環状切欠き鉄鋼丸棒のねじり疲労におけるき裂発生寿命の予測*

田中 啓介^{*1}, 平岩 卓也^{*2}, 小澤 雅典^{*2}, 來海 博央^{*3}, 江上 登^{*4}

Prediction of Fatigue Crack Initiation Life of Circumferentially Notched Steel Bars under Cyclic Torsion

Keisuke TANAKA^{*1}, Takuya HIRAIWA, Masanori KOZAWA, Hirohisa KIMACHI
and Noboru EGAMI^{*1} Meijo Univ. Dept. of Mechanical Engineering
Shiogamaguchi 1-501, Tempaku-ku, Nagoya, 468-8502 Japan

Torsional fatigue tests were conducted for smooth solid bars, smooth hollow cylinders, and circumferentially notched bars of carbon steel (JIS SGV410) and austenitic stainless steel (JIS SUS316L) under completely reversed cyclic torsion. The cyclic stress strain relation was first determined for two steels. The yield stress and the flow stress were higher for SUS316L than for SGV410. The torsional fatigue life of smooth solid bars was longer than that of hollow cylinders when compared at the same nominal stress amplitude. The true strain amplitude on the surface of solid bars under torsion was calculated by the elastic-plastic analysis by the finite element method (FEM). The relation between the strain amplitude on the specimen surface calculated by FEM and the fatigue life was nearly equal to the relation obtained for hollow cylinders. The crack initiation life for notched specimens was determined by the direct electrical potential method. When compared at the same nominal stress amplitude, the crack initiation life got shorter as the notches became sharper. The distribution of the amplitude of equivalent strain near the root of circumferential notches under torsion was calculated by the elastic-plastic analysis of FEM. The crack initiation life got slightly longer for sharper notches when the life was correlated to the strain amplitude at the notch root. The relation between the crack initiation life and the strain amplitude at 0.1 mm distant from the notch root was nearly unique independent of the notch shapes and was equivalent to the relation obtained for smooth specimens.

Key Words : Fatigue, Notch, Crack, Crack Initiation Life, Torsional Fatigue, Carbon Steel, Austenitic Stainless Steel

1. 緒 言

機械構造物の疲労破壊は何らかの応力集中部を起点としており、応力集中を有する部材の疲労寿命の予測および強度設計手法の確立が必要である。設計では、切欠き係数などのパラメータを用いて、切欠きによる疲労限度や寿命の低下が評価されている⁽¹⁾⁽²⁾。従来の切欠き疲労の研究では軸力や曲げの場合が多くなされているが、ねじりに関する検討は十分ではない。原子力機器の構造材料としてオーステナイト系ステンレス鋼と炭素鋼が多く用いられており、切欠き疲労寿命の評価が重要である。オーステナイト系ステンレス鋼に関して、環状切欠きを持つ丸棒試験片のねじり疲労寿命が、平滑試験片の寿命より長くなるという切欠き強化の特異現象が報告されている⁽³⁾⁽⁶⁾。一方、炭素鋼に関してはこの特異現象は現れず、切欠きが鋭くなるほど寿命が短くなる。

筆者等は前報⁽⁷⁾⁽⁹⁾において、この特異現象を明らかにするため、直流電位差法を用いて疲労全寿命をき裂の発生と進展に分離し、全寿命に対する切欠きの影響について検討した。その結果、ステンレス鋼における切欠き強化の原因は、切欠きが鋭くなるほどき裂発生寿命は短くなるが、き裂進展が破面接触のために遅延され、その結果として全寿命が長くなることを明らかにした⁽⁷⁾⁽⁸⁾。一方、炭素鋼のねじり疲労においても、破面接触によるき裂進展の遅延は生じるがその程度は小さく、寿命を逆転するには至らない⁽⁹⁾。以上のように、切欠き材のねじり疲労寿命の評価においては、き裂発生と進展に分けて評価することが重要である。このうち、き裂発生寿命は切欠

* 原稿受付 2010 年 10 月 3 日

^{*1} 正員, フェロー, 名城大学 理工学部 (〒468-8502 愛知県名古屋市中白区塩釜口 1-501)^{*2} 学生員, 名城大学大学院 理工学研究科^{*3} 正員, 名城大学 理工学部^{*4} 正員, 永年会員, 名城大学 理工学部

