合部の応力集中で注意すべきことは、局部応力のうちで管壁の面外曲げ応力の貢献度が大きい点である。ラチス材に比べて、弦材管壁の方が曲げ応力のしめる割合が大きい。導肉曲面の不連続部の曲げ応力が支配的であるために、応力集中点付近の応力勾配が大きく、応力集中点から離れるにしたがって、急に応力が小さくなる(図5)。応力集中係数は、弦材の管径・管厚比(D/T)が大きいと、大きくなる(表1)。

これまでの実験によると、疲労き裂は必ず上にのべた応力集中点の溶接止端部に発生する。溶接のルートの部分や鋼管の内面にき裂が発生して、これらのき裂の生長によって接合部が破壊した例はない。溶接止端部では、上にのべたマクロ的な応力集中に加えて、断面係数が急激に変化することによるミクロ的な応力集中が存在すると考えられる。^{(26),(27)}一斉、特別な加工をしない限り鋼管内面は平滑である。また、鋼管のような円断面材の接合部では、接合部の外側表面の不連続部の応力より、管壁で囲まれた内側表面の不連続部の応力の方が小さい。この様な理由で、鋼管表面の溶接止端部がき裂発生点になるものと考えられる。

鋼管継手をガセツプレート、リブプレートなどで補強しても、その疲労寿命はほとんど改善されないことが多い。このような継手で、ガセツプレートの変形を拘束して、管壁の曲げ応力を軽減するような補強を加えると、疲労寿命は改善される⁽³⁾(図2)。

4節でものべるように、鋼管接合部の局部応力は接合部の疲労と密接な関係があり、この応力によって疲労寿命を推定することが可能である。しかしながら、接合部の静的耐力は、局部的な応力集中に余り影響されない。鋼管接合部は、応力集中点の管壁が降伏して応力の再配分を生じてから延性破壊をするのが普通である。

いま、応力分布形が単純な鋼管×継手を例にとり挙げて、この静的耐力について考察してみよう。

この継手では、図3の●点に鋭い応力集中を生じる。継手を図3に示すような幅 Be のリングモデルに置き換えて、支管に圧縮力が作用した場合の耐力を計算してみる。圧縮力が大きくなると最初に応力集中点●が降伏して塑性ヒンジとなり、さらに圧縮力が増加すると、次の応力集中点○も降伏して、リングは不安定な機構となる。このときの降伏荷重を継手の耐力として幅 Be を実験的に求めると、次の耐力式が得られる。⁽⁴⁾

$$P_u = 6.19 \sigma_y T^2 / (1 - 0.833 d/D) \quad (1)$$

ここに、 σ_y = 弦材の降伏点

このような極限解析法によって、各種の鋼管X継手の静的耐力を推定することができる。静的耐力を弾性応力のみから推定することはできない。⁽⁵⁾

これまで、引張強さが50~60 (kg/mm^2) 程度の構造用鋼材による鋼管接合部の実験は多数行われており、また56~70 (kg/mm^2) 級の鋼材によるK継手の実験も行われている。⁽⁶⁾ しかし、ぜい性破壊によって静的耐力が著しく低くなった例はないようである。低温での実験報告は未だ見られない。

鋼管接合部の弾性応力については、実験的、解析的研究が多数行われている(文献(7)参照)。しかし、計算機が大容量、高速度となった現在では、有限要素法による応力解析が最も一般的であろう。単純な鋼管継手に関しては、各種の形状パラメーターが変化したときのFEM解析を基にして、応力集中係数の実験式が導かれている。⁽⁸⁾ 鋼管T、K継手の実験式を表1に示しておく。

一般の鋼管接合部のFEM解析を行う際には、まず接合部を要素に分割する必要がある。この要素分割は計算機の力を借りても相当の仕事量を伴うものである。計算精度をよくするためには、応力集中点近傍の要素が十分小さく、かつ適切な形となる必要がある。FEM解析には、各種の商業プログラムが使われている。図4に、自己昇降式作業台の脚部の1節点の応力計算の結果を示す。

鋼管接合部の応力解析における問題点の1つは、溶接金属の剛性の評価の仕方である。前にのべたように、疲労き裂は溶接止端部に発生するので、この点の応力を知る必要がある。しかし普通の解析では、接合部をいくつかの面要素に置き換えており、このモデルには溶接の補強盛は存在しない。エクス

