

博士論文

実機を想定した各種多軸負荷における
疲労強度特性および寿命評価

(Property of Strength and Life Evaluation in
Multiaxial Fatigue under Service Loading Condition)

2016年9月

立命館大学大学院理工学研究科
機械システム専攻博士課程後期課程

森下 高弘

立命館大学審査博士論文

実機を想定した各種多軸負荷における
疲労強度特性および寿命評価

(Property of Strength and Life Evaluation in
Multiaxial Fatigue under Service Loading Condition)

2016年9月
September 2016

立命館大学大学院理工学研究科
機械システム専攻博士課程後期課程

Doctoral Program in Advanced Mechanical Engineering and
Robotics
Graduate School of Science and Engineering
Ritsumeikan University

森下 高弘
MORISHITA Takahiro

研究指導教員：伊藤 隆基 教授
Supervisor: Professor ITOH Takamoto

目 次

緒 論.....	1
第 1 章 多軸疲労の現状と課題.....	1
参考文献.....	8
第 2 章 本研究の目的と本論文の構成.....	11
本 論.....	13
第 3 章 非比例多軸負荷における諸定義.....	13
3.1 緒言.....	13
3.2 応力・ひずみ範囲および平均ひずみ・応力の定義.....	15
3.3 非比例度の定義法.....	19
3.4 繰返し変動負荷での非比例多軸負荷損傷評価.....	23
3.5 結言.....	25
参考文献.....	26
第 4 章 SS400 鋼に対する非比例多軸疲労試験.....	27
4.1 諸言.....	27
4.2 供試材および試験方法.....	28
4.3 試験条件.....	30
4.4 試験結果および考察.....	34
4.5 結言.....	43
参考文献.....	44

第 5 章 円筒試験片を用いた二軸引張疲労試験	47
5.1 緒言	47
5.2 内圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置	48
5.3 供試材および試験方法	50
5.4 試験結果および考察	55
5.5 結言	64
謝辞	65
参考文献	66
第 6 章 広域な非比例多軸負荷状態での疲労試験	69
6.1 緒言	69
6.2 供試材および試験方法	70
6.3 内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置	73
6.4 ミーゼス基準の相当応力の導出方法	76
6.5 試験結果および考察	79
6.5 結論	85
謝辞	86
参考文献	87
第 7 章 切欠き試験片を用いた非比例多軸疲労試験	89
7.1 緒言	89
7.2 供試材および試験方法	90
7.3 実験結果と考察	93
7.4 結論	110
謝辞	111
参考論文	112

第 8 章 配管の温度変化に伴う多軸負荷試験	117
8.1 緒言	117
8.2 変動負荷に対する IS 法の拡張	118
8.3 T 字形合流配管における応力履歴の解析	121
8.4 試験方法	122
8.5 試験結果および考察	124
8.6 結言	133
参考文献	134
結 論	137
謝 辞	139

緒 論

第1章 多軸疲労の現状と課題

一般的な実機・構造物は、機械的負荷・熱的負荷等により組合せ多軸負荷を受ける。組合せ多軸負荷を考慮した疲労強度設計には、一般的にミーゼスやトレスカ等の相当応力や相当ひずみを用いることで、負荷状態を見かけ上単軸負荷に置き換えて行われてきた。多くの疲労強度設計では、この方法で強度的なトラブルが発生する頻度は低いと考えられるが、実際にどの程度の数のトラブル例があるか十分に把握できていないのが現状である。このことは、従来の設計や事故の際に多軸負荷を考慮した評価・解析が重視されなかったことに起因している。一方、圧力容器・配管、熱交換器などの高温機器では、比較的大きな応力振幅を伴う多軸繰返し負荷が生じるため、従来から多軸負荷を考慮した疲労強度設計がなされてきた。しかし、これらの多軸負荷を考慮した設計手法(例えば、ASME Boiler & Pressure Vessel Code Case Section III および VIII 等の設計基準(ASME

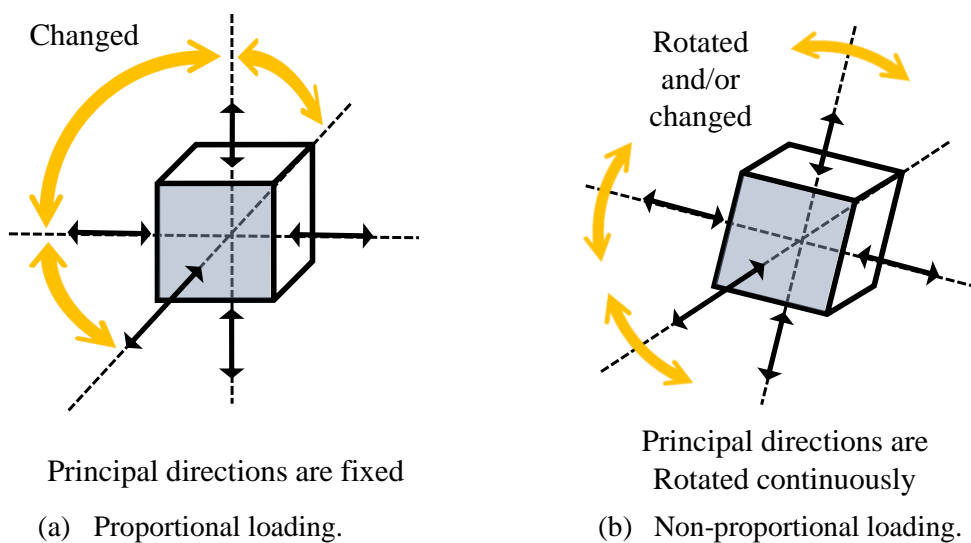


Fig. 1.1 Proportional and non-proportional loadings.

基準) [1, 2] は, Fig. 1.1 (a)に示す主に応力やひずみの主軸方向が変化しない, いわゆる比例多軸負荷に対するものであり, Fig. 1.1 (b)に示す主軸方向が時間的に変化する非比例多軸負荷には適応できないことが分かっている[3-10]. また, 最近のいくつかの実験研究報告では, 非比例多軸負荷を受ける構造材料の疲労寿命は, 単軸負荷のそれと比べて, 著しく低下することが指摘されている[11-17]. このことは設計現場でもその強度設計の危険性に関するものとして強く受け止められている.

多軸疲労状態の評価するための評価モデルとして, Findley [18] および McDianrmid [19] による損傷平面に基づく応力, Miller [20] および Brown [21] による損傷平面に基づくひずみ, Socie [7] および Fatemi [12] による損傷平面に基づく応力-ひずみ等が挙げられる. しかしながら, これらの評価モデルは評価式として十分な効力がある一方で, ASME 基準等に代わる疲労寿命評価モデルの実用の域には至っていないのが実状である. 言い換えれば, それらの研究成果が実機構造材料や構造物の強度設計および疲労寿命評価に応用するためのいくつかの未解決部分を有している. その一例として, 以下の事柄が挙げられる.

- 多軸高・低サイクル疲労試験の試験データ数が少ないことから, 疲労強度に及ぼす多軸負荷の影響が明らかになっていない. 低応力および低ひずみレベルでの変形挙動が明らかになっていない.
- 市販機を含めて既存の試験装置では, 再現できる負荷状態が限られており, 実機が受ける広域な多軸状態での試験が不可能である.
- 非比例多軸疲労試験の多くは平滑試験片を用いた試験に限定されており, 切欠き試験片を用いた試験データが不十分である. したがって, 形状を考慮した設計および寿命評価をすることができない.
- 実機を模擬した変動負荷 (ランダム負荷) 試験のデータ量が不十分である. それによって, 複雑な多軸状態の実機に対して適応可能であるか検証されていない.

以上の様に、多軸疲労においては多くの未解決部分を抱えており、複雑な負荷を受ける実機的设计に適応できる適切な疲労寿命モデルが未だに提案されていない。とくに適切な多軸疲労設計基準を構築する上で、上述の試験データを蓄積し、実験的に変形破壊特性を求めることが必要とされている。

上記の課題を抱えながらも現在まで試験データの補完がなされていない理由として、多軸試験の難しさおよび試験条件が試験装置に依存して限定されることが挙げられる。以下ではいくつかの多軸試験手法およびそれぞれの特徴について述べる。

一般的に行われてきた代表的な多軸疲労試験方法は、Fig. 1.2 に示すように使用する試験片の形状および負荷方法から次の4種類に分類される。

- ① 薄肉円筒試験片を用いた引張圧縮・繰返しねじり試験
- ② 薄肉円筒試験片を用いた引張圧縮・繰返しねじり／内外圧試験
- ③ 十字型試験片を用いた二軸引張圧縮試験
- ④ 立方体試験片を用いた三軸引張圧縮試験

これらの試験で試験可能な主応力比 λ および主ひずみ比 ϕ の範囲を表した図を Fig. 1.3 に示す。さらに、①～④の各試験方法の特徴を以下で述べる^(注釈)。

①薄肉円筒試験片を用いた引張圧縮・繰返しねじり試験 (タイプ IA)

薄肉円筒試験片に引張圧縮と繰返しねじりを同時に負荷する試験は、多軸試験の中で最も多く採用されている方法であり、平面応力での試験を行うことができる。その特徴としては、

(注釈) 主応力比 λ 、主ひずみ比 ϕ :

多軸状態の表示法。試験片表面と垂直な面に作用する最大応力 σ_1 と最小応力 σ_3 および最大ひずみ ε_1 および最小ひずみ ε_3 から次式で定義される。

$$\lambda = \begin{cases} \sigma_1 / \sigma_3 & |\sigma_1| \leq |\sigma_3| \\ \sigma_3 / \sigma_1 & |\sigma_1| > |\sigma_3| \end{cases} \quad \phi = \begin{cases} \varepsilon_1 / \varepsilon_3 & |\varepsilon_1| \leq |\varepsilon_3| \\ \varepsilon_3 / \varepsilon_1 & |\varepsilon_1| > |\varepsilon_3| \end{cases}$$

- (i) 試験方法が比較的簡単.
- (ii) 応力とひずみの両者を実験的に計測することができる.
- (iii) 応力とひずみの主軸方向を試験片標点部の板厚方向と垂直な面内で自由に變化させることができる (非比例負荷試験が可能).
- (iv) 実験可能な多軸状態が狭い範囲 ($-1 \leq \phi \leq -\nu$) に限定される.

