等二軸疲労のための膜圧式疲労試験装置の開発[†]

辻 峰 史* 釜 谷 昌 幸**

Development of Pressurized Disc Type Fatigue Testing System for Equi-Biaxial Fatigue

by

Takashi TSUJI* and Masayuki KAMAYA**

A testing method for investigating fatigue strength under equi-biaxial stress/strain condition was developed. In this method, the equi-biaxial stress condition was achieved by applying pressure on the surfaces of a disc-type specimen, for which the disc edge was constrained by supporting jigs. Air pressure was used to apply the cyclic loading and the failure of the specimen was determined by detecting the crack penetration of the specimen thickness. This method allows application of the cyclic equi-biaxial stress without a complex testing apparatus or a complex controlling system such as the testing system using the cruciform or tubular specimens, conventionally used for the fatigue test under the equi-biaxial stress condition. After developing the testing system, the configuration of the disc-type specimen was designed by finite element analysis so that a crack would be initiated at the center of the specimen. Then, carbon steel (SS400 in JIS) specimens were subjected to the fatigue test. The developed system was demonstrated to be able to initiate a fatigue crack at the center of the specimen and to detect the specimen failure successfully. The test results showed that the fatigue lifetime under equi-biaxial stress was longer than that under uniaxial stress for the same Von Mises equivalent strain range.

Key words: Fatigue failure, Equi-biaxial, Membranous pressure, Thermal fatigue, Mises equivalent strain, Principal strain

1 緒 言

原子力発電プラント構造物では、局所的な温度変動に起因する繰返し荷重により疲労き裂が生じる場合がある。¹⁾例えば、温度差のある流体の合流箇所ではサーマルストライピングにより疲労き裂が発生する事象が報告されている。流体温度変動に起因する疲労では、表面方向に等方的な繰返し荷重（以下、等二軸疲労荷重）が作用する。²⁾しかし、サーマルストライピングによる疲労を含め、疲労強度の評価には、単軸の疲労試験の結果が用いられている。^{3), 4)}サーマルストライピングなどによる疲労強度を適切に評価するためには、等二軸疲労荷重下の疲労強度特性を把握するとともに、必要に応じて疲労強度評価に反映させることが望まれる。

等二軸疲労荷重下での疲労強度特性を調べる試験として十字型試験片^{5), 6)}や円筒型試験片^{7)~10)}を用いた方法が報告されている。十字型試験片を用いる場合、試験片中心部に等二軸の荷重を発生させるため4つのアクチュエータを用い、それらを同期させる必要がある。また、試験片形状も注意深い設計が求められる。円筒型試験片を用いる場合は、内外圧による周方向応力と軸方向の応力を同時に負荷することで、等二軸疲労荷重を負荷する。¹¹⁾この方法では、内圧により円筒中央での半径方向の変形が大きくなる場合、標点部で均一な変形が得られにくく荷重の制御が困難となる。¹²⁾また、外圧による座屈が生じる可能性があるため、片振りの疲労試験に制限される。¹³⁾

このように、等二軸疲労荷重を試験において模擬することは容易でなく、試験データも限られている。

本研究では、等二軸疲労荷重下での疲労試験を行うため、円盤型の試験片を用いる新たな試験装置（以下、膜圧式疲労試験装置とよぶ）の開発を試みた。円盤型の試験片を円形の膜と見立て、膜の片側に圧力を負荷し、シャボン玉をふくらませるように膜全体を膨張させる。これにより、膜の中心近傍に等二軸荷重を発生させることができる。そして、膜の両面に交互に圧力を負荷することで、等二軸疲労荷重を負荷することが可能となる。この方法では、軸対称の試験片を用いることで、特別な制御を行うことなく等二軸疲労荷重を負荷でき、また、空気圧によって膜圧を負荷する構造とすることで、比較的簡単に試験装置を製作することができる。

まず、膜圧式疲労試験装置の製作を行うとともに、試験片形状の検討を行った。そして、炭素鋼を用いて疲労試験を行い、等二軸疲労荷重下での疲労寿命について考察した。

2 膜圧式疲労試験装置の開発

2・1 試験装置

Fig. 1に膜圧式疲労試験における負荷部の模式図を示す。円盤形状の試験片の周囲端部を固定して片側の面から圧力を負荷すると、その面の表面には圧縮荷重が発生し、反対側の面には引張荷重が発生する。試験片の両面から交互に圧力を与えると、試験片中心では表面方向に

[†] 原稿受理 平成 25 年 5 月 24 日 Received May 24, 2013 ©2014 The Society of Materials Science, Japan

* 正 会 員 関西電力(株) 〒919-1141 福井県三方郡美浜町郷市, The Kansai Electric Power Co. Inc., Mikata-gun, Fukui, 919-1141

** 正 会 員 (株)原子力安全システム研究所 〒919-1205 福井県三方郡美浜町佐田, Inst. of Nuclear Safety System, Inc., Mikata-gun, Fukui, 919-1205

Fig. 1 A schematic drawing for representing loading system for pressurized disc type fatigue testing system.