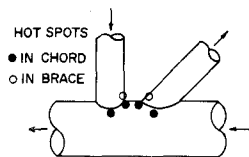


図1 K継手の応力集中点

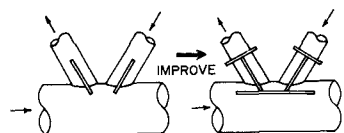


図2 鋼管継手の補強の影響

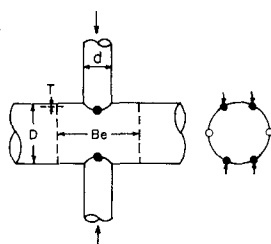


図3 鋼管X継手

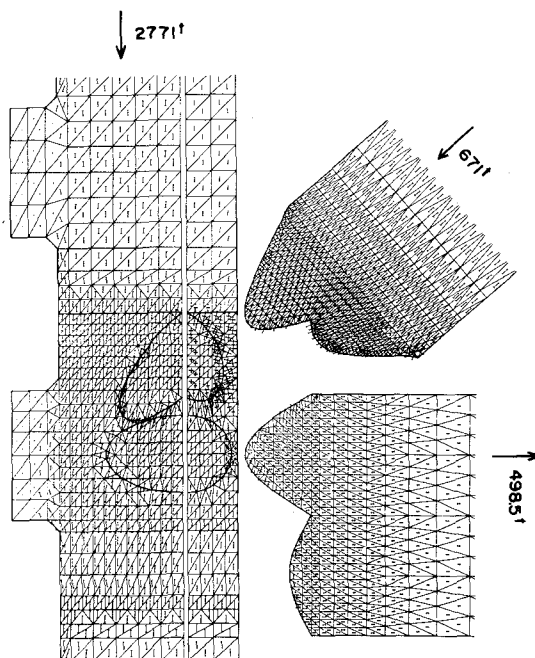


図4 自己昇降式作業台脚部の主応力図

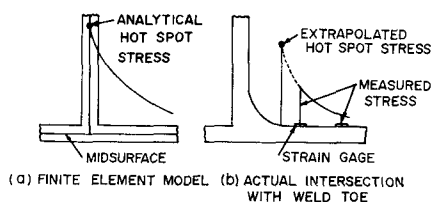


図5 応力集中解析と実験の比較

表1 単純な鋼管継手の応力集中係数⁽⁸⁾

	$SCF_{T,Y,CHORD}=1.177(T/D)^{-0.808}e^{-1.2(d/D)^3}(t/T)^{1.333}(D/L)^{-0.057}\sin^{1.694}\theta$ $SCF_{T,Y,BRACE}=2.784(T/D)^{-0.55}e^{-1.35(d/D)^3}(t/T)(D/L)^{-0.12}\sin^{1.94}\theta$
	$SCF_{K,CHORD}=0.939(T/D)^{-0.5}(d/D)^{-0.235}(t/T)(g/D)^{0.094}\sin^{0.19}\theta$ $0^\circ < \theta \leq 45^\circ$ $SCF_{K,CHORD}=1.37(T/D)^{-0.5}(d/D)^{-0.235}(t/T)(g/D)^{0.094}\sin^{1.28}\theta$ $45^\circ < \theta \leq 90^\circ$ $SCF_{K,BRACE}=3.077(T/D)^{-0.066}(d/D)^{-0.642}(t/T)^{0.433}(g/D)^{0.048}\sin^{0.26}\theta$ $0^\circ < \theta \leq 45^\circ$ $SCF_{K,BRACE}=3.736(T/D)^{-0.066}(d/D)^{-0.642}(t/T)^{0.433}(g/D)^{0.048}\sin^{0.82}\theta$ $45^\circ \leq \theta < 90^\circ$

(8)

ン社の解析では、図5 (a) のように解析のための曲面は鋼管の中央面上にあるとて、溶接の補強盤は無視している。中央面の交点での最大応力を溶接止端部の応力とすれば、最大20%程度の安全側の誤差を生じるであろうとのべている。一方、三井は支管の中央面が支管の表面上にあるとて、さらに止端位置の応力を溶接止端部の応力としている。⁽⁹⁾ 三井の実験と解析の結果の1例を図6に示す。

溶接止端部の応力は、解析に用いられた仮定によって相当変化するであろう。一方、実験的に溶接止端部の応力を求める際にも、止端より離れた位置の応力を測定して、外挿法などでそれを推定する(図5)ので相当の実験誤差が見込まれる。以上のように、溶接止端部の応力に関しては、未だ不明確な点が残されている。

3. 材料の疲労特性

よく知られているように、金属材料の疲労寿命とひずみ幅との関係は、次のようなManson-Coffinの式で近似することができる。

$$\Delta \epsilon_t = \Delta \epsilon_e + \Delta \epsilon_p = C_e N^{-K_e} + C_p N^{-K_p} \quad (2)$$

ここに、 $\Delta \epsilon_t$ = 全ひずみ幅 $\Delta \epsilon_e$ = 弾性ひずみ幅

$\Delta \epsilon_p$ = 塑性ひずみ幅 N = 疲労寿命

C_e, C_p, K_e, K_p = 材料常数

上の材料常数は、静的引張試験によって得られる材料の機械的性質より推定することができ、その推定方法として、共通勾配法や4点法などが提案されている。⁽¹⁰⁾

しかしながら、これらの推定方法は金属材料一般に対して適用できるように工夫されたものであり、特定の材料(たとえば、構造用鋼材)に適用した場合に、必ずしも精度のよい常数は得られない。構造用鋼材の疲労についての研究は未だ十分ではないので、構造物の疲労設計

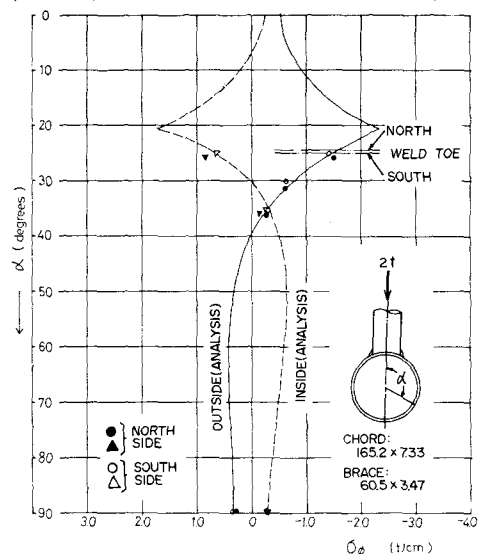


図6 鋼管T継手の応力分布

に必要な材料自体の疲労常数を、材料の静的な機械的性質のみから推定することは困難である。

構造用鋼材の疲労定数として、既往の実験結果⁽¹¹⁾⁻⁽¹³⁾の中間的な値をとるとすれば、表2の通りになる。なお、この表は、Nが疲労破壊までの繰返し回数としたときの値である。