② 薄肉円筒試験片を用いた引張圧縮・繰返しねじり／内外圧試験 (タイプ IB)

タイプ IA の試験方法に内外圧を重畳する方法である.

- (i) タイプ IA の試験方法と比べて, より広い範囲 ($-1 \leq \phi \leq 1$) での多軸応力状態での試験が可能となる.
- (ii) 内外圧を繰返し負荷するための特殊な試験装置が必要となり, 高度な試験技術を必要とする.

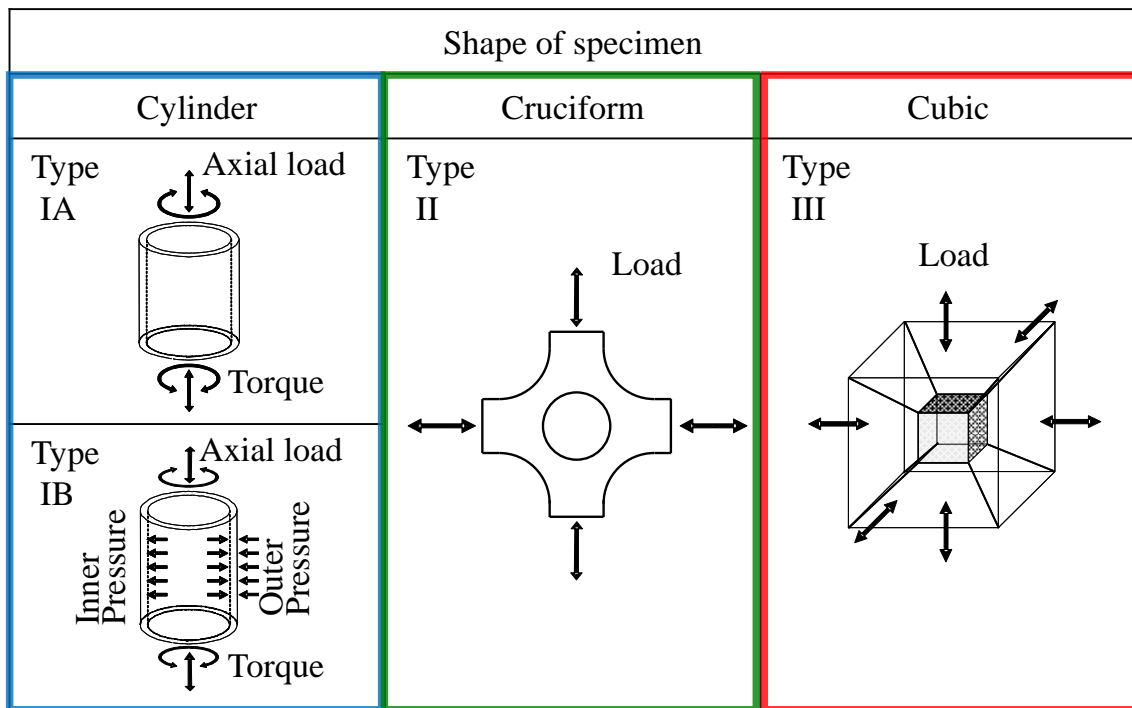


Fig. 1.2 Classification of multiaxial LCF testing methods.

- (iii) き裂が一旦板厚方向に貫通してしまうと内外圧を負荷することができず、試験が続行不可能となり、き裂の進展実験を行うことができない。

③ 十字型試験片を用いた二軸引張圧縮試験 (タイプ II)

十字型試験片を用いる多軸低サイクル疲労試験法は、

- (i) 平面応力 ($-1 \leq \phi \leq 1$) での多軸実験が可能である。
- (ii) き裂の進展試験も可能である。
- (iii) 試験の制御方法や装置が複雑で、高度な試験技術を必要とする。
- (iv) 負荷方向が試験片の腕方向に固定されていることから、主応力および主ひずみの主軸方向が変化しないために非比例負荷の実験ができない。
- (v) ひずみは実験的に評価することができるが、試験片の形状によっては応力を何らかの手法、たとえば、非弾性有限要素法解析から求める必要がある。

λ	-1	0			1	Tri-axial
ϕ	-1	-0.5	0	0.5	1	
Multiaxial stress state						
Multiaxial strain state						
Type	Range of stress/strain state for each type of test					
IA	Non-proportional					
IB	Non-proportional					
II	Proportional					
III	Proportional					

Fig. 1.3 Schematic showing multiaxial stress and strain states.

十字型試験片はこれまでに数種類の形状のものが提案されているが、それらの形状は疲労寿命や変形挙動のデータ取得等の試験目的に応じて決定されている。

④ 立方体試験片を用いた三軸引張圧縮試験 (タイプ III)

タイプ III では応力およびひずみの三軸応力下での多軸応力の試験が可能である。

- (i) 試験片の形状設計および加工が極めて難しい。
- (ii) 特殊な試験装置を必要とする。
- (iii) 標点部のひずみ計測にも特殊な計測装置を必要とする。
- (iv) き裂の観察が困難である。
- (v) タイプ II の十字型試験片を用いた試験と同様に主応力や主ひずみの主軸方向が固定されてしまうため、非比例負荷の試験を実施することができない。

以上をまとめたものを Table 1.1 に示す。多軸疲労試験で最も使用されるタイプ IA の薄肉円筒試験片を用いた引張圧縮・繰返しねじり試験は、非比例負荷の実験も可能だが、

Table 1.1 Type of multiaxial feature tests.

	Principal strain ratio	Non-proportional loading	Triaxial stress	Technical difficulty
IA	$-1 \leq \phi \leq -0.5$	Possible	Impossible	Low
IB	$-1 \leq \phi \leq 1$	possible	Impossible	High
II	$-1 \leq \phi \leq 1$	Impossible	Impossible	High
III	$-1 \leq \phi \leq 1$	Impossible	Possible	High

試験できる範囲が狭く、 $-v < \phi \leq 1$ のデータは極めて少ない。一方、タイプ II の十字型試験片を用いた二軸引張圧縮試験は、平面応力状態の広範囲で多軸応力の試験が可能である。しかし、主軸方向が固定されてしまうため、非比例負荷の試験を行うことができない。タイプ III の立方体試験片を用いた三軸引張圧縮試験は、三軸負荷下での試験を行うことができるが、十字型試験片と同じように主軸方向が固定されるため、非比例負荷の試験を行うことができない。すべての主応力および主ひずみ範囲で非比例負荷の試験を実施するには、タイプ IB の薄肉円筒試験片を用いた引張圧縮・繰返しねじり／内外圧試験装置の開発が必要不可欠であると考えられる。しかしながら、このような試験装置開発は過去に Socie らをはじめ幾人かの多軸疲労研究者が試みたが、いずれも成功には至らなかった。この理由として、内・外圧の油圧に材料の降伏強度に匹敵する高圧力を必要とし、その加圧装置の装置が大掛かりなものになること、特殊な試験制御が必要であること、試験装置の運転に高度で特殊な技術と多軸疲労の豊富な経験を要することが挙げられる。実機的设计に適応可能な疲労寿命評価モデルの開発には、試験の実施のみならずこれらの諸問題を回避した試験装置の開発が必要とされている。

参考文献

- [1] ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Section III, Division 1 NH-Class 1 Components in Elevated Temperature Service 2015.
- [2] ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII, Division 3-Alternative Rules for Construction of High Pressure Vessels 2015.
- [3] Nitta A, Ogata T, Kuwabara K. The effect of axial-torsional straining phase on elevated-temperature biaxial low-cycle fatigue life in SUS 304 stainless steel. *Journal of the Society of Materials Science* 1989; 36: 376–382 (1989).
- [4] Doong SH, Socie DF, Robertson I.M. Dislocation substructure and nonproportional hardening. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1990; 112(4), 456–464.
- [5] Wang CH, Brown MW. A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1993; 16(12): 1285–1298.
- [6] Itoh T, Nakata T, Sakane M, Ohnami M. Nonproportional low cycle fatigue of 6061 aluminum alloy under 14 strain paths. *European Structural Integrity Society* 1999; 25: 41–54.
- [7] Socie DF, Marquis GB. *Multiaxial fatigue*. Society of Automotive Engineers International 2000; 129–339.
- [8] Wiebesiek J, Störzel K, Bruder T, Kaufmann H. Multiaxial fatigue behaviour of laserbeam-welded thin steel and aluminium sheets under proportional and non-proportional combined loading. *International Journal of Fatigue* 2011; 33(8): 992–1005.
- [9] Bolchoun A, Wiebesiek J, Kaufmann H, Sonsino CM. Application of stress-based multiaxial fatigue criteria for laserbeam-welded thin aluminium joints under proportional and non-proportional variable amplitude loadings. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics* 2014; 73: 9–16.