等二軸の疲労荷重を負荷することができる。この方法では、試験片中心部近傍のみで等二軸疲労荷重となる。厚さが均一な円盤では、端部からき裂が発生するため、試験片中心部付近の厚さを相対的に薄くする必要がある。

製作した膜圧式疲労試験装置を Fig. 2 に示す。試験装置は、試験片を固定する負荷部、圧縮空気を供給するコンプレッサ、空気を負荷する試験片の面を切り替えるための空気切替弁、空気圧力を一定に保つための空気圧制御器、空気切替弁の操作を行う制御装置から構成される。負荷部の概要を Fig. 3 に示す。試験片を剛な上蓋と下蓋で挟み込み端部をボルトで固定することにより試験片の両面に空気室を形成させる。そして、コンプレッサからの一定圧力の圧縮空気を空気室に注入する。片方の空気室に空気圧を負荷している間は、反対側の空気室は大気圧とする。試験片に生じる荷重の大きさは空気圧の他、試験片の板厚と直径に依存する。本研究では、空気圧を 1MPa 未満とし、素材の大きさと加工性を考え、試

Fig. 2 Overview of pressurized disc type fatigue testing system.

Fig. 3 Cross-sectional view of loading part.

験片の直径を 330mm とした。この装置では、空気切替弁は ON/OFF 制御のため、試験片に負荷される荷重の波形は制御できない。試験中は、供給空気を一定圧力に制御し、試験片表面の中心に貼り付けた二軸のひずみゲージの出力変化を記録した。

2・2 試験片

試験に使用した試験片形状を Fig. 4 に示す。試験片中心部でひずみが最大になるよう、有限要素解析による試験片形状の検討を行った。軸対称要素を用い、Fig. 5 に示すように試験片断面の 2 分の 1 をモデル化した。試験片のヤング率は 210GPa、ポアソン比は 0.3 として、弾性解析を行った。位置 A は試験片中心、位置 B は中心から 120mm の位置の板厚の傾斜している部位、位置 C は試験片端部を示す。中心の板厚 a を 2.4mm とし端部の板厚 c を変数としてひずみの分布を算出した。

中心と端部の板厚の比 c/a を 2.0、空気圧を 1.0MPa とした場合の、半径方向のひずみを Fig. 6 に示す。内圧により試験片は連続的に変形しており、試験片中心部の両面において引張と圧縮のひずみが発生している。引張ひずみは、中心部表面で最大となり、その大きさは 1MPa の内圧に対して 0.85% であった。また、位置 B および端部においても比較的大きなひずみが発生した。

Fig. 4 Geometry of disc type specimen (dimensions in mm).

Fig. 5 Finite element modeling for disc type specimen.

Fig. 6 Strain distribution obtained by finite element analysis (deformation was enhanced by $\times 5$, $c/a = 2.0$, pressure : 1.0MPa).

板厚の比 c/a を 1.2 から 2.4 まで変化させたときの中心の表面に発生する最大ひずみ ($\epsilon_{r(A)}$) と、位置 B および端部の表面に発生する最大ひずみ ($\epsilon_{r(B)}$) および $\epsilon_{r(C)}$ との比の変化を Fig. 7 に示す。 c/a が 1.4 より小さい場合は、中心のひずみに対する端部のひずみの大きさは 1 を超えた。つまり、中心よりも端部の方が大きなひずみが発生した。一方、 c/a が 2.4 より大きい場合は中心よりも位置 B において大きなひずみが発生した。したがって、中心部でひずみを最大にするためには、 c/a を 1.4 から 2.4 の範囲内にする必要がある。本研究では、 c/a が 1.5 および 2.0 の 2 種類の試験片を用いた。

3 供 試 材

3・1 供試材

供試材は市販の炭素鋼 SS400 を用いた。この材料の引張試験より得られた機械特性を Table 1 に示す。素材は厚さ 36mm の平板で、機械加工により試験片を切り出した。

Fig. 7 Relationship between the ratio of thickness c/a and radial strains normalized by the strain at center $\epsilon_{r(A)}$.