表2 構造用鋼材の疲労常数

σ_u (kg/mm ²)	C_e	C_p	k_e	k_p
40-55	$(2.49+0.136\sigma_u)10^{-3}$	$\epsilon_f^{0.6}$	0.12	0.58
55-70	" " " " "		0.11	
85-90	$1.31 \times 10^{-4} \sigma_u$		0.09	

σ_u = nominal tensile strength (hour glass specimen)

ϵ_f = true fracture strain (hour glass specimen)

高張力鋼の場合には、 $\Delta \epsilon_p$ とNとの関係は(2)式のようなManson-Coffinの数式モデルでは表わせないことが実験で確かめられている^{(11),(13)}。しかし、 $\Delta \epsilon_e$ とNとの関係も(2)式で十分正確に表わすことはできない⁽¹³⁾。この様な細かい点についての検討は、将来の研究にまつこととし、現段階では、(2)式を材料の疲労モデルと考える。疲労定数は、材料の引張試験結果から表2によって推定することにして、これに基づいて以下の考察を進めたい。

(2)式から材料の繰返し応力幅・ひずみ幅関係を導くことができる⁽¹⁴⁾。すなわち、

$$\Delta \epsilon_t = \frac{\Delta \sigma}{E} + C_p \left(\frac{\Delta \sigma}{E C_e} \right)^{k_p/k_e} \quad (3)$$

ここに、 $\Delta \sigma$ = 応力幅 (応力振幅の2倍)

材料は繰返しひずみ硬化または軟化を生じ、疲労破壊に至るまで、これらの硬化、軟化現象が飽和安定することはない。上でのべた疲労定数を(3)式に代入して得られる繰返し応力・ひずみ曲線は、硬化、軟化が十分生じた後のものである。繰返しの初期の段階での繰返し応力・ひずみ曲線とは相当異なる曲線が得られることに注意したい⁽¹⁵⁾。

4. きれつ発生点のひずみ幅と疲労寿命の関係

鋼管接合部の疲労設計に、アメリカのBoiler and Pressure Vessel Codeで提案されている方法を応用するのは実際的と思われる。この方法の骨子は次の通りである⁽¹⁶⁾。

いま、接合部の応力集中係数を K_t 、公称応力の変動幅を $\Delta \sigma_0$ とする。すると、応力集中点のひずみ幅 $\Delta \epsilon_t$ は次の式で与えられる。

$$\Delta \epsilon_t = K_t \Delta \sigma_0 / E \quad (4)$$

上の関係は、応力集中点が弾性範囲内にあるときのみならず、塑性範囲にあるときにも成立すると仮定する。その理由は、応力集中点は、局部応力によって降伏していてもその周辺部分は弾性範囲にあるので、弾性的な繰返しひずみを受けていると考えられることである⁽¹⁷⁾。したがって、 $K_t \Delta \sigma_0$ は仮定の応力である(図7)。なお、(4)式で K_t は弾性応力の集中係数で、理論応力集中係数と呼ばれるものである。きれつの発生に実際に関係するのは、 K_t に応力勾配や材料特性の影響を加味した疲労強度減少係数 K_f であるとのべられている⁽¹⁷⁾。

もし、材料のS-N関係(2)式)が分かっていれば、(4)式で得られる全ひずみ幅 $\Delta \epsilon_t$ から応力集中点の疲労寿命 N_f を計算することができる。Boiler and Pressure Vessel Codeでは、各種の鋼材に対して、許容S-N曲線(安全率を考慮している)を与えている。

アメリカの海洋構造物設計規準の設計方法も、基本的には上と同じである。応力集中点の弾性応力

が実験や解析で求められれば、それを許容S-N曲線（同規準のX曲線）上にとりて、その点のNを接合部の疲労寿命とすることを提案している。

しかしながら、ひずみ幅が大きくなり、塑性域が広がると、(4)式の誤差が大きくなる。一般に、鋼管接合部の方が圧力容器より応力集中係数が大きいので、このようなことが起り易い。すなわち、低サイクル疲労に対しては、ひずみ幅 $\Delta \epsilon_t$ をもっと正確に推定する必要がある。

弾塑性域でのひずみ幅を推定することは、実験によっても、解析によっても簡単ではない。そこで、三井はNeuberの式を使ってひずみ幅を近似的に推定して、これによって鋼管T継手の疲労解析を行なっている。^{(9),(20)}この方法は次の通りである。Neuber式は、⁽²¹⁾

$$K_T = \sqrt{K_\sigma K_\epsilon} \tag{5}$$

ここに、 K_σ = 弾塑性域での応力集中係数 ($= \Delta \sigma / \Delta \sigma_0$)

K_ϵ = 弾塑性域でのひずみ集中係数 ($= E \Delta \epsilon_t / \Delta \sigma_0$)