- [10] Karolczuk A. Analysis of revised fatigue life calculation algorithm under proportional and non-proportional loading with constant amplitude. *International Journal of Fatigue* 2016; 88: 111–120.
- [11] Fatemi A, Socie DF. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1988; 11: 149–165.
- [12] Carpinter A, Brighenti R, Macha E, Spagnoli A. Expected principal direction under multiaxial random loading. *International Journal of Fatigue* 1999; 21: 89–96.
- [13] Itoh T, Miyazaki T. A damage model for estimating low cycle fatigue lives under non-proportional multiaxial loading. *Biaxial/Multiaxial Fatigue & Fracture* 2003; 31: 423–439.
- [14] Itoh T, Yang T. Material dependence of multiaxial low cycle fatigue lives under non-proportional Loading. *International Journal of Fatigue* 2011; 33(8): 1025–1031.
- [15] Itoh T, Sakane M, Shimizu Y. Definition of stress and strain ranges for multiaxial fatigue life evaluation under non-proportional loading. *Journal of Society of Material Science* 2013; 62(2): 117–123.
- [16] Itoh T, Sakane M, Morishita T. Evaluation and visualization of multiaxial stress and strain states under non-proportional loading. *Fracture and Structural Integrity* 2015; 33: 289–301.
- [17] Paul SK. Prediction of non-proportional cyclic hardening and multiaxial fatigue life for FCC and BCC metals under constant amplitude of strain cycling. *Materials Science and Engineering* 2016; 656(22): Pages 111–119.
- [18] Findley WN, Modified theory of fatigue failure under combined stress. *Proceedings of the Society for Experimental Stress Analysis* 1956; 14: 35–46.

- [19] McDiarmid DL. A shear stress based critical plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1994; 17(12) 1475–1484.
- [20] Brown MW, Miller KJ. A theory for fatigue under multiaxial stress-strain conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 1973; 187: 745–756.
- [21] Brown MW, Wang CH. A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1993; 16(12) 1285–1298.

第2章 本研究の目的と本論文の構成

第1章では、本研究の背景として多軸負荷が疲労寿命に及ぼす影響および社会的ニーズについて述べるとともに、他研究室における研究状況および多軸負荷下における材料の寿命評価方法について述べた。さらに、多軸負荷に関する未解決部分があることを示すとともに、それらを実験的に明らかにする必要があることを示した。本章ではこれらの研究背景を基に本研究の目的と本論文の構成を示す。

本論文は、実機を想定した各種多軸負荷における疲労強度特性および寿命評価を目的とし、一般的な多軸疲労の寿命評価法であるミーゼス基準の相当応力範囲 $\Delta\sigma_{eq}$ および相当ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_{eq}$ 、さらに伊藤・坂根らが提案しているひずみ経路および材料依存性を考慮した非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式 $\Delta\epsilon_{NP}$ の各種多軸負荷の疲労寿命に対する適応性を実験的に求めるとともに、 $\Delta\epsilon_{NP}$ の改良を行う。また、実施した多軸疲労試験は大別すると4種類であり、それぞれ、非比例多軸高サイクル疲労試験、広域な多軸状態での疲労試験、切欠きを有する試験片を用いた非比例多軸疲労試験および実機の負荷（熱疲労）を模擬した変動負荷試験である。各試験結果および考察を論ずる前に、第3章ではまず $\Delta\epsilon_{NP}$ の評価法を提示する。本評価式は非比例多軸負荷下における疲労寿命を適切に評価できるものとして提案されているが、それは非比例多軸低サイクル疲労のみに限定されている。そこで、第4章ではSS400鋼を用いた非比例多軸低サイクルおよび高サイクル疲労試験を実施し、高サイクル域における疲労変形挙動を実験的に示す。また、疲労強度近傍の応力レベルでの中断試験およびレプリカを用いたき裂観察も合わせて実施し、活動できるすべり面の増加が及ぼす試験片表面への影響および疲労強度への影響について考察する。さらに、実験データを基に、 $\Delta\epsilon_{NP}$ での疲労寿命の評価を行うとともに、弾・塑性ひずみを考慮した改良評価法を提案する。

第5章および第6章では、まず広域な多軸状態での疲労試験を実施するために開発し

た内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置の説明を行う。本試験装置は、主応力比 λ を $-1 \leq \lambda \leq 1$ の範囲、主ひずみ比 ϕ を $-1 \leq \phi \leq 1$ の範囲での試験が可能な装置であり、従来の軸・ねじり多軸試験装置では実現できなかった多軸負荷条件での試験を可能にした（従来の試験装置で試験可能な主応力比範囲は $-1 \leq \lambda \leq 0$ であり、主ひずみ比範囲は $-1 \leq \phi \leq -0.5$ である）。本試験装置を用いて、Ti-6Al-4V に対して二軸引張疲労試験（内圧／軸）および SUS316 に対して広域な多軸領域での非比例負荷試験（内外圧／軸・ねじり）を実施し、疲労寿命に及ぼす主応力比および主ひずみ比の影響について考察する。さらに、ミーゼス基準の相当応力で疲労寿命を整理し、広域な多軸応力状態への適応性について検討する。

第 7 章では、切欠きを有する試験片を用いた非比例多軸疲労試験を実施し、応力集中部に及ぼす非比例多軸負荷の影響について考察する。切欠き部の応力集中係数 K_t を組込んだ $\Delta \epsilon_{NP}$ を用いて疲労寿命を整理し、応力集中部の疲労寿命に対する評価法としての適応性について検討する。また、切欠き試験片では応力集中部における局所的な応力およびひずみによる評価が有効であることから、FEA を用いた応力およびひずみの解析を行うとともに、解析結果を基にした疲労寿命評価法について検討する。

第 8 章では、熱疲労を模擬した非比例多軸低サイクル疲労試験を実施し、変形破壊挙動を明らかにする。さらに、一定ひずみ振幅ではない、ランダム負荷状態に対する本評価式の適応性について考察するとともに、本評価式の拡張を行う。

結論では、以上の試験より得られた成果および社会的影響についてまとめる。すなわち、実機を想定した各種多軸負荷での材料試験結果に基づき、構造部材の疲労寿命評価の高度化に必須となる損傷評価パラメータの改良および強化が行われたことを記す。また、多軸負荷下での疲労寿命評価手法のレベルを実験室から産業界への大幅なシフトに成功したことに触れ、本論文を締め括る。

本 論

第3章 非比例多軸負荷における諸定義

3.1 緒言

薄肉円筒試験片を用いた引張圧縮および繰返しねじり試験では、応力およびひずみの多軸状態を試験片の軸および同軸に垂直面のせん断方向のひずみまたは応力から、次式の応力比 κ およびひずみ比 φ で示す方法がある。

$$\varphi = \frac{\gamma}{\varepsilon} \quad (3.1)$$

$$\kappa = \frac{\tau}{\sigma} \quad (3.2)$$

ここで、 σ および τ は試験片軸方向の垂直応力および同軸に垂直な面でのせん断応力であり、 ε および γ は前者のそれぞれに対応する垂直ひずみおよびせん断ひずみである。

上記とは別の多軸状態の表示法として、第2章の注釈でも定義したが、主応力や主ひずみの比で表す方法がある。すなわち、試験片表面と垂直な面に作用する最大主応力 σ_1 と最小主応力 σ_3 および最大主ひずみ ε_1 と最小主ひずみ ε_3 から次式で定義される主応力比 λ および主ひずみ比 ϕ である。

$$\lambda = \begin{cases} \sigma_1 / \sigma_3 & |\sigma_1| \leq |\sigma_3| \\ \sigma_3 / \sigma_1 & |\sigma_1| > |\sigma_3| \end{cases} \quad (3.3)$$

$$\phi = \begin{cases} \varepsilon_1 / \varepsilon_3 & |\varepsilon_1| \leq |\varepsilon_3| \\ \varepsilon_3 / \varepsilon_1 & |\varepsilon_1| > |\varepsilon_3| \end{cases} \quad (3.4)$$

薄肉円筒試験片を用いた引張・ねじり試験の場合、 ε_1 、 ε_3 と ε 、 γ および σ_1 、 σ_3 と σ 、 τ との関係は次式で表される。

$$\left. \begin{matrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_3 \end{matrix} \right\} = \left(\frac{1-\nu}{2} \right) \varepsilon \pm \frac{1}{2} \sqrt{(1+\nu)^2 \varepsilon^2 + \gamma^2} \quad (3.5)$$

$$\left. \begin{matrix} \sigma_1 \\ \sigma_3 \end{matrix} \right\} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (3.6)$$

ここで、 ν はポアソン比である。なお、 ν は弾性域では 0.3 前後、完全塑性域では 0.5 となる。なお、十字型試験片を用いる二軸負荷の多軸状態では、式 (3.3) および式 (3.4) の主ひずみや主応力の各成分の比で表示することが多い。

応力やひずみの主軸方向が時間的に変化する非比例多軸疲労では、疲労寿命が負荷経路に依存することが報告されている[1-6]。したがって、非比例多軸疲労での疲労寿命評価では負荷経路を考慮する必要がある。しかし、主軸方向が時間的に変化する場合の適切な応力およびひずみの定義法についてはまだ明確にされていなかった。また、このことが非比例負荷を受ける構造材料や構造物の疲労強度設計基準を開発する上での一つの障害となっていた。そこで、伊藤らが既に提案している非比例多軸負荷での応力・ひずみおよび同範囲の記述方法について示す[7]。

3.2 応力・ひずみ範囲および平均ひずみ・応力の定義

非比例多軸負荷では、主軸方向が時間的に変化するため、主応力・主ひずみおよびその主軸方向を時間の関数で表す必要がある。時刻 t における主応力・主ひずみベクトルを $\mathbf{S}_i(t)$ とする。ここで、添え字 i は 1, 2 および 3 であり、それぞれ、最大、中間および最小主応力・主ひずみベクトルを表す。また、 $\mathbf{S}_i(t)$ は応力基準では σ に、ひずみ基準では ε に置き換える（以下、同様）。主応力・主ひずみベクトルを xyz 座標系上で模式的に表したのが Fig. 3.1 である。

時刻 t における応力・ひずみ ($\mathbf{SI}(t) : \sigma \mathbf{I}(t), \varepsilon \mathbf{I}(t)$) を次式の最大主応力・主ひずみベクトル ($\mathbf{S}_1(t)$) または最小主応力・主ひずみベクトル ($\mathbf{S}_3(t)$) の絶対値の最大で定義する。

$$\mathbf{SI}(t) = \text{Max}[|\mathbf{S}_1(t)|, |\mathbf{S}_3(t)|] \quad (3.7)$$