E-mail: ktanaka@meijo-u.ac.jp

き底近傍での応力・ひずみによって支配されていると予想される。

そこで本研究では、環状切欠き丸棒の切欠き底近傍のひずみの評価から切欠き底でのき裂発生寿命を予測することを目的とした。まずステンレス鋼および炭素鋼について、繰返し応力・ひずみ関係を求めその結果を基に、中実丸棒の表面ひずみを求め、中実丸棒と中空丸棒の疲労寿命と比較した。ついで、前報⁵⁾⁷⁾で疲労試験を行った3種類の環状切欠き試験片に対して、弾塑性有限要素法 (FEM) により求めた切欠き底近傍の応力・ひずみと、実験でのき裂発生寿命との関係を求めた。この関係をもとに、切欠き底でのき裂発生寿命を予測する手法について検討した。

2. 材料の繰返し応力ひずみ特性

2・1 実験方法

実験材料は前報⁷⁾⁹⁾で使用了2種類で、オーステナイト系ステンレス鋼 (JIS SUS316L) および中・常温圧力容器用炭素鋼 (JIS SGV410) である。このうち、後者については、すでに繰返し応力ひずみ関係が報告されている²⁾ので、本研究での実験は前者を中心に行った。試験片形状は平滑中空丸棒 (SM-H) で、外径 16 mm、内径 14 mm、平行部の長さは 30 mm である。試験片は、マシーニングセンターで加工後に、内面はホーニング加工し、外面はエメリーペーパーで #2000 まで研磨した後、ダイヤモンド (9 μm)、アルミナ (1.0 μm, 0.3 μm, 0.1 μm) の順にバフ研磨で鏡面仕上げをしたのち疲労試験に供した。

疲労試験には引張りねじり複合疲労試験機 (島津製作所製 EHF-ED10/TQ-40L) を使用した。繰返し変形の測定は、室温用軸ねじり伸び計 (MTS 社製 Model 632.80) を用いて切欠きをはさんでゲージ長 25 mm の間隔のねじれ角を測定した。さらに、各繰返し数におけるトルクとねじれ角の関係は、モバイル高速波形レコーダ (KEYENCE NR-2000) を用い、1 サイクルでの測定点が 200 点以上となるように計測した。

疲労試験はねじれ角振幅で制御したひずみ振幅一定試験、荷重振幅で制御した応力振幅一定試験、および多段応力変動試験を行った。多段変動試験ではせん断応力を 120 MPa から 200 MPa までを 10 MPa で荷重を段階的に上昇させ、各応力レベルでは、200 回の繰返しを行い、変形挙動がほぼ安定した段階でひずみを測定した。応力制御試験における荷重比は $R = -1$ である。荷重波形は三角波で、周波数は 0.2~2.0 Hz である。ねじり応力振幅 τ_a は、ねじりモーメント(トルク)振幅 T_a より次式で求めた公称応力である。

$$\tau_a = \frac{16T_a}{\pi(d+d_0)^2(d-d_0)} \quad (1)$$

ここで、 d は試験片の外径、 d_0 は内径である。

2・2 繰返し応力ひずみ特性

SUS316L のひずみ振幅一定試験では、負荷応力は繰返し数とともに減少したが、応力振幅一定試験では、ひずみ幅は繰返し数とともに初期には増大し、その後やや低下した。ここで、ひずみ振幅一定試験および応力振幅一定試験において、寿命の半分におけるひずみ振幅と応力振幅の関係をj用いて繰返し曲線を求めた。

測定したヒステリシスループからせん断ひずみ振幅の弾性成分 γ_e と塑性成分 γ_p を求め、次式より等価ひずみの弾性成分 ε_e と塑性成分 ε_p を求めた。

$$\varepsilon_e = \frac{\sqrt{3}}{2(1+\nu)} \gamma_e, \quad \varepsilon_p = \frac{1}{\sqrt{3}} \gamma_p \quad (2)$$

ここで、 ν はポアソン比である。なお、相当応力 σ_{eq} は、せん断応力振幅 τ_a より $\sigma_{eq} = \sqrt{3}\tau_a$ で求めた。また、材料の構成式として次式を用いた。

$$\begin{aligned} \varepsilon_{eq} &= \frac{\sigma_{eq}}{E} & (\sigma < \sigma_Y) \\ \varepsilon_{eq} &= \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma_{eq}}{E} + \left(\frac{\sigma_{eq} - \sigma_Y}{k} \right)^n & (\sigma > \sigma_Y) \end{aligned} \quad (3)$$