上の式を、応力集中点のひずみ幅 $\Delta \epsilon_t$ および応力幅 $\Delta \sigma$ の間の関係に書き直すと、

$$\Delta \epsilon_t \Delta \sigma = K_T^2 E \Delta \sigma_0$$

材料の繰返し応力・ひずみ曲線が(2)式の形で与えられているとすれば、

$$\Delta \sigma \left\{ \frac{\Delta \sigma}{E} + C_p \left(\frac{\Delta \sigma}{E C_e} \right)^{K_p/K_e} \right\} = K_T^2 E \Delta \sigma_0 \tag{6}$$

によって $\Delta \sigma$ が計算でき、さらに(3)式から $\Delta \epsilon_t$ が計算できる。この $\Delta \epsilon_t$ と同じ繰返しひずみを受ける材料の疲労寿命を、継手の疲労寿命とする。

Neuber式を適用することの可否については疑問が残るが、単純な切欠材に対しては同様な⁽²²⁾⁻⁽²⁴⁾疲労解析が行われており、その結果は実験結果をよく説明しているようである。

三井は、弾性解析によって求めた応力集中係数を K_σ とし、溶接止端部の不連続性を考慮するための応力集中係数を K_w として、

$$K_T = K_\sigma K_w$$

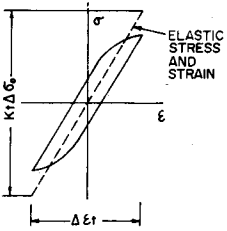


図7 弾性応力とひずみ幅

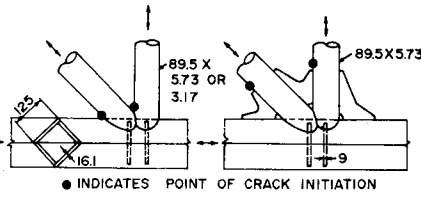


図9 作業台脚部の節点模型

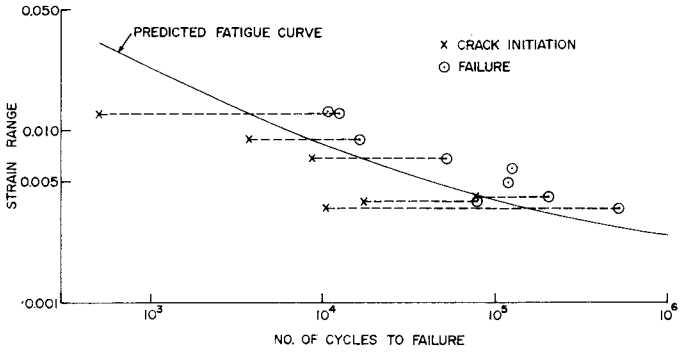


図10 作業台脚部K継手のひずみ幅と疲労寿命

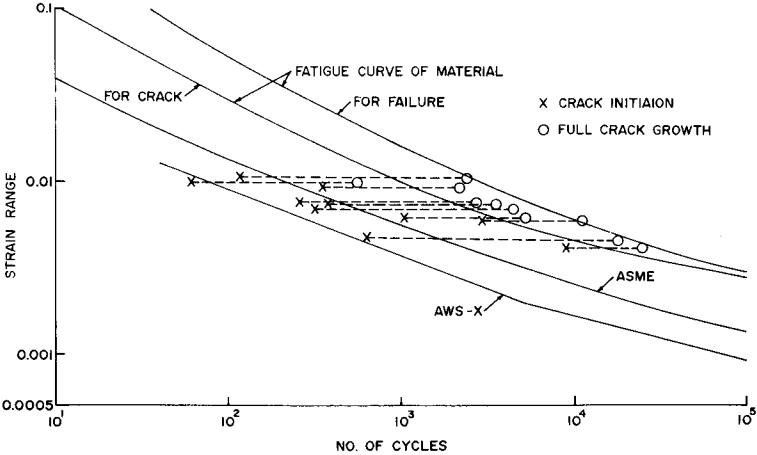


図8 鋼管T継手のひずみ幅・疲労寿命関係⁽⁹⁾

によって理論応力集中係数を求めている。なお、 K_w は溶接止端部の丸味と交角を実測した結果から推定したもので、1.2前後の値をとっている。以上のようにして得られた $\Delta\sigma_t$ の計算値、材料の $S-N$ 曲線、疲労寿命の実験値を比較すると図8の通りである。

ここで、6節の設計例でとり挙げる自己昇降式作業台脚部の節点の模型実験の結果について説明しておきたい。⁽²⁵⁾供試体は実際の節点の1構面のみをとり出した K 継手で、その詳細を図9に示す。なお、比較のために、支管管厚を変えたもの、ガセットプレートを加えたものの2種類を加えて、3種類の供試体を実験した。疲労試験の結果、きれつ発生点は同じ図の●印で示す位置の溶接止端部であった。

この実験では、応力集中係数を実験で求めることにした。きれつ発生点の近傍に小さいひずみゲージを5枚貼りつけて、これらのゲージのひずみ出力を結ぶ線を延長して溶接止端部におけるひずみを推定した(図13)。このようにして得られたひずみ集中係数 K_ϵ は試験体ごとに異なり、多少のバラつきがあった。しかし、これらの平均値をとって、ガセットプレートのない節点は $K_\epsilon = 1.9$ 、ガセットプレート付きの節点は $K_\epsilon = 2.3$ とした。