また、負荷経路を一巡する間 (1cycle 中) での $\mathbf{SI}(t)$ の最大値を \mathbf{SI}_{\max} とし、次式で表す。

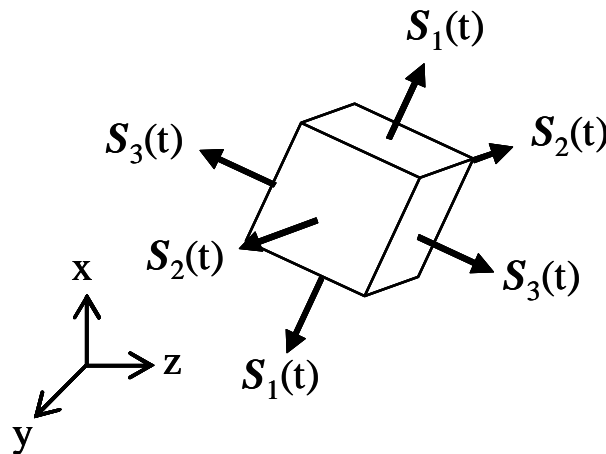


Fig. 3.1 Principal stress/strain in xyz coordinates.

$$SI_{\max} = SI(t_0) = \text{Max}[SI(t)] \quad (3.8)$$

すなわち, t_0 は $|S_1(t)|$ または $|S_3(t)|$ のいずれかが 1 サイクル中での最大となる時刻である.

主応力・主ひずみの主軸方向の変化を表すために, 基準となる新たな直交座標系 XYZ を定義する. X 軸の定義方法は最大ひずみ方向と最大累積損傷平面の 2 種類あり, 最大ひずみ方向は SI_{\max} の方向を X 軸と定義し, 最大累積損傷平面は 1 サイクル中における応力・ひずみの累積値が最大となる面に対する垂直方向を X 軸と定義する. Z 軸は YZ 面に投影された主応力・主ひずみベクトルが最大となる時の方向とする.

Fig. 3.2 に示すように応力・ひずみの主軸方向の変化角は, 任意の時刻の主応力・主ひずみベクトル ($S_i(t)$) と X 軸方向との間の角度 $\xi(t)/2$ および $S_i(t)$ を YZ 面に投影した方向と Y 軸方向の間の角度 $\zeta(t)$ で定義され, 次式で与えられる.

$$\frac{\xi(t)}{2} = \cos^{-1} \left(\frac{S_i(t_0) \cdot S_i(t)}{|S_i(t_0)| |S_i(t)|} \right) \quad \left(0 \leq \frac{\xi(t)}{2} \leq \frac{\pi}{2} \right) \quad (3.9)$$

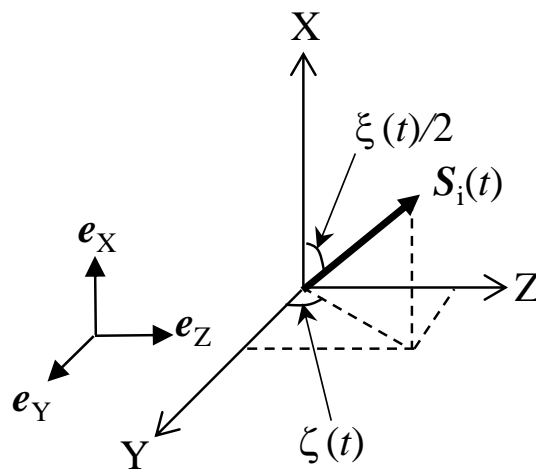


Fig. 3.2 Definition of principal stress/strain directions in XYZ coordinates.

$$\zeta(t) = \tan^{-1} \left(\frac{\mathbf{S}_i(t_0) \cdot \mathbf{e}_Z}{\mathbf{S}_i(t_0) \cdot \mathbf{e}_Y} \right) \quad (0 \leq \zeta(t) \leq 2\pi) \quad (3.10)$$

ここで、 \mathbf{e}_Y および \mathbf{e}_Z はそれぞれ、Y および Z 軸方向の単位ベクトルである。また、添え字 i は、 \mathbf{SI}_{\max} が与えられる主応力・主ひずみによって決まり、1 または 3 である。たとえば、 $\mathbf{SI}_{\max} = |\mathbf{S}_3(t_0)|$ のとき、 $i=3$ である。

式(3.7)の応力・ひずみ $\mathbf{SI}(t)$ と式(3.9)および式(2.10)の角度 $\xi(t)/2$ および $\zeta(t)$ を同時に表す方法として、Fig. 3.3 に示すような $\mathbf{SI}(t)$ と $\xi(t)$ および $\zeta(t)$ を用いた極座標系表示法を用いる。極座標系表示では、直交する 3 つの方向 \mathbf{SI}_1 、 \mathbf{SI}_2 および \mathbf{SI}_3 をそれぞれ、 $\xi=0$ 、 $\xi=\pi/2$ で $\zeta=0$ および $\zeta=\pi/2$ の方向にとる。なお、Fig. 3.3 の極座標系上では、表示する角度 $\xi(t)$ は Fig. 3.2 の材料上での角度 $\xi(t)/2$ の 2 倍となっていることに注意を要する。

上述で定義した応力・ひずみおよび主軸方向の変化角を極座標系表示することによって、三軸負荷状態での応力・ひずみ大きさと主軸方向変化の軌跡を 3 次元的に表すことができる。また、応力・ひずみ範囲および平均応力・ひずみを容易に定義できる。

応力・ひずみ範囲 ($\Delta\mathbf{SI}$) は、極座標系表示した応力・ひずみの経路の \mathbf{SI}_1 方向の最大値と最小値の差で与えられる。また、その応力範囲の中央値が平均応力 ($\mathbf{SI}_{\text{mean}}$) であり、次式で与えられる。

$$\Delta\mathbf{SI} = \text{Max}[\mathbf{SI}_{\max} - \mathbf{SI}(t)\cos\xi(t)] = \mathbf{SI}_{\max} + \mathbf{SI}_{\min} \quad (3.11)$$

$$\mathbf{SI}_{\text{mean}} = \frac{1}{2}(\mathbf{SI}_{\max} + \mathbf{SI}_{\min}) \quad (3.12)$$

ここで、 SI_{\min} は $[SI_{\max} - SI(t)\cos\xi(t)]$ が最大となる時の $-SI(t)\cos\xi(t)$ である。 ΔSI は Fig. 3.3 で示した SI_{\max} 面に作用する主応力・主ひずみの垂直成分の振幅であり、 SI_{mean} はその中間値である。 なお、ここでは SI を主応力・主ひずみとしたが、ミーゼスやトレスカの相当応力・ひずみに置き換えてもよい。

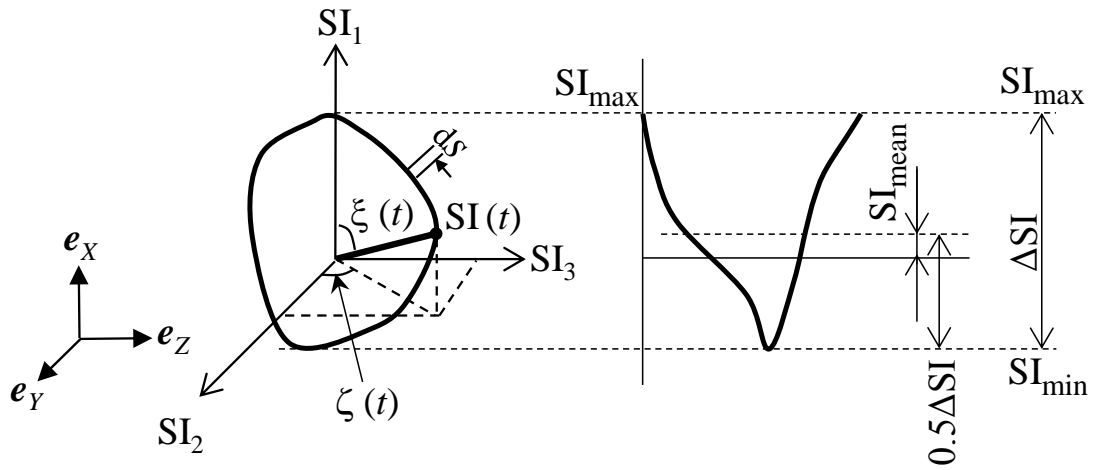


Fig. 3.3 Definitions of principal stress/strain range and mean principal value.