Table 1 Mechanical properties of test material (SS400).

Upper yield point (MPa)	Tensile strength (MPa)	Strain at yield point (%)	Elongation (%)	Reduction in area (%)	Young's modulus (GPa)
231	426	0.16	37.3	73.9	212

3・2 供試材の基本特性

比較のため、単軸疲労試験と、平板試験片を用いた曲げ疲労試験を行った。単軸疲労試験には、Fig. 8 に示す平行部の直径が 10mm、長さが 20mm の丸棒試験片を用いた。圧延による疲労強度特性の異方性を調べるため、圧延方向 (L 方向) に切り出した試験片と圧延垂直方向 (T 方向) に切り出した試験片の 2 種類の試験片を準備した。試験片の表面は、エメリー紙にて 1200 番まで研磨を行ったのちバフ研磨により仕上げた。そして、室温大気中において完全両振りの荷重制御にて行った。試験中、評点間距離 12.5mm の伸び計を用いてひずみを測定した。き裂の成長により標点間距離の伸びが 2mm に達し試験装置が停止した時点疲労寿命 N_f と定義した。 10^7 回で破断しなかった場合は未破断のまま試験を終了した。

曲げ疲労試験には Fig. 9 に示す平板試験片を用いた。板厚は 9mm で、T 方向の試験片のみを用いた。試験は室温大気中において完全両振りの繰り返しのモーメントを負荷した。試験片端部の切欠き底でき裂が発生し、き裂の成長によりストロークが 4mm に達した時点疲労寿命 N_f と定義した。この時、試験片表面で観察されたき裂長さはおよそ 10mm であった。試験中は、切欠き底でのひずみを標点間距離 5mm のひずみゲージによって測定した。

単軸疲労試験および曲げ疲労試験によって得られた疲労寿命を Fig. 10 に示す。単軸疲労試験の L 方向と T 方向はほぼ同じ疲労寿命となった。等二軸疲労試験では材料の疲労強度の異方性が問題となる可能性があるが、本試験結果から、異方性の影響はとくに考慮する必要がないと判断できる。また、曲げ疲労試験の疲労寿命は単軸

Fig. 8 Geometry of cylindrical specimen for uni-axial fatigue tests (dimensions in mm).

Fig. 9 Geometry of plate specimen for bending fatigue tests (dimensions in mm).

疲労試験のそれと同程度であった。曲げ疲労試験では膜圧式疲労試験と同様に、試験片板厚方向に応力（ひずみ）勾配を有し、両面で引張りと圧縮の符号の異なる応力が発生する。Fig. 10の結果から、試験片断面の応力勾配は、ひずみ範囲に対する疲労寿命に顕著な影響を及ぼさないと考えられる。

4 膜圧式疲労試験

4・1 試験方法

膜圧式疲労試験の試験片条件を Table 2 に示す。板厚比 c/a は、試験片 A_1 と A_2 が 1.5、試験片 $B_1 \sim B_5$ は 2.0 とした。試験片 A_1 , A_2 , B_1 は表面を旋盤加工仕上げとし、それ以外の試験片は旋盤加工後に 1200 番のエメリー紙で表面仕上げを行った。繰返し速度は、試験片表面の温度が 50℃ を超えないよう 0.06Hz から 0.1Hz の間で調整した。試験中にひずみゲージの剥離が発生したが、その都度試験を中断し、ひずみゲージを貼り直した。空気室内の圧力は、試験中は連続測定した。試験片にき裂が発

Fig. 10 Fatigue lives obtained by uniaxial and bending fatigue tests.

Table 2 Summary of specimens for pressurized disc type fatigue tests.

Specimen	Minimum thickness (mm) [a]	Ratio of thickness [c/a]	Surface finish
A ₁	2.4	1.5	As-Machined
A ₂	2.4	1.5	As-Machined
B ₁	2.4	2.0	As-Machined
B ₂	2.4	2.0	Grinded
B ₃	2.4	2.0	Grinded
B ₄	2.0	2.0	Grinded
B ₅	2.2	2.0	Grinded

生・成長して試験片を貫通すると、空気室の最大圧力が低下する。その時の繰返し数を疲労寿命 N_f と定義した。 N_f 到達時の表面き裂長さはおよそ 10mm であった。