いま、 $K_w = 2$ としてきれつ発生点のひずみ幅を計算して、これらと、実験で得られた寿命、材料の $S-N$ 曲線と比較したものを図10に示す。ここで、 K_w の値は溶接止端部にある切欠きの鋭どさで決まるものである。^{(26),(27)}本供試体のように溶接のままの場合には、 K_w のバラつきは極めて大きい筈である。⁽²⁷⁾

図2、4から分るように材料の $S-N$ 曲線によって接合部の疲労破壊までの寿命を予測することができる。ただし、仮定した K_w の大きさによって、安全側の予測か危険側の予測かの違いが生じる。

ここでのべた疲労解析では、きれつの生長に要する繰返し回数を考慮していないのに、上のような結果が得られたことは注意を要する。応力集中点にきれつが発生するときの寿命は、予測した $S-N$ 曲線に比べて極めて小さく、かつ偏差が大きい。

5. 鋼管接合部の静的耐力と疲労強さ

これまでの疲労試験結果を観察すると、鋼管接合部の静的耐力と疲労強さとの間には強い相関性のあることが分る。管壁の剛性が増加すると、局部曲げ応力は小さくなり、局部変形耐力は大きくなる。したがって、この様な相関性があることは正当であると云える。

いま、接合部に加える荷重幅を R とし、同じ接合部が局部変形を生じて破壊するときの静的な強さを P_u とする。過去の実験値を R/P_u-N 座標(両対数)上に書くと、実験値は1本の直線に集まること⁽²⁸⁾が分る。図11は鋼管 X 継手の疲労強さをこの様な方法で整理したものである。これらの実験の継手では、 D は76.3から319 (mm)まで、 D/T は18から71まで、 d/D は0.51から1までの間で変化している。同じような性質が、鋼管 K 継手、 T 継手にも見られる。

4節でのべた疲労設計法は一般的ではあるが、他方、 K_ϵ を求めることが難かしいこと、 K_w の不確実性などの問題点がある。上でのべた静的耐力と疲労強さとの間の単純な関係は、接合部の疲労強さの才1近似値を推定し、予想外の誤差を避けるのに有用であろう。

6. 海洋構造物の疲労設計例^{(29),(30)}

ここでは、図12の様な自己昇降式作業台の脚部にある1節点をとって、構造物が一定の海象、気象条件のもとで受ける変動応力に対して、この節点の疲労寿命を計算する方法について考察してみたい。節点は立体トラス構造の1部で、箱形の鉛直材に鋼管ラチス材4本が直接溶接されている。節点

のFEM解析、実物大模型実験、小型の平面模型実験(図9)の結果、弾性応力の最も大きい点は、ラチス材溶接止端部であることが分かった。応力集中点付近のひずみ分布図を図13に示す。解析上の応力集中点は、各部材の中立面の交線上にあるので(図5)、応力集中係数は実験値より大きくなる。ここでは安全側の誤差を許容することにして、FEM解析より、 $K_t=2.8$ の値を採用する。

海洋構造物は、風、波、潮流などの作用により、様ざまに変動する応力を受ける。構造物は、これらの変動応力による累積疲労損傷に対して十分安全でなければならない。ここで考える海洋構造物の場合には、風、潮流のような周期の長い外力に対しては、構造物が静的に応答すると仮定してもよいであろう。しかし、波は構造物の固有周期に近い成分波のエネルギーが大きいので、波力に対する構造物の動的な応答を考慮して、変動応力のレベル、繰返し回数を推定する必要がある。

いま、表3の海象、気象条件を仮定する。風、波、潮流の疲労損傷への寄与はそれぞれ独立に計算することにし、ここでは、波についてのみ記すことにする。⁽³¹⁾

海洋波は次のスペクトルを持つものとする。

$$\left. \begin{aligned} S_{\eta\eta}(\omega, \theta) &= \phi(\omega) D(\theta) \\ \phi(\omega) &= 400 \left(\frac{H_{1/3}}{T_{1/3}^2} \right)^2 \omega^{-5} \\ &\quad \exp \left[-1600 \left(T_{1/3} \omega \right)^4 \right] \\ D(\theta) &= \frac{2}{\pi} \cos^2 \theta, \quad | \theta | \leq \pi/2 \\ &= 0, \quad | \theta | > \pi/2 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここに、 $S_{\eta\eta}$ = 海洋波の方向スペクトル (m^2/sec)
 ω = 波の振動数 (rad./sec)
 θ = 海洋波の主方向を基準にした成分波の伝播角
 $\phi(\omega)$ = 海洋波の周波数スペクトル
 $H_{1/3}, T_{1/3}$ = 表3参照

1成分波が海中の脚 i に作用する波力 $f_i(\omega, \theta)$
⁽³¹⁾
を、次の式で与える(図14参照)。

$$\begin{aligned} f_i(z, \omega) &= \frac{1}{2} C_D \rho U \bar{U} B dz \\ &\quad + C_M \rho \frac{du}{dz} A dz \end{aligned} \quad (8)$$

ここに、 C_D, C_M = 抗力係数および質量係数
上の式で、 U は水の粒子速度で、次の式で与えられるとする。

$$\begin{aligned} u &= \omega \frac{\cosh(kz)}{\sinh(k\bar{z})} \frac{H}{2} \sin(\omega t - kx), \\ (k &= 2\pi/L) \end{aligned} \quad (32)$$