3.3 非比例度の定義法

伊藤らは平面負荷下での非比例多軸低サイクル疲労寿命を評価するために、ひずみ経路および材料依存性を考慮した次式の非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式 $\Delta\epsilon_{NP}$ を提案している[3, 6-8].

$$\Delta\epsilon_{NP} = (1 + \alpha f_{NP}) \Delta SI \quad (3.13)$$

ここで、係数 α は非比例負荷の影響の材料依存性を示す係数であり、非比例負荷による応力増加の程度を表している。この材料依存性 α の定義方法は二通り挙げられる。

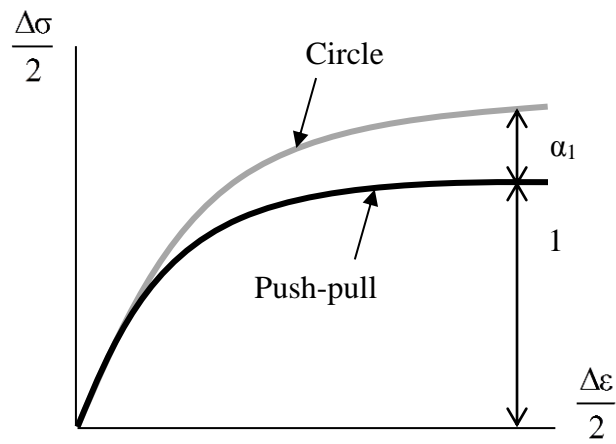
一つ目の定義方法は、Fig. 3.4 (a)に示すように非比例負荷による応力増加（追硬化，Additional hardening）の程度より求める方法である。すなわち、ひずみ振幅が十分に大きいとき時の非比例負荷（円形負荷，Circle）の応力振幅を比例負荷（引張・圧縮，Push-pull）のそれと比べたときの増加割合である。なお、このときの α を以下では α_1 とする。

二つ目の定義方法は、Fig. 3.4 (b)に示すように Circle の疲労寿命線図が Push-pull のそれと一致するように α を決める、いわゆるデータフィティングによる決定法である。なお、このときの α を以下では α_2 とする。

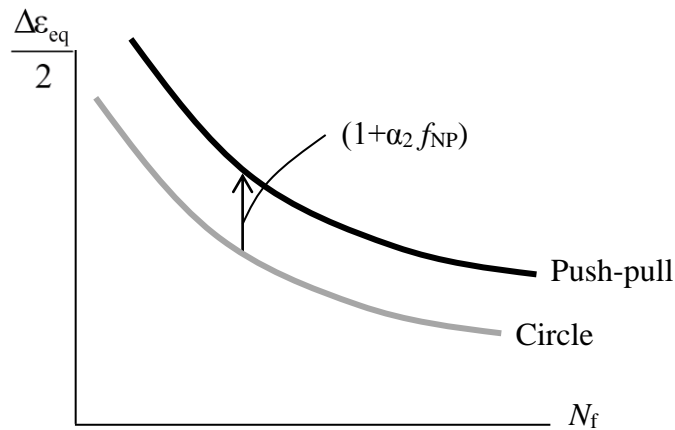
伊藤らはいくつかの材料について非比例多軸試験を行って、疲労寿命や追硬化の挙動および α の材料依存性について系統的に考察した[8]。その結果、 α_1 は結晶構造が面心立方晶（FCC）以外の材料に対してはそのまま適応できないことが分かり、 α_2 を代入した $\Delta\epsilon_{NP}$ で疲労寿命を適切に評価できることを示した。 α_1 と α_2 は Fig. 2.4 のように FCC 材料と BCC 材料毎にほぼ直線で整理され、また、その関係が次式で表されることも示した。

$$\alpha_2 = \begin{cases} 0.8\alpha_1 + 0.1 & \text{for FCC} \\ 2(0.8\alpha_1 + 0.1) & \text{for BCC} \end{cases} \quad (3.14)$$

なお, 式(3.14)の関係を用いて, α_1 から求めた α_2 を以下では α_2' とする.



(a) α_1 by degree of additional hardening.



(b) α_2 by data fitting.

Fig. 3.4 Definition of α_1 and α_2 .

本研究では、さらに静引張試験から得られる機械的特性から α_2 を簡易的に求める簡易推定法を次式で提案した[8]。なお、簡易推定法で求めた α を以下では α_3 とする。

$$\alpha_3 = S \frac{\sigma_B - \sigma_Y}{\sigma_B} \quad (3.15)$$

ここで、 S は結晶構造の違いを考慮した材料定数であり、FCC 材料で $S=1$ 、BCC 材料で $S=2$ となる。 σ_B は引張強さであり、 σ_Y は降伏応力または 0.2% 耐力である。Fig. 3.5 には α_2 を α_3 との関係を示すが、若干のデータのばらつきは見られるものの、両者はほぼ一致している傾向が見て取れる。

f_{NP} は非比例負荷係数で、ひずみ経路の非比例負荷の強さを表すパラメータであり、次式で定義される。

$$f_{NP} = \frac{\pi}{2SI_{\max} \cdot L_{\text{path}}} \int_C SI(t) |\sin \xi(t)| ds \quad (3.16)$$

f_{NP} は比例負荷では 0 であり、非比例負荷では $0 < f_{NP} \leq 1$ となる。ここで、 ds は応力・ひずみ経路での経路の増加分であり、 C は応力・ひずみ経路の積分路である。また L_{path} は全負荷経路の長さの和である。式(3.16)で $SI(t)$ は、応力の場合は σ 、ひずみの場合は ε と置換すればよいが、 SI - ξ - ζ 極座標系での経路で積分するので応力およびひずみ基準の違いによる f_{NP} 値の差はない。また、 f_{NP} は極座標において円形の場合 1 をとる。

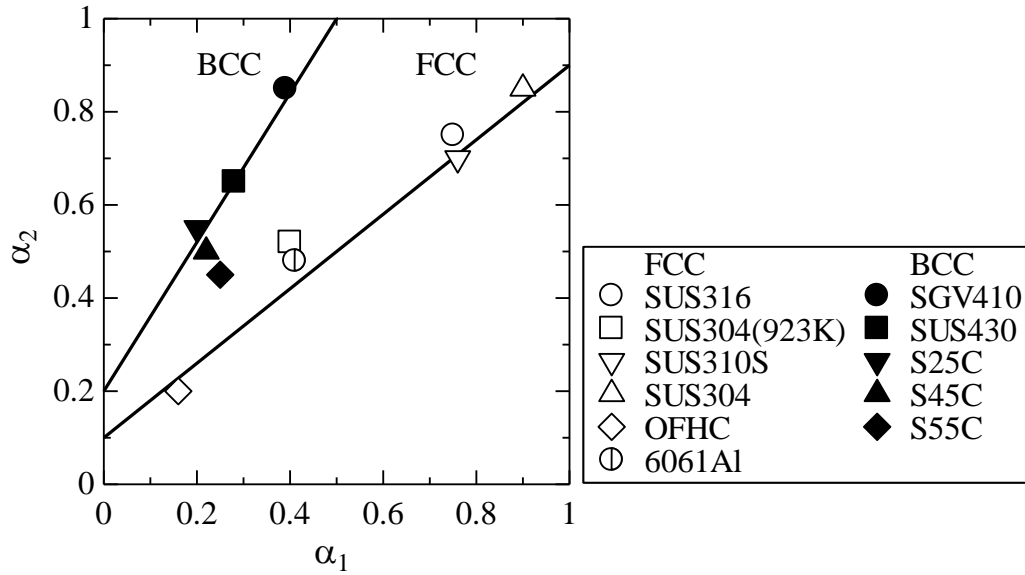


Fig. 3.5 Relationship between α_1 and α_2 .

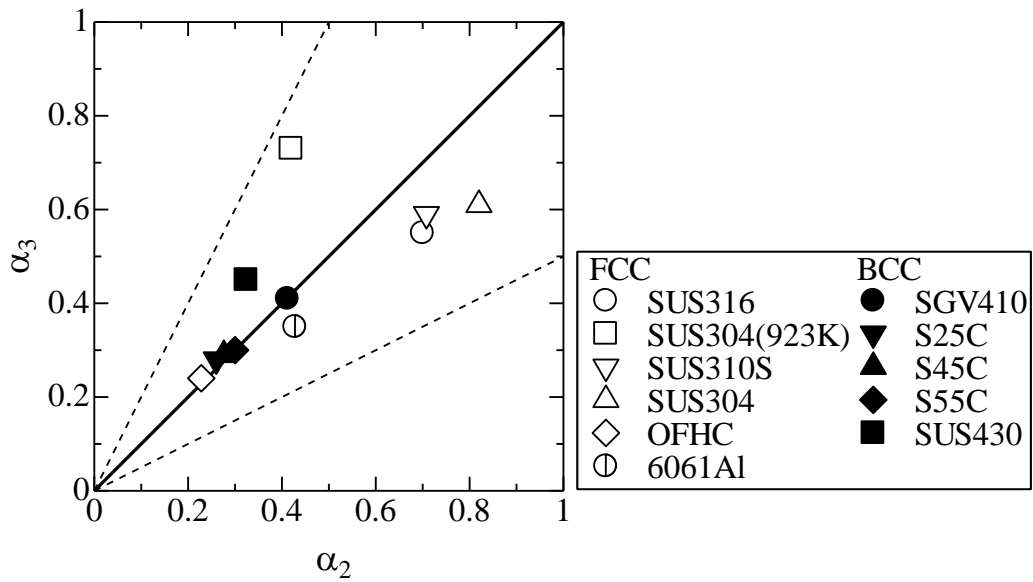


Fig. 3.6 Relationship between α_2 and α_3 .

3.4 繰返し変動負荷での非比例多軸負荷損傷評価

繰返し変動負荷における負荷波形の分離および繰返し係数法は、一般にレインフロー法[9]がよく用いられる。応力・ひずみの主軸方向が複雑に変化する非比例多軸負荷においても、IS法を用いて非比例多軸負荷を単軸負荷相当波形に落とし込み、波形分離した後に、それぞれの波に対して非比例多軸負荷の影響を考慮することにより、従来の単軸負荷と同様の疲労寿命評価が可能になると考えられる。

Fig. 3.7 を基に説明を行う。なお、ここでの負荷経路はひずみ経路とする。まず図の上部に示すように、IS法に基づいて負荷経路を極座標表示し、単軸負荷相当波形 $SI(t)\cos\xi(t)$ および主軸方向の変化量 $SI(t)|\sin\xi(t)|$ を求める。次に同図の下部に示すように、レインフロー法に基づいて $SI(t)\cos\xi(t)$ の波形を分離する。今回の波形では3つの波形に分離でき、それぞれの負荷の範囲を $\Delta\epsilon_1$ 、 $\Delta\epsilon_2$ および $\Delta\epsilon_3$ とする。非比例度 f_{NP} は、分離された $SI(t)\cos\xi(t)$ の範囲で $SI(t)|\sin\xi(t)|$ を分割し、式(3.16)に基づいてそれぞれの $SI(t)|\sin\xi(t)|$ より算出される。以上より算出した $\Delta\epsilon$ および対応する f_{NP} を用いることで $\Delta\epsilon_{NP}$ が求められる。この $\Delta\epsilon_{NP}$ から単軸負荷で得られた疲労寿命線図よりそれぞれの波形での疲労寿命を計算し、従来の単軸負荷の設計と同様のプロセスで適切な累積損傷則を用いて非比例多軸負荷での疲労寿命が予測できると考えられる。なお、ここで示す手法はまだ提案初期段階であり、モデルの構築のためのさらなる検討が必要である。