4・2 試験結果

膜圧式疲労試験の結果を Table 3 に示す。本実験結果をミーゼス相当ひずみ範囲^{8), 14)}で整理したものを Fig. 11 に示す。ミーゼス相当ひずみ範囲は以下の式より求めた。

$$\Delta \varepsilon_{eq} = \exp \left\{ \frac{1}{\sqrt{2(1+\nu_{eq})}} \sqrt{2(\Delta \varepsilon_c - \Delta \varepsilon_z)^2} \right\} - 1 \quad (1)$$

$$\nu_{eq} = \frac{\nu_e \varepsilon_r^e + \nu_p \varepsilon_r^p}{\varepsilon_r} \quad (2)$$

ここで $\Delta \varepsilon_c$ は表面方向の、 $\Delta \varepsilon_z$ は板厚方向の対数ひずみの変動幅を示す。疲労寿命の 2 分の 1 の繰返し数において、直交する 2 つのひずみゲージで測定された最大ひずみの平均を $\Delta \varepsilon_c$ とした。 $\Delta \varepsilon_z$ は一般化フックの法則および塑性ひずみの非圧縮性より求めた。ポアソン比は塑性成分を考慮した修正ポアソン比 ν_{eq} を用いた。 ν_e と ν_p はそれぞれ弾性と塑性のポアソン比で、0.3 と 0.5 を用いた。 ε_r は表面方向の公称ひずみで、 ε_r^e は弾性成分、 ε_r^p は塑性成分を示している。塑性ひずみの大きさは、Fig. 12 に示す直線近似した繰返し応力・ひずみ関係を用いて求めた。この図は、単軸疲労試験の寿命の 2 分の 1 の繰返し数における応力とひずみの関係と、引張試験の結果を示している。Fig. 11 のエラーバーの上限と下限は、それぞれポアソン比を 0.3, 0.5 としたときの値を示している。なお、グラフの縦軸は公称ひずみを用いた。

試験片 A_1 と A_2 の疲労寿命は単軸疲労や曲げ疲労と比較して同程度あるいは短寿命であった。Fig. 13 (a) に試験片 A_1 の試験後の表面観察結果を示しているが、これらの試験片では試験片端部でき裂が発生した。一方、試験片 $B_1 \sim B_5$ では試験片中心部でき裂が発生した。ただし、試験片 B_1 では Fig. 13 (b) に示すように、き裂は完全に中心ではなく中心から約 15mm の位置に円弧状に発生していた。この試験片は表面を研磨しておらず、旋盤加工による加工跡がき裂発生の起点になったと考えられる。試験片 B_1 の疲労寿命は相対的に短かった。

Table 3 Results of pressurized disc type fatigue tests.

Specimen	Pressure (MPa)	Strain at 0.5 N_f (%)	Fatigue life (N_f)	Crack location
A ₁	0.31	0.234	6,187	edge
A ₂	0.58	0.384	3,410	edge
B ₁	0.40	0.280	27,800	center
B ₂	0.38	0.280	125,900	center
B ₃	0.40	0.277	120,614	center
B ₄	0.40	0.308	52,023	center
B ₅	0.42	0.321	78,675	center

Fig. 11 Fatigue lives obtained by pressurized disc type fatigue testing system together with those obtained by uniaxial and bending fatigue tests.

Fig. 12 Cyclic stress-strain curve obtained by the uniaxial fatigue tests (broken line shows the curve obtained by tensile test).

Fig. 13 (c)に試験片 B₂の試験後の表面観察結果を示すが、試験片 B₂～B₅では試験片中心からき裂が発生し、半径方向に進展した。そして、疲労寿命は単軸疲労試験や曲げ疲労試験よりも長寿命となった。表面を研磨することにより旋盤加工による加工跡は除去され、き裂発生や進展に対する影響は見られなかった。Fig. 14はB₃, B₄, B₅の試験片における、疲労試験中の試験片中心において測定したひずみ範囲の変化を示す。直交する2方向のひずみ範囲はほぼ等しく、試験中の変化も大きくなかった。

(a) Specimen A₁

(b) Specimen B₁

(c) Specimen B₂

Fig. 13 Surface image after pressurized disc type fatigue test.

5 考 察

5・1 塑性ひずみの影響

試験片 A₁ と A₂ は、有限要素解析では中心部で最大ひずみが発生したにもかかわらず、端部にき裂が発生した。有限要素解析では弾性のみを考慮したが、実際には疲労試験中に塑性ひずみが生じていた可能性が考えられる。そこで、引張試験により得られた応力ひずみカーブを用いて塑性を考慮した有限要素解析を行った。Fig. 15は、

Fig. 14 Change in strain range measured by bi-axial strain gage during fatigue tests.