ここで、 $\bar{U}$ を次の式で近似して、(8)式を線形化しておく。

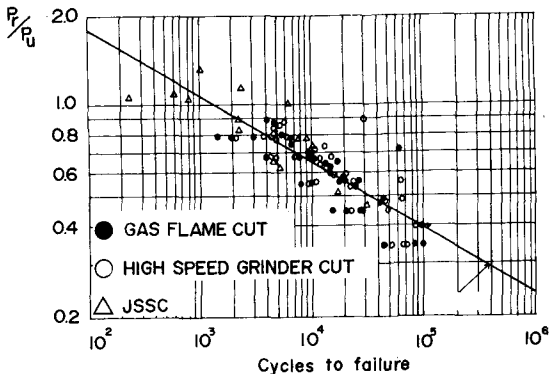


図11 鋼管X継手のS-N関係

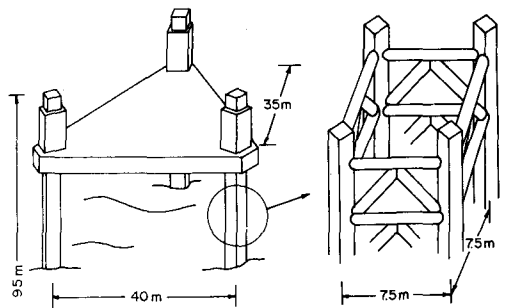


図12 自己昇降式作業台の形状

表3 海象気象条件

	at work	under storm
average wind velocity(m/sec)	15	50
significant wave height $H_{1/3}$ (m)	1.5	5.3
significant wave period $T_{1/3}$ (sec)	5.0	4.8
maximum tide velocity(kt)	8.0	8.0

$$\bar{u} = \sqrt{\frac{8}{\pi} \int_0^{\infty} \left(\omega \frac{\cosh(kz)}{\sinh(kz)} \right)^2 \phi(\omega) d\omega}$$

したがって、(8)式は次の形に整理できる。

$$f_i(z, \omega) = T_s \frac{H}{2} \sin \omega t + T_c \frac{H}{2} \cos \omega t \quad (9)$$

一方、構造物は図15に示すように1質点3自由度の系と考える。アラットホームは剛体とみなすと、その重心の変位 $\{U\}^T = [U_{x0}, U_{y0}, U_{\theta0}]$ を未知数とする運動方程式は次の形に書ける。

$$[M]\{\ddot{U}_0\} + [C]\{\dot{U}_0\} + [K]\{U_0\} = \{F\} \quad (10)$$

ここに、 $\{F\}$ はアラットホームに伝えられる波力の U_{x0} , U_{y0} , $U_{\theta0}$ 方向の成分で、

$$\{F\} = - \left\{ \begin{array}{l} \int_0^d \sum_i f_{xi} dz \\ \int_0^d \sum_i f_{yi} dz \\ \int_0^d \sum_i (f_{xi} y_i - f_{yi} x_i) dz \end{array} \right\},$$

$$(z = 1/2 (Z/h)^3 - 3/2 (Z/h))$$

である。この $\{F\}$ は(9)式と同様に $\sin \omega t$ と $\cos \omega t$ の項に分離して整理できる。すなわち、

$$\{F\} = \{F_s\} \frac{H}{2} \sin \omega t + \{F_c\} \frac{H}{2} \cos \omega t$$

(10)式の特解も同様に $\sin \omega t$ と $\cos \omega t$ の項に分けて、

$$\{U_0\} = \{U_s\} \frac{H}{2} \sin \omega t + \{U_c\} \frac{H}{2} \cos \omega t$$

$$\left\{ \begin{array}{l} U_s \\ U_c \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{cc} [K] - \omega^2 [M] & \omega [C] \\ -\omega [C] & [K] - \omega^2 [M] \end{array} \right\}^{-1} \left\{ \begin{array}{l} F_s \\ F_c \end{array} \right\}$$

したがって、波のスペクトル $S_{\eta\eta}(\omega, \theta)$ は(11)式から得られる伝達関数を用いて変位のスペクトル $S_{uu}(\omega)$ に変換できる。たとえば、x方向の変位 U_{x0} のスペクトルは、

$$S_{uu}(\omega) = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} (U_{x0,s}(\omega, \theta)^2 + U_{x0,c}(\omega, \theta)^2) S_{\eta\eta}(\omega, \theta) d\theta \quad (12)$$

このスペクトルを図16に示す。変位が求まれば、部材力や公称応力のスペクトルも得られる。

応答スペクトルの形をもとにして一定の確率密度関数を仮定し、これから期間Tにおける公称応力の大きさとその頻度を推定することができる(詳しくは文献(29)を参照。また文献(33)では別の方法で頻度分布を推定している)。公称応力が分れば、4節でのべた様に(6)式、(3)式を使って、応力集中点のひずみ幅の頻度分布が得られることになる。

海洋構造物のような不規則な荷重を受ける構造物の累積疲労損傷の判定には、

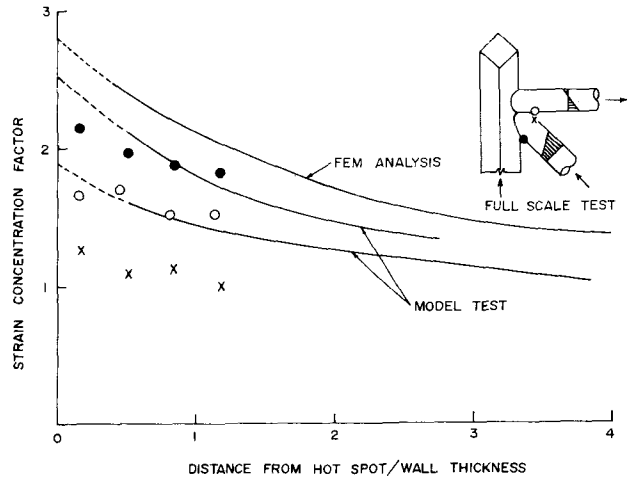
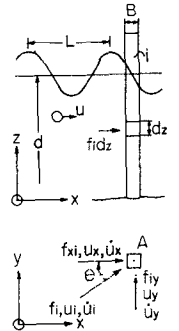