図 1 には SUS316L の等価応力振幅と等価ひずみ振幅の関係を示す。ひずみ振幅一定試験、応力振幅一定試験と多段応力変動試験の結果はほぼ一致する。そこで、すべてのデータを使用して式(3)の構成方程式を決定し、図中に実線で示す。ここでは、ねじり疲労の結果のみから定数を決定したが、この関係は引張圧縮においても成立することが確かめられている⁵⁾。また、表 1 にはこのようにして定めた定数をまとめる。一方、図 2 にはすでに報告されている応力振幅一定試験における寿命の半分における SGV410 の関係を示す³⁾。図中の実線は、実験点から決定した構成式(式(3))で、このときの定数を表 1 に示す。ここでは、引張りとねじりの両試験のデータを用いて決定した。図中には破線で SUS316L の関係を示す。両者を比較すると SGV 410 の方が変形抵抗は低いことが分かる。

Fig. 1 Relation between stress and strain for cyclic deformation of SUS316L.

Fig. 2 Relation between stress and strain for cyclic deformation of SGV410.

Table 1 Material parameters for cyclic stress-strain relation of SUS316L and SGV410.

Material	Young's modulus E (GPa)	Poisson's ratio ν	Yield stress σ_Y (MPa)	Hardening modulus k (MPa)	Hardening exponent n
SUS316L	195	0.3	129	1468	2.89
SGV410	206	0.3	100	991	3.61

3. 中空および中実丸棒のねじり疲労寿命

3・1 有限要素法による中実丸棒の表面ひずみの評価

平滑中実丸棒にトルク振幅 T_a を負荷した場合には、公称の表面応力振幅は次式で計算される。

$$\tau_a = 16T_a / \pi d^3 \quad (4)$$

ここで、 d は丸棒の直径である。しかし、この式は弾性変形を仮定しており、塑性変形が生じる場合の表面応力は上式で与えられる値より小さく、一方、ひずみは大きくなる。材料の構成式を使用するとトルクから表面応力およびひずみを材料力学的¹⁰⁾に求めることが可能である。この値は、弾塑性の FEM を用いて求められる値とよく一致した。ここでは、次章との統一性から有限要素法による結果を用いて議論する。FEM 解析では、汎用有限要素法ソフト Marc Ver. 2005 を用いた。要素分割には四節点四角形のアイソパラメトリック要素を使用し、形状と境界条件の対称性を考慮した軸対称解析を行った。材料の構成方程式として式(2)を使用した。中実丸棒の直径は、疲労データが報告^{(3)・(5)}されている寸法として、8, 10.7, 16 mm の場合について計算した。

図 3 には負荷した公称表面応力と丸棒表面の相当ひずみの関係を示す。(a)は SUS316L の丸棒直径が 3 種類の場合であるが、同一公称応力に対する表面せん断ひずみにほとんど差はない。一方、(b)は直径 10.7 mm の場合、SUS316L と SGV410 の関係を示す。SUS316L ではせん断応力 74.7 MPa ($=\sigma_y/\sqrt{3}$) から降伏が始まるのに対して、SGV410 は 57.7 MPa から降伏が始まる。同一公称応力振幅では、SUS316L の方がひずみは小さくなる。

3・2 中実丸棒のねじり疲労寿命

前節で評価した中実丸棒の表面ひずみを基に中空丸棒と中実丸棒の疲労寿命を比較する。図 4(a)には SUS316L の公称せん断応力と疲労寿命の関係を示す。図中には中空丸棒 (SM-H) および中実丸棒 (SM) の結果を示す。中空丸棒のひずみ一定試験では、寿命中期の応力振幅に対してプロットした。同一応力振幅では、中実丸棒の寿命の方が長い。図 4(b)には中実丸棒については FEM で求めた表面ひずみ ε_{eq}^* を、中空丸棒については応力から式(3)によりひずみを縦軸にとり、疲労寿命との関係をプロットした。ここで、表面でのひずみ振幅にはアステリクスを付けて示す。図より分かるようにひずみと寿命の関係は中実丸棒、中空丸棒に依存せずほぼ同一となる。この関係を次の Stromeyer 型の式で近似する。