Fig. 15 Ratio of strain at the edge ($\varepsilon_{r(C)}$) to strain at the center ($\varepsilon_{r(A)}$) obtained by elastic and elastic-plastic finite element analyses.

板厚の比 c/a を 1.2 から 2.4 まで変化させた場合に、中心に発生するひずみ ($\varepsilon_{r(A)}$) と端部に発生するひずみ ($\varepsilon_{r(C)}$) との比を示す。弾性解析では、 c/a が 1.4 以上において中心のひずみが相対的に大きくなったが、弾塑性解析では c/a が 1.4 では $\varepsilon_{r(C)}/\varepsilon_{r(A)}$ はおよそ 1.6 となり、端部のひずみが相対的に大きい。そして、 c/a が 1.6 より大きくなると、中心のひずみが端部のひずみより大きくなった。

実験では、板厚の比 c/a を 1.5 とした場合に端部でき裂が発生し、板厚の比 c/a を 2.0 とした場合に中心でき裂が発生した。これは、塑性ひずみを考慮した有限要素解析の結果と一致している。

膜圧式疲労試験装置に用いる試験片の形状は、素材の厚さやサイズを元に決定することになる。このとき、試験片の厚さの決定には有限要素解析を援用する必要があるが、その際は弾塑性特性も考慮する必要がある。本研究の条件では、 c/a を 1.6 以上にすることで中心部にき裂を発生させることが可能と考えられる。

5・2 等二軸ひずみの範囲

半径方向ひずみ ε_r と周方向ひずみ ε_θ の比と、試験片中心からの距離の関係を Fig. 16 に示す。軸対象モデルを用いた解析結果なので、試験片中心部では完全な等二軸状態となり、 $\varepsilon_r/\varepsilon_\theta$ が 1 となる。そして中心から離れるにしたがって、 $\varepsilon_r/\varepsilon_\theta$ は 1 より小さくなった。 $\varepsilon_r/\varepsilon_\theta$ はひずみの大きさにも依存し、ひずみが大きくなるほど、 $\varepsilon_r/\varepsilon_\theta$ は小さくなった。本試験条件に近い試験片中心のひずみが 0.24% の状態では、中心から 30mm 離れた位置の $\varepsilon_r/\varepsilon_\theta$ は 0.8 であった。試験では、最終的なき裂長さは 30mm 程度であったことから、き裂進展を含めて、ほぼ等二軸の状態で試験ができていることがわかる。

5・3 疲労寿命に及ぼす等二軸疲労荷重の影響

Fig. 11 に示したように、ミーゼス相当ひずみで整理した場合、膜圧式疲労試験装置により得られた疲労寿命は、単軸疲労試験や曲げ疲労試験の結果より長寿命となった。これは、十字型試験片によるステンレス鋼⁵⁾、¹⁵⁾および低合金鋼¹⁵⁾の結果と一致する。なお、低サイクル域でミーゼス相当ひずみを算出する場合は、塑性ひずみを推定する必要があるが、安全側に全ひずみ範囲が塑性ひずみ範囲と等しいとした場合も、疲労寿命は単軸疲労試験や曲げ疲労試験の結果と同等となっている。一方、表面方向の主ひずみ範囲を用いて疲労寿命を整理した結果を Fig. 17 に示す。膜圧式疲労試験の結果は、単軸疲労や曲げ疲労の結果と比較して相対的に短寿命であった。本試験での N_f は 10^5 回程度であり、疲労寿命はき裂の進展寿命とほぼ等しいと考えられる。そしてミーゼス相当ひずみ範囲より主ひずみ範囲の方がき裂の駆動力を代表していると考えられる。Fig. 17 の結果からは同じ主ひずみ範囲に対して、等二軸下では加速要因が存在したと考えられる。例えば、同じ主ひずみに対する応力は等二軸下に対して $1/(1-\nu_{eq})$ 倍となる。

以上の結果から、単軸の疲労試験から得られた疲労寿命曲線を用いて等二軸疲労を評価する場合、表面方向の主ひずみ範囲を用いると非安全側の評価となり、ミーゼ

Fig. 16 Change in $\varepsilon_r/\varepsilon_\theta$ with distance from the center of the specimen obtained by finite element analyses.