図13 作業台脚のラチス材端部の応力分布



(11)

図14 脚に作用する波力

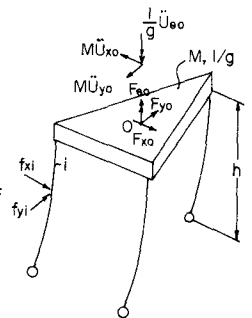


図15 自己昇降式作業台のモデル

Palmgren- Meiner の式が一番よく利用されている。⁽¹⁸⁾ すなわち、

$$D = \sum_i (n_i / N_i) \tag{13}$$

ここに、 n_i = i 番目のいずみ幅の頻度
 N_i = i 番目のいずみ幅だけを受ける材料の寿命
 $D = 1$ のときに疲労破壊を生じるとすれば、構造物の寿命は T/D で計算されることになる。

安全率を ν とおいて、 $T/\nu D$ を構造物の耐用年数として設計するのが合理的と考えられる。 ν の値の決め方には尚懸念点が多いであろうが、AWS の許容 $S-N$ 曲線の安全率と等しくするとすれば、およそ $\nu = 20$ となる。安全率の代わりに荷重係数を用いたり応力集中係数を大きくしたりして作用応力を割増しすると、塑性いずみ幅が大きくなるので、低サイクル疲労の影響を強調してしまうことになる。

上にのべた解析はまだ計算を終わっていないので、構造物を 1 自由度の系として試算した結果を示しておく。図 17 に、 $T = 10$ 年に対するラチス材端部の応力集中点におけるいずみ幅の頻度分布図を示す。設計用疲労曲線として材料の $S-N$ 曲線の寿命を $1/20$ にしたものを用いる。すると、

$$D = \sum (\eta/N)_{風} + \sum (\eta/N)_{波} + \sum (\eta/N)_{潮流} = 0.015 + 0.138 + 0.155 = 0.308$$

となり、予測寿命は 32 年となる。

7. むすび

溶接止端部に発生する疲労きれつが実験室で最初に発見されるとき長さは、約 5 ~ 10 mm 以上である。この様なきれつがさらに成長して、接合部が破壊するまでに要する繰返し回数は、接合部の全寿命の 70 % 以上に達する場合が大多数である (図 8, 10)。きれつの生長寿命を定量的に評価することは、鋼管接合部の疲労設計のための重要課題と云える。

きれつの生長速度が、きれつ先端部の応力拡大係数に関係するものとして鋼管接合部の疲労解析を試みた研究が散見されるが (たとえば、文献 (9), (34))、未だ設計資料として役立つほどの成果は得られていない。現段階では、疲労きれつが存在しない状態での接合部の応力や材料特性などを基にして、接合部の疲労に対する安全性を確保することが良いと考えられる。