$$\varepsilon_{eq}^* = 26.73(N_f)^{-0.447} + 0.153 \quad (5)$$

ここで、ひずみは%で表す。また、図中には、Jaske-O'Donnell の関係式¹¹⁾も示した。

$$\varepsilon_{eq}^* = 32.51(N_f)^{-0.50} + 0.118 \quad (6)$$

この式はステンレス鋼の引張圧縮疲労に対する実験式であり、ねじり疲労はこれより長寿命となる。

Fig. 3 Change of equivalent strain on the surface of solid bars with nominal stress.

Fig. 4 Fatigue life curves of hollow and solid bars of SUS316L.

Fig. 5 Fatigue life curves of hollow and solid bars of SGV410.

図 5 には SGV410 に関する結果を示す。(a)に示すように同一公称せん断応力では SUS 316L に比較して SGV410 の方が短寿命となる。また、この場合も公称せん断応力と寿命の関係では、丸棒と中空では一致しない。しかし、(b)に示すように表面ひずみ振幅 ϵ_{eq}^* (%) と寿命の関係で整理すると両者はほぼ一致する。両者の関係は次式となる。

$$\epsilon_{eq}^* = 76.73(N_f)^{-0.602} + 0.188 \quad (7)$$

図中には SUS316L の関係式(7)を示すが、データが得られている範囲で、同一のひずみ振幅では、SUS316L の方がやや長寿命である。

4. 環状切欠き丸棒のねじり疲労のき裂発生寿命

4・1 有限要素法による切欠き底ひずみの評価

FEM 解析では、汎用有限要素法ソフト Marc Ver. 2005 を用いた。要素分割には四節点四角形のアイソパラメトリック要素を使用し、軸対称解析を行った。環状切欠き丸棒は図 6 に示す 3 種類である⁽⁷⁾⁽⁹⁾。直径 $D = 16 \text{ mm}$ の丸棒に環状切欠きを最小断面直径が $d = 10.7 \text{ mm}$ となる様に導入する。切欠き半径 $\rho = 4.5 \text{ mm}$ の円弧形切欠き試験片を NA 材、 $\rho = 1.07 \text{ mm}$ の 60° V 形切欠き試験片を NB 材、 $\rho = 0.22 \text{ mm}$ の 60° V 形切欠き試験片を NC 材とする。FEM モデル化は、切欠きを含めて試験つかみ部以外の全長 50 mm の平行部に対してのみ行った。要素寸法は NA 材では 0.01 mm 以下、NB 材は 0.003 mm 以下、NC 材は 0.001 mm 以下であり、試験片モデルの要素数と節点数は、NA 材ではそれぞれ 6506, 6669, NB 材では 11844, 12074, NC 材では 12752, 12998 である。応力ひずみ関係には式(3)を用いた。ねじりに対する弾性応力集中係数は、NA 材 1.17, NB 材 1.55, NC 材 2.54 である。

図 7(a)には SUS316L に対する負荷公称応力と切欠き底の相当ひずみとの関係を示す。平滑丸棒 (SM) の場合も示した。相当ひずみが 6.64×10^{-4} において表面での降伏が始まり、負荷応力とともに上昇する。同一公称応力では切欠きが鋭い方が大きなひずみとなる。図 7(b)には切欠き底の相当応力 350 MPa で相当ひずみが 6.31×10^{-3} の場合の、最小断面上の切欠き底から中心へのひずみ分布を示す。SM 材では直線分布であるが、切欠きが鋭くなると分布が急となり、ひずみは急激に減少する。

図 8(a)には、SGV410 に対する平滑材、切欠き材の負荷公称応力と切欠き底の相当ひずみとの関係を示す。相当ひずみが 4.86×10^{-4} から降伏が始まり、切欠きが鋭い方がひずみは大きい。なお、SUS316L と比較すると同一公称応力、同一切欠きでは、SGV410 の方がひずみは大きい。また、図 8(b)は切欠き底の相当応力が 350 MPa のときの分布である。切欠き底の最大ひずみで正規化すると分布は SUS316L とほぼ一致する。

Fig. 6 Shape and dimensions of notched bars (dimensions are in mm).