Fig. 17 Relationship between fatigue lives and principal strain range.

ス相当ひずみ範囲を用いると安全側の評価となる。また、評価においてミーゼス相当ひずみを算出する際は、修正ポアソン比は 0.5 としても等二軸疲労荷重の影響を安全側に考慮できる。

6 結 言

空気圧を用いて円盤試験片の表面中心部に等二軸ひずみを発生させることが可能な膜圧式疲労試験装置を開発した。等二軸ひずみが生じる試験片中心に最大ひずみが発生するように、有限要素解析により試験片形状の検討を行った。そして、炭素鋼を用いた試験を行い、試験片中心にき裂を発生させることに成功した。

本試験装置では、試験片中心から 30mm の範囲で、半径方向ひずみ ε_r と周方向ひずみ ε_θ の比が 0.8 以上の二軸状態が実現できる。そして、炭素鋼の等二軸疲労荷重下での疲労寿命は、同じミーゼス相当ひずみに対しては、単軸や曲げ疲労試験による疲労寿命より長寿命となった。したがって、等二軸疲労荷重下での疲労損傷を評価する場合、ミーゼス相当ひずみを用いることで、疲労寿命を安全側に評価することができる。また、ミーゼス相当ひずみを算出する際の修正ポアソン比は 0.5 とすると安全側に評価できる。

参 考 文 献

- 1) N. Kasahara and T. Asayama, "New challenges for thermo-mechanical fatigue IV : High cycle thermal fatigue induced by fluid temperature fluctuation", Journal of the Society of Materials Science, Japan, Vol.56, No.4, pp.383-388 (2007).
- 2) M. Okazaki, "New challenges for thermo-mechanical fatigue II : Fundamentals for thermo-mechanical fatigue", Journal of

- the Society of Materials Science, Japan, Vol.56, No.2, pp.190-196 (2007).
- 3) JSME Codes, "Codes for nuclear power generation facilities -rules on design and construction for nuclear power plant-", JSME S NC1-2010, JSME (2010).
- 4) JSME Guideline, "Guideline for evaluation of high-cycle thermal fatigue of a pipe", JSME S 017-2003, JSME (2003).
- 5) T. Ogata and A. Nitta, "Evaluation of multiaxial low-cycle fatigue failure based on new criterion and its application to high temperature structural design", Journal of the Society of Materials Science, Japan, Vol.42, No.472, pp.72-77 (1993).
- 6) T. Itoh, M. Sakane and M. Ohnami, "Crack mode in high-temperature biaxial low cycle fatigue using a cruciform specimen", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.56, No.527, pp.1549-1556 (1990).
- 7) D. G. Havard and T. H. Topper, "New equipment for cyclic biaxial testing", Experimental Mechanics, Vol.9, No.12, pp.550-557 (1969).
- 8) T. Itoh, K. Murashima and T. Hirai, "Material dependence of multiaxial low cycle fatigue properties under non-proportional loading", Journal of the Society of Materials Science, Japan, Vol.56, No.2, pp.157-163 (2007).
- 9) A. Nitta, T. Ogata and K. Kuwabara, "The effect of axial-torsional straining phase on elevated-temperature biaxial low-cycle fatigue life in SUS304 stainless steel", Journal of the Society of Materials Science, Japan, Vol.36, No.403, pp.376-382 (1987).
- 10) Y. Takahashi, "Study on applicability of multiaxial fatigue parameters to nuclear piping materials", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.74, No.742, pp.796-804 (2008).
- 11) T. Inoue and T. Hoshide, "Experimental procedures for combined loading and mechanical behavior of materials under multiaxial stresses", Journal of the Society of Materials Science, Japan, Vol.38, No.434, pp.1231-1240 (1989).
- 12) M. Okazaki, "High temperature strength of materials", pp.325-353 (2008) The society of materials science, Japan.
- 13) K. Ohji, "A review of research on low-cycle fatigue under multiaxial stress condition", Journal of the Society of Materials Science, Vol.16, No.163, pp.213-227 (1967).
- 14) M. Ohnami, M. Sakane and N. Hamada, "Biaxial low-cycle fatigue in creep region at elevated temperatures", Journal of the Society of Materials Science, Japan, Vol.35, No.390, pp.230-240 (1986).
- 15) M. Sakane, M. Ohnami, T. Kuno and T. Itsumura, "High temperature biaxial low cycle fatigue using cruciform specimen", Journal of the Society of Materials Science, Japan, Vol.37, No.414, pp.340-346 (1988).