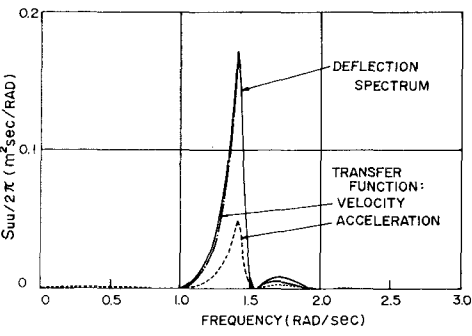


図 16 変位スペクトル

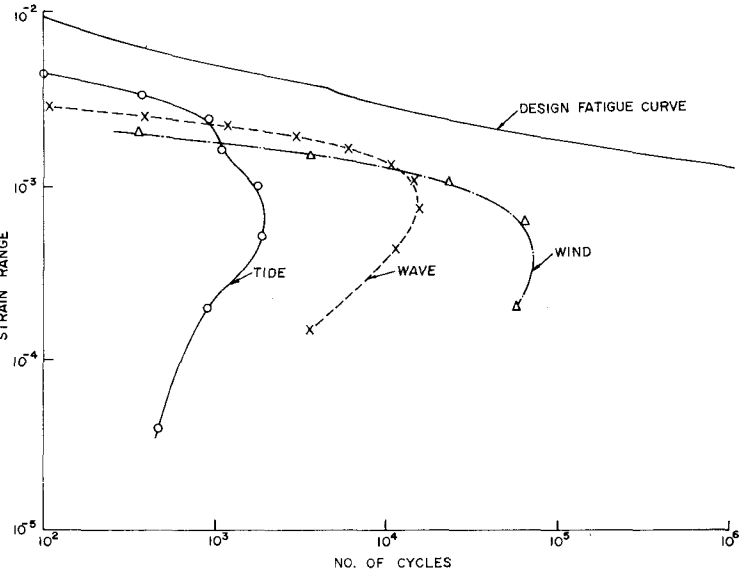


図 17 10 年周に対するいずみ幅の頻度分布

文 献

- (1) A. A. Toprac, L. P. Johnston and J. Noel, "Welded Tubular Connections: an Investigation of Stresses in T-Joints," Weld. J. 45(1) (1966)
- (2) L. A. Beale and A. A. Toprac, "Analysis of Inplane T, Y and K Welded Tubular Connections," WRC Bull. (125) (Oct. 1967)
- (3) 黒羽, 三井, 西村, 詫摩 「大径鋼管 K 継手の疲労——補強の効果について——」 日本建築学会大会学術講演梗概集(建論大会) (昭49.10)
- (4) 鷺尾, 東郷, 三井 「鋼管と鋼管の T 字型接合部の研究(その1, 2)」 建論大会 (昭42.10)
- (5) 牧野, 黒羽, 三井 「鋼管十字継手の耐力式」 建. 九州支部研究報告 (昭51.2) 発表予定
- (6) J. B. Reber, "Ultimate Strength Design of Tubular Joints," OTC 1664 (May 1972)
- (7) 櫻井 「鋼管構造溶接継手の強度に関する研究の展望」 IHI 技報 Vol. 15, No. 1 (昭50.1)
- (8) J. G. Kuang, A. B. Potvin and R. D. Leick, "Stress Concentration in Tubular Joints," OTC 2205 (May 1975)
- (9) 三井 「鋼管構造接合部の局部応力と強度に関する実験的研究」 学位論文(大阪大学) (昭48.12)
- (10) S. S. Manson, "Thermal Stress and Low Cycle Fatigue," McGraw-Hill (1966)
- (11) 堀田, 石黒, 石井, 宮, 岡口 「鋼材の歪制御低サイクル疲労強度推定に関する研究(その1, 2, 3)」 日本造船学会論文集(造船論). 124, 126, 128号 (昭43.12 - 昭45.12)
- (12) K. Iida, Y. Fukuda and Y. Ando, "Strain Cycling Fatigue of Welds of Ship Structure Steels," IIW Doc. XIII-534-69 (May 1969)
- (13) S. Klee, "Das Zyklisch Spannungs-Dehnungs- und Bruchverhalten Verschiedener Stähle," Veröffentlichungen des Instituts für Statik und Stahlbau der Technischen Hochschule Darmstadt, H. 22 (1973)
- (14) J. Morrow and F. R. Tuler, "Low Cycle Fatigue Evaluation of Inconel 713C and Waspaloy," Trans. ASME, J. Basic Eng. (June 1965)
- (15) 黒羽, 田中 「各種鋼材の履歴曲線について(その数式表示)」 建論大会 (昭50.10)
- (16) ASME-Boiler and Pressure Vessel Code, Section III (1968)
- (17) B. F. Langer, "Design of Pressure Vessels for Low-Cycle Fatigue," Trans. ASME, J. Basic Eng. (Sept., 1962)
- (18) AWS-Structural Welding Code, Section 10 (1972)
- (19) API-Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms, (1974)
- (20) 三井 「鋼管丁形継手の疲労き裂発生寿命の推定」 建論大会 (昭49.10)
- (21) H. Neuber, "Theory of Stress Concentration for Shear Strained Prismatic Bodies with Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law," Trans. ASME, J. App. Mech. (Dec. 1961)
- (22) R. M. Wetzell, "Smooth Specimen Simulation of Fatigue Behavior of Notches," J. Materials, Vol. 3, No. 31 (Sept. 1968)
- (23) J. H. Crews, Jr., "Elastoplastic Stress-Strain Behavior of Notch Roots in Sheet Specimens under Constant-Amplitude Loading," NASA TND-5253 (1969)
- (24) 飯田, 浦部, 安藤 「軟鋼の低サイクル疲労強度減少係数」 造船論 130 (昭46.11)
- (25) Y. Kurobane, Y. Mitsui and S. Toma, "Fatigue Tests on Model Joints of Self-Elevating Platforms (Pts. 1 and 2)," 建論大会 (昭50.10)
- (26) W. W. Sanders, A. T. Dercho and W. H. Munse, "Effect of External Geometry on Fatigue Behavior of Welded Joints," Weld. J. 44(1965)
- (27) 高橋, 伊藤 「突合せ溶接継手余盛止端部形状と疲れ強さ」 溶接学会誌 40-8 (昭46)
- (28) Y. Kurobane and M. Konomi, "Some Simple S-N Relationships in Fatigue of Tubular K-Joints," 建論 212 (Oct. 1973)
- (29) T. Atsuta, S. Toma, Y. Kurobane and Y. Mitsui, "Fatigue Design of an Offshore Structure," OTC (1976) to be published
- (30) Y. Kurobane, Y. Mitsui, T. Atsuta and S. Toma, "Fatigue Design of Welded Joints in Trussed Legs of Offshore Jack-Up Platforms," Preliminary Report, 10th Congress of IABSE (1976) to be published
- (31) 「海洋構造物設計指針(案)解説」 土木学会 (昭48)
- (32) Borgman, "Ocean Wave Simulation for Engineering Design," Proc. ASCE, No. WW4, (Nov., 1969)
- (33) N. R. Maddox and A. W. Wildenstein, "A Spectral Fatigue Analysis for Offshore Structures," OTC 2261 (May 1975)
- (34) J. R. Maison and G. C. Holliday, "Comparison between Predicted and Experimentally Determined Low Cycle Fatigue Life of Welded Tubular Connections," OTC 2208 (May 1975)