(a) Equivalent total strain at the notch root

(b) Distribution of equivalent total strain

Fig. 7 Equivalent total strain near notch root as a function of nominal shear stress for SUS316L.

(a) Equivalent total strain at the notch root

(b) Distribution of equivalent total strain

Fig. 8 Equivalent total strain near notch root as a function of nominal shear stress for SGV410.

4・2 切欠き底での疲労き裂発生寿命

SUS316L に対する、公称応力振幅と切欠き底でのき裂発生寿命 N_c との関係を図 9 に示す。ここで、平滑中空丸棒 (SM-H)、平滑中実丸棒 (SM) の結果も示すが、この場合には、破断寿命 N_f を示した。図において、切欠き材 (NA, NB, NC) のき裂発生寿命は平滑中実丸棒より短い。

次に、FEM で求めた切欠き底の相当ひずみに対してき裂発生寿命をプロットした結果を図 10(a) に示す。図において、同一ひずみでも、切欠きの鈍い NA 材では曲線と一致するが、切欠きが鋭い NB, NC 材の場合は寿命が長くなる。以下、この理由について検討する。平滑材に対しては破断寿命をプロットしており、厳密にはき裂発生寿命と進展寿命の和である。一方、切欠き材の場合は電位差で検出したき裂発生寿命であり、このときのき裂深さは 0.1mm 程度である。このため、き裂発生が切欠き底の最大ひずみによって決まるとすると、切欠き材のき裂発生寿命は全ての切欠き材で一致するはずであるが、切欠きが鋭い NB, NC 材では寿命が長くなっている。この理由として、切欠き底からのある領域のひずみが支配しているものと考えられる。そこで、切欠き底から 0.1 mm 離れた位置でのひずみを求め、それに対して寿命を図 10(b) にプロットした。この場合、NB, NC の結果が平滑材の結果に近づくことから、このひずみを基にき裂発生寿命を評価することが可能となる。

図 11 には、SGV410 に対する公称応力とき裂発生寿命との関係を示す。この場合も平滑中空丸棒 (SM-H)、平滑中実丸棒 (SM) の寿命は破断寿命である。同一公称応力では、切欠きが鋭くなると寿命が短くなる。図 12(a)

Fig. 9 Relation between nominal stress amplitude and number of stress cycles to crack initiation for SUS316L.

(a) Equivalent strain at the notch root

(b) Equivalent strain 0.1mm distant from the notch root

Fig. 10 Relation between equivalent strain amplitude near the notch root and number of stress cycles to crack initiation for SUS316L

Fig. 11 Relation between nominal stress amplitude and number of stress cycles to crack initiation for SGV410.

(a) Equivalent strain at the notch root

(b) Equivalent strain 0.1mm distant from the notch root

Fig. 12 Relation between equivalent strain amplitude near the notch root and number of stress cycles to crack initiation for SGV410

には、切欠き底のひずみに対してき裂発生寿命をプロットした。この場合も切欠き材の寿命は、平滑材より長くなる。しかし、その程度は SUS316L の場合より小さい。この場合も切欠き底から 0.1 mm 離れた位置でのひずみに対してプロットした結果を図 12(b)に示す。平滑材の寿命と切欠き材の寿命がより近づく。

切欠き底でのき裂発生寿命が切欠き底での最大応力では決まるのではなく、ある特性領域だけ離れた位置での値、あるいはある特性領域での応力の平均値で決まることはよく知られている⁽¹²⁾⁽¹³⁾。従来のこれらの検討は、切欠き底近傍の弾性応力分布に対して行われていたが、塑性変形を考慮した塑性ひずみ分布においても同様に組織寸法を考慮することが必要であることは興味深い。また、この特性距離の大きさは、材料の微視組織に依存するものと考えられる。ちなみに、本実験材料の SUS316L の結晶粒径は 70 μm であり、SGV410 は 25 μm であり、組織寸法が前者の方が大きい、特性領域寸法は両材料とも 0.1 mm 程度で差がない。このことは単純に結晶粒径のみで特性寸法が決まっていないことを意味しており、今後他の材料についても、特性領域寸法と微視組織寸法との対応に関する検討が必要である。