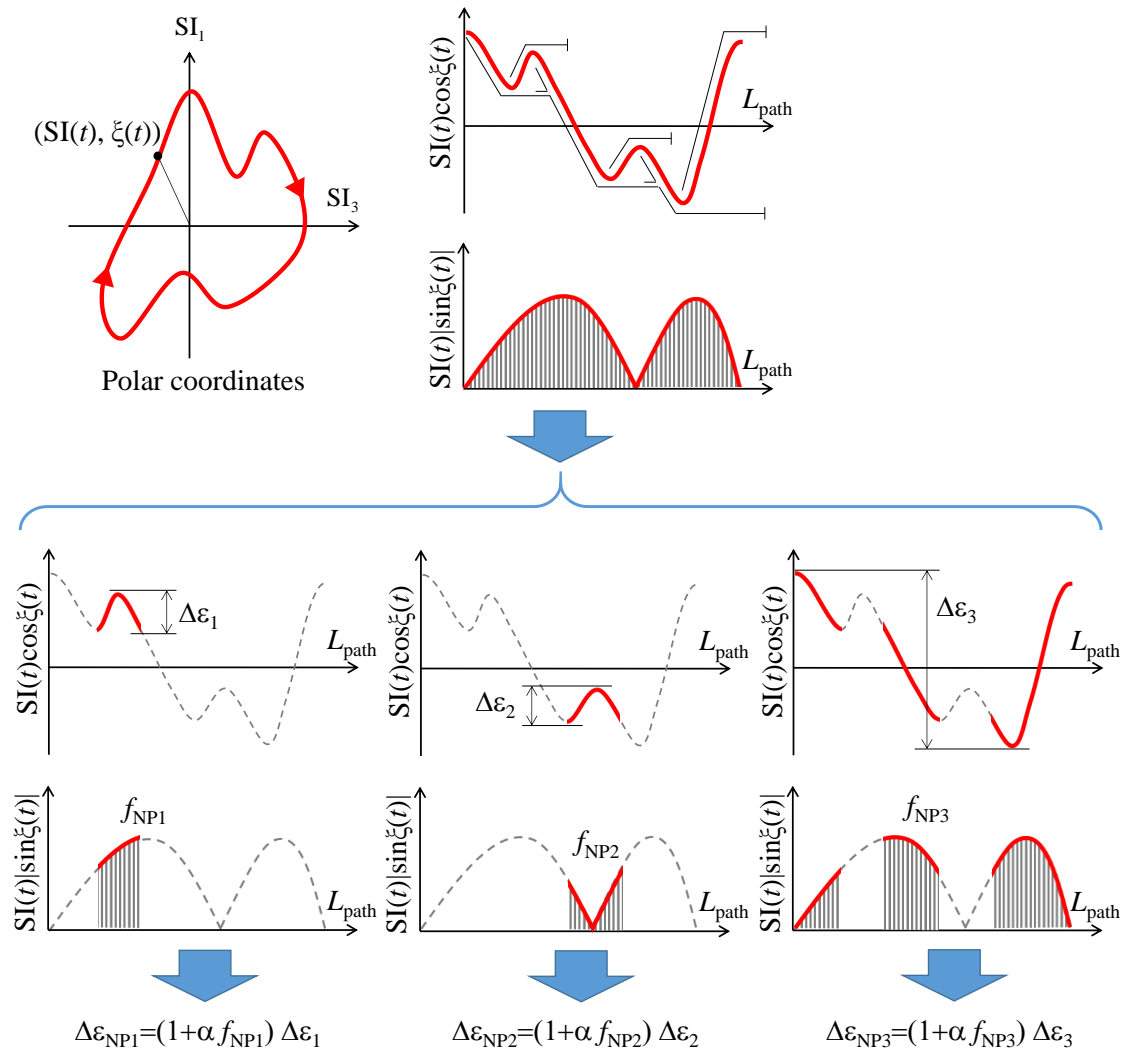


Fig. 3.7 Developed Rainflow cycle counting example under non-proportional

3.5 結言

- (1) 多軸状態の表示法として、円筒試験片の軸および同軸に垂直面のせん断方向の応力およびひずみから算出される応力比 κ およびひずみ比 φ を提示した。また、最大、中間および最小主応力および主ひずみから算出される主応力比 λ および主ひずみ比 ϕ も示した。
- (2) 主応力および主ひずみの軸方向が時間的に変化する非比例多軸負荷の応力およびひずみ範囲の定義方法である IS 法の説明を行なった。本手法は複雑な多軸状態の負荷を単軸負荷状態に置き換えることが可能である。
- (3) 伊藤らが提案しているひずみ経路および材料依存性を考慮した非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式 $\Delta \epsilon_{NP}$ を提示した。本評価式は、平面負荷下での非比例多軸低サイクル疲労寿命を評価することが可能である。また、本評価式に用いる材料定数 α の定義方法として3種類を提示した。
- (4) 変動負荷への対応として、インフロー法を用いた波形分割法について説明した。

参考文献

- [1] Fatemi A, Socie DF. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1988; 11: 149–165.
- [2] Itoh T, Sakane M, Ohnami M, Socie DF. Nonproportional low cycle fatigue criterion for type 304 stainless steel. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1995; 117: 285–292.
- [3] Carpinter A, Brighenti R, Macha E, Spagnoli A. Expected principal direction under multiaxial random loading. *International Journal of Fatigue* 1999; 21: 89–96.
- [4] Itoh T, Miyazaki T. A damage model for estimating low cycle fatigue lives under non-proportional multiaxial loading. *Biaxial/Multiaxial Fatigue & Fracture* 2003; 31: 423–439.
- [5] Itoh T, Sakane M, Shimizu Y. Definition of stress and strain ranges for multiaxial fatigue life evaluation under non-proportional loading. *Journal of the Society of Materials Science*; 62(2) 117–124.
- [6] Itoh T, Yang T. Material dependence of multiaxial low cycle fatigue lives under non-proportional loading. *International Journal of Fatigue* 2011; 33(8): 1025–1031.
- [7] Endo T, Mitsunaga K, Nakagawa H. Fatigue of metals subjected to varying stress-prediction of fatigue lives. *The Japan Society of Mechanical Engineers* 1967; 41–44.

第4章 SS400 鋼に対する非比例多軸疲労試験

4.1 諸言

応力およびひずみの主軸方向が時間的に変化する負荷, いわゆる非比例多軸負荷での低サイクル疲労寿命は, 非比例負荷による追硬化を伴って著しく低下し, その低下度合は負荷経路および材料に依存することが知られている[1-11, 16]. 伊藤らは各種金属材料を対象に非比例多軸負荷での低サイクル疲労試験を系統的に実施し, 繰返し変形・破壊および疲労寿命特性を明らかにするとともに, 非比例負荷による追硬化と疲労寿命の低下の関係を定量的に評価する方法を提案している[9-11]. さらに, 非比例多軸低サイクル疲労寿命を適切に評価し得るひずみ経路および材料依存性を考慮したひずみ基準の疲労寿命評価式を提案している[4, 9-11]. しかしながら, 非比例負荷下の高サイクル域(低応力・ひずみレベル)における変形・破壊特性および疲労寿命特性に関する研究は極めて少ない[12, 13].

本研究では, 高サイクル域の変形挙動および疲労寿命に及ぼす非比例負荷の影響を明らかにすることを目的とし, 一般構造用圧延鋼材 SS400 での円筒試験片を用いた低サイクルと高サイクルの幅広い応力およびひずみレベルの非比例多軸疲労試験を実施した. さらに, 高サイクル域に対して, 伊藤らが提案している非比例多軸疲労寿命評価式の適応性について考察するとともに, その改良を行なった.

4.2 供試材および試験方法

4.2.1 供試材および試験片

本試験で用いた供試材は、一般構造用圧延鋼 SS400 である。非比例多軸低サイクル疲労試験とステップアップ試験および非比例多軸高サイクル疲労試験で使用した試験片は、それぞれバッチの異なる試験材料から加工した。したがって、各試験で引張試験から得られる機械的性質が異なっており、それぞれの機械的性質を Table 4.1 に示す。また、試験片の形状および寸法を Fig. 4.1 に示す。試験片評点部の外径 12mm, 内径 9mm, 平行部長さ 6.4mm の薄肉円筒試験片である。評点部の外面はエメリー紙で 800, 1000, 1200, 1500, 2000, 3000 番の順に研磨後, アルミナ粒子で粒形 5, 1 μ m の順にバフ研磨を施した。内面については同様の手順で研磨を行い, エメリー紙の 3000 番まで施した。

Table 4.1 Mechanical properties of test material.

Test control	Yield stress σ_y [MPa]	Tensile strength σ_B [MPa]	Elongation δ [%]
Low cycle fatigue test	324	463	34
Step-up test High cycle fatigue test	283	437	32

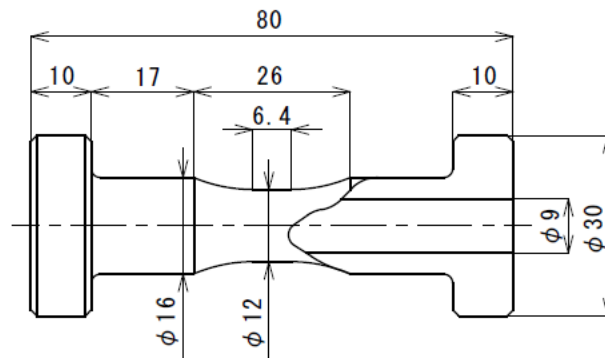


Fig. 4.1 Shape and dimensions of test specimen (mm).