5. 結 言

ステンレス鋼 (JIS SUS316L) と炭素鋼 (JIS SGV410) の環状切欠き丸棒のねじり疲労において、切欠き底でのき裂発生寿命を予測する手法について検討した。得られた主な結果は次の通りである。

- (1) 両材料の繰返し応力ひずみ関係を求めた。SUS316L 材の方が降伏応力は高く、塑性変形抵抗も大きい。
- (2) 両材料の中実丸棒に対する公称応力振幅と破断寿命の関係は、中空丸棒と異なり、寿命が長い。しかし、繰返し応力・ひずみ関係を基に、FEM により中実丸棒のねじり疲労に対して求めた表面ひずみ振幅と破断寿命の関係は、中空丸棒で求めた関係と一致した。
- (3) 両材料に関しては、負荷公称応力に対する切欠き底のひずみ振幅を FEM によって求め、電位差法で決定したき裂発生寿命との関係を求めた。同一公称応力では、切欠きが鋭い方がき裂発生寿命は短い。FEM で求めた切欠き底ひずみ振幅が同一の場合には、切欠きが鋭い方が長寿命となる傾向があった。
- (4) 切欠き底でのき裂発生寿命と、FEM で求めた切欠き底から 0.1 mm 離れた位置のひずみ振幅との関係は、切欠き形状によらずほぼ同一の関係となった。

謝 辞

本研究を遂行するに当たり疲労試験および有限要素解析にご協力いただきました石川知樹 (名城大学大学院学生)、高橋 聖 (当時名城大学理工学部学生)、成田純一、橋本 篤、土本康裕 (当時名城大学大学院学生) の諸君に感謝します。また、本研究の一部は、東京電力(株)、北海道電力(株)、東北電力(株)、中部電力(株)、北陸電力(株)、関西電力(株)、中国電力(株)、四国電力(株)、九州電力(株)、日本原子力発電(株)、電源開発(株)からの委託研究として、日本溶接協会 原子力研究委員会 MF III 小委員会で行われたものである。

文 献

- (1) Bannantine, J. A., Comer, J. L. and Handrock, J. L. "Fundamentals of Metal Fatigue Analysis", (1990), pp. 124 -177, Prentice-Hall.
- (2) 日本材料学会編, "疲労設計便覧", (1995), pp. 19-32, 養賢堂
- (3) 研究報告書, JWES-AE-0308, "繰返し複合荷重に対する軽水炉機器・構造物の健全性評価に関する研究 ", (2004), 日本溶接協会.
- (4) 研究報告書, JWES-AE-0606, "繰返し複合荷重に対する軽水炉機器・構造物の健全性評価に関する研究 その2", (2007), 日本溶接協会.
- (5) 研究報告書, JWES-AE-0906, "繰返し複合荷重に対する軽水炉機器・構造物の健全性評価に関する研究 その3", (2010), 日本溶接協会.
- (6) 押切智幸, 大川功, "鋼材のねじり疲労挙動に及ぼす応力集中の影響", 日本材料学会第 56 期学術講演会講演論文集, (2007), pp. 363-364.
- (7) 田中啓介, 橋本 篤, 成田純一, 江上 登, "オーステナイト系ステンレス鋼の環状切欠き丸棒のねじり疲労寿命", 材料, Vol. 58, No. 12 (2009), pp.1044-1050.
- (8) Tanaka, K. "Small Fatigue Crack Propagation in Notched Components under Combined Torsional and Axial Loading", *Procedia Engineering*, Vol. 2 (2010), pp. 27-46.
- (9) 田中啓介, 石川知樹, 成田純一, 江上 登, "炭素鋼の環状切欠き丸棒のねじり疲労寿命", 材料, 掲載決定.
- (10) 平 修二監修, "現代塑性力学" (1976), pp. 67-68, オーム社.

- (11) Jaske, C. E. and O'Donnel, W. J., "Fatigue Criteria for Pressure Vessel Alloys", *Trans. ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 99, No. 4 (1977), pp. 584-592.
 - (12) Peterson, R. E. "Metal Fatigue", (1959), pp. 293-306, McGraw-Hill.
 - (13) Tanaka, K. "Engineering Formulae for Fatigue Strength Reduction due to Crack-Like Notches", *International Journal of Fracture*, Vol. 29 (1983), pp. R39-R46.
-