4.2.2 試験装置

非比例多軸負荷試験に用いた試験装置は、Fig. 4.2 に示す試験片に軸荷重とねじり荷重を組み合わせて加えることのできるコンピュータ制御による電気油圧サーボ式の引張圧縮・繰返しねじりの多軸低サイクル疲労試験装置である。試験機的主要仕様は、軸荷重容量 $\pm 50\text{kN}$ 、トルク容量 $\pm 500\text{N}\cdot\text{m}$ 、最大試験周波数 5Hz である。

試験片評点部のひずみの計測には、渦電流式変位センサを備えた試験片の軸方向の変位とねじり角を独立して計測可能なレバー式伸び計を用いた。

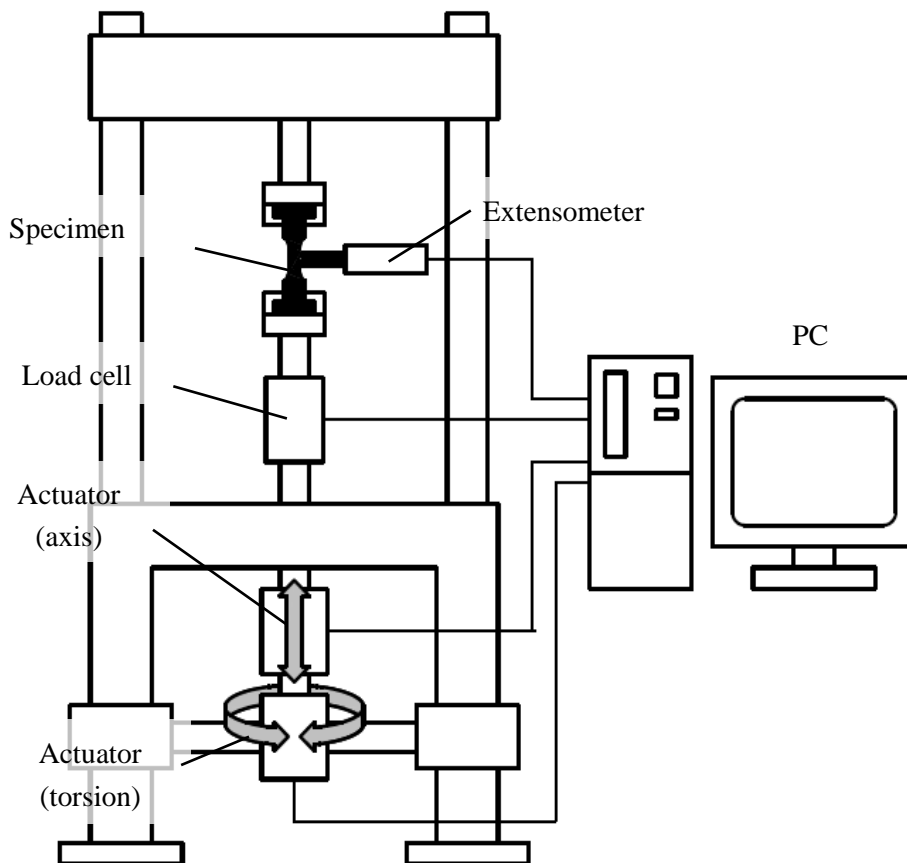


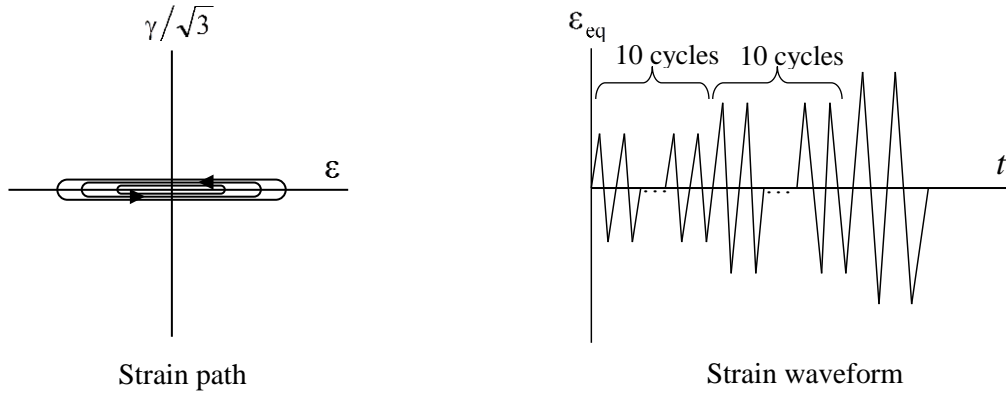
Fig. 4.2 Multi-axial fatigue testing machine.

4.3 試験条件

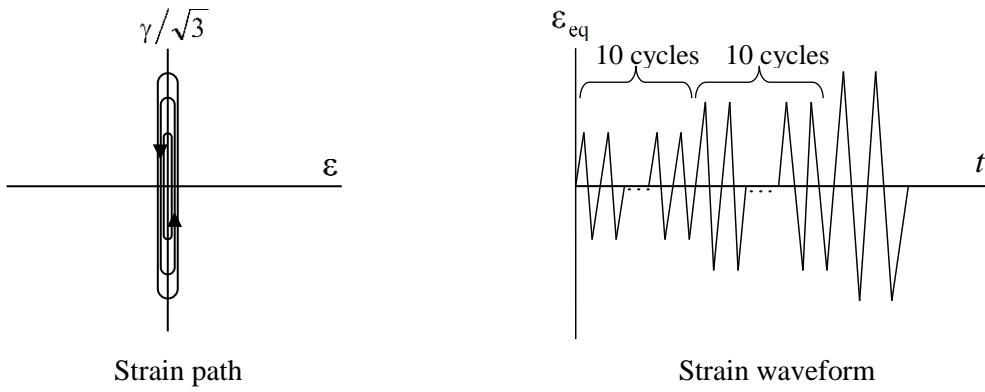
4.3.1 ステップアップ試験

SS400 の繰返し応力-ひずみ関係（繰返し構成式）を得るために，比例負荷および非比例負荷の多段振幅変動試験（ステップアップ試験）を実施した．また，この結果を基に非比例負荷による追硬化の度合い（非比例負荷による応力振幅の増加割合）を調べた．先に述べたように，この追硬化は非比例負荷による疲労寿命の低下と密接な関係があり，非比例多軸負荷における繰返し構成式の把握は，疲労寿命評価および解析を行う上で重要な位置付けとなる．

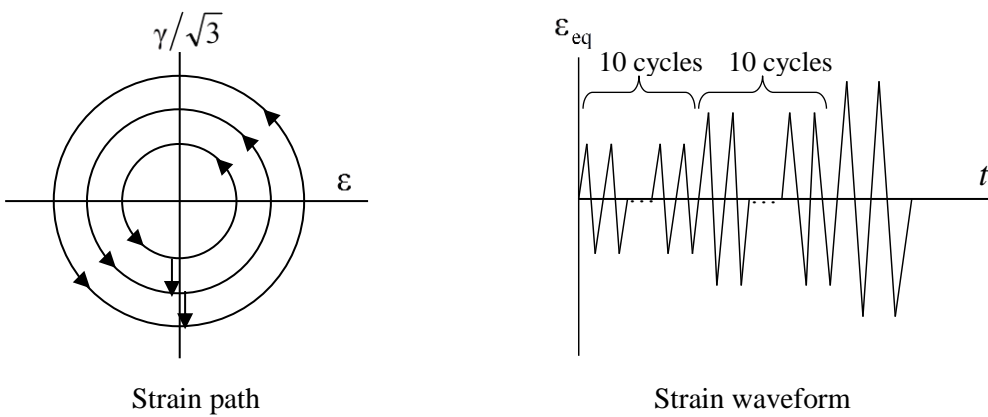
ひずみ経路は，Fig. 4.3 に示す引張圧縮負荷（Push-pull），繰返しねじり負荷（Rev. torsion）および円形負荷（Circle）の 3 種類とした．ここで，Push-pull および Rev. torsion は，それぞれ単軸および多軸の繰返し負荷で，試験中の応力・ひずみの主軸方向が変化しない，いわゆる比例負荷である．Circle は，試験片軸方向のひずみ ε とせん断ひずみ γ が 90° の位相差を有し，主応力・主ひずみの軸方向が時間的に変化する非比例負荷である．試験は室温大気中においてひずみ制御で実施し，ひずみ速度 $0.2\%/s$ でミーゼス基準の相当ひずみ範囲が 0.1 から 2.5% まで 10 サイクル毎に 0.1% ずつ増加させた．これは，繰返し応力-ひずみの関係性を正しく得るためには，一定ひずみで 10 サイクル行うことで，応力を安定させる必要があるためである．



(a) Push-pull.



(b) Rev. torsion.



(c) Circle.

Fig. 4.3 Strain path and strain waveform in step-up test.

4.3.2 非比例多軸低サイクルおよび高サイクル疲労試験

SS400 の低サイクル域での変形・寿命特性を得るために、非比例多軸低サイクル疲労試験を実施した。試験は、室温大気中においてミーゼス基準の相当全ひずみ制御で実施し、試験負荷速度はミーゼス基準の相当全ひずみ速度 $0.1\%/s$ 一定とした。ひずみ経路は、Fig. 4.4 に示す Push-pull, Rev. torsion および Circle である。Push-pull および Rev. torsion は、試験中の応力・ひずみの主軸方向が変化しない、いわゆる比例負荷である。Circle は主応力・主ひずみの軸方向が時間的に変化する非比例負荷であり、試験片軸方向のひずみ ε とせん断ひずみ γ が 90° の位相差を有し、ミーゼス基準の相当ひずみが一定となるように制御した試験である。疲労寿命 N_f は、応力振幅が最大値の $3/4$ となる時点での繰返し数、もしくは試験片が破断した時点の繰返し数と定義した。

高サイクル疲労試験については、荷重制御で実施した。試験は、室温大気中において、荷重制御で実施した。また、荷重速度は試験周波数で制御し、試験周波数は $1-5\text{Hz}$ の範囲で荷重レベルによって調整した。すなわち、高応力レベルの試験程、低い周波数の試験とした。応力経路は、ひずみ制御の試験と同様に Push-pull, Rev. torsion および Circle の 3 種類とした。Circle は試験片軸方向の応力 σ とせん断応力 τ が 90 度の位相差を有し、ミーゼス基準の相当応力が一定となるように制御した。疲労寿命 N_f は、試験片にき裂発生もしくは破断した時点の繰返し数と定義した。

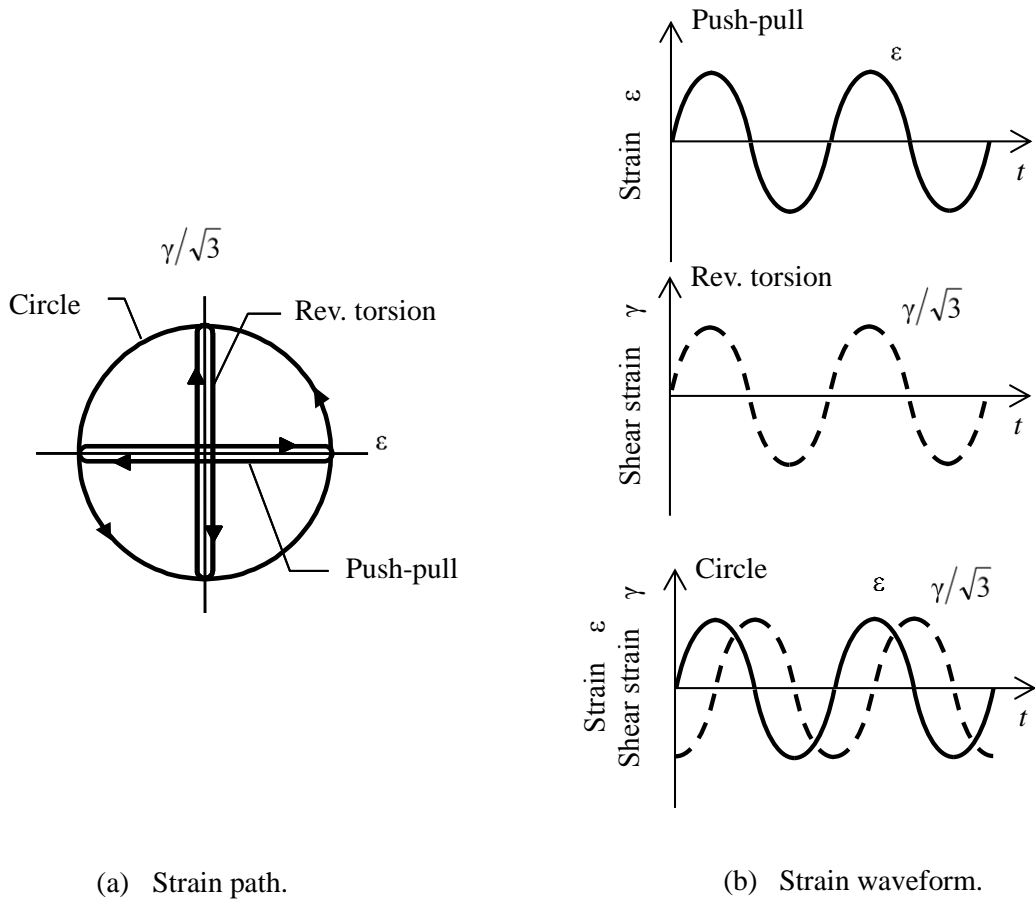


Fig. 4.4 Strain path and strain waveform for strain controlled test.

4.4 試験結果および考察

4.4.1 ステップアップ試験

Fig. 4.5 に試験結果をひずみ振幅と応力振幅でまとめたものを示す. SS400 は比例負荷である Push-pull および Rev. torsion において明瞭な降伏点降下が起きることがわかる. 一方, 非比例負荷である Circle ではそれが見られなかった. また, ひずみ振幅 $\Delta\varepsilon/2$ が 0.96% 程度するとき, Push-pull における応力振幅 $\Delta\sigma/2$ は 364MPa であり, Circle における応力振幅は 438MPa であった. したがって, 第 3 章の定義に従うと $\alpha=0.20$ であった. なお, 引張強さや降伏点が異なっても, 材種が同じであれば追硬化の度合はほぼ同じであるため, 高サイクル疲労試験および低サイクル疲労試験の両方で $\alpha=0.20$ として疲労寿命評価を行うことができる.

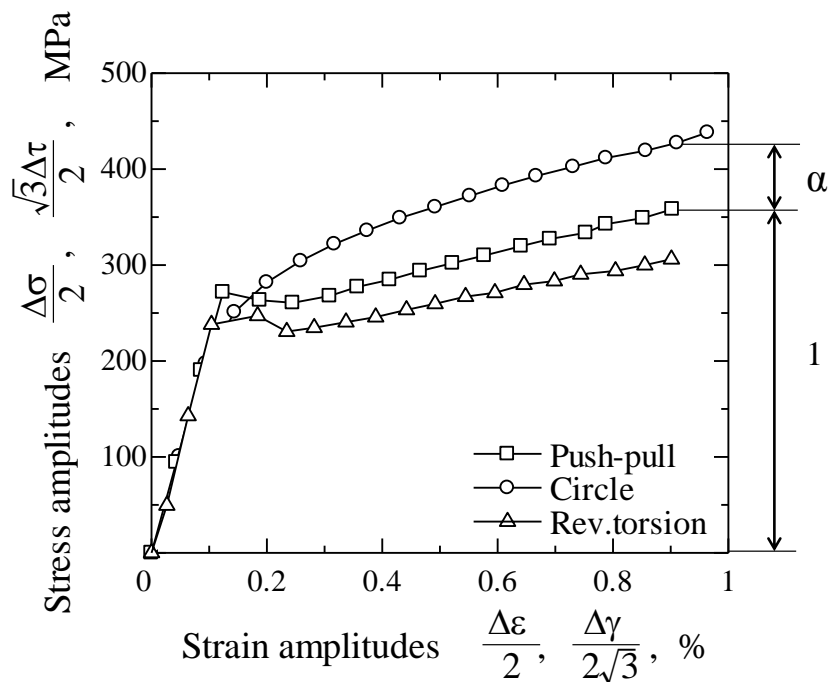


Fig. 4.5 Cyclic stress-strain curves.

4.4.2 非比例多軸低サイクルおよび高サイクル疲労試験

Table 4.2 および 4.3 にそれぞれ、非比例多軸低サイクル疲労試験（ひずみ制御試験）および非比例多軸高サイクル疲労試験（荷重制御試験）により得られた結果一覧を示す。また、Fig. 4.6 (a) にミーゼス基準の相当応力範囲 $\Delta\sigma_{eq}$ で疲労寿命 N_f を整理した結果を示す。なお、本章においてひずみ制御試験は中塗りプロット（■, ▲, ●）で示し、応力範囲は $1/2 N_f$ 時の値である。荷重制御試験は白抜きプロット（□, △, ○）で示し、応力範囲は制御で用いた応力値である。

比例負荷である Push-pull および Rev. torsion の疲労寿命は、ミーゼス基準の相当応力とよい相関があり、制御方法および負荷経路によらず同一直線上で表すことが可能であることがわかる。非比例負荷である Circle の疲労寿命は、比例負荷と同様にミーゼス基準の相当応力とよい相関があるものの、その疲労寿命が描く直線の傾きは比例負荷のものとは異なる。

高応力側（低サイクル域）では、非比例負荷の疲労寿命は比例負荷のそれに比べて、長寿命側にプロットされている。この原因として、非比例負荷では比例負荷に比べて応力増加（追硬化）が生じたことが考えられる。一方、低応力レベル（高サイクル域）では比例負荷と非比例負荷の疲労寿命の差は徐々に低下しており、比例負荷の疲労強度近傍で同一の値となる。

非比例負荷では活動できるすべり系の数が増加し、すべり系間の相互作用によって追硬化が生じることから、Fig. 4.5 の繰返し応力-ひずみ関係からもわかるように、低応力レベルでは非比例負荷による追硬化の度合は低下し、弾性限度以下では比例と非比例の応力-ひずみ関係は一致する。このことが、疲労強度に近づくにつれて比例負荷と非比例負荷の疲労寿命が近づく要因と考えられる。

Fig. 4.6 (b) にミーゼス基準の相当ひずみ範囲 $\Delta\epsilon_{eq}$ で疲労寿命 N_f を整理した結果を示す。なお、応力制御試験（□, △, ○）のひずみ範囲は $1/2 N_f$ 時の値である。図中の太い

実線は次式によって示される共通勾配法に基づく疲労寿命曲線であり，本試験での Push-pull の N_f を基準に引いたものである．また，その両端の破線は係数 2 の範囲を示している．

$$\Delta\varepsilon = AN_f^{-0.12} + BN_f^{-0.6} \quad (4.1)$$

ここで， A および B はそれぞれ σ_B/E および $\varepsilon_f^{0.6}$ によって定義される係数である．なお，本研究での B は式(4.1)の $\Delta\varepsilon$ と N_f の関係が Push-pull の結果に合うようにデータフィッティングにて求めた．この結果より，Push-pull の疲労寿命に比べて，Rev. torsion のそれは長寿命側のほぼ係数 2 の破線上で，逆に Circle のそれは短寿命側の係数 2 の外側（係数 3 程度）で整理された．このような傾向は，疲労寿命の増減の程度の差はあるものの他の構造材料でも同様に報告されている[11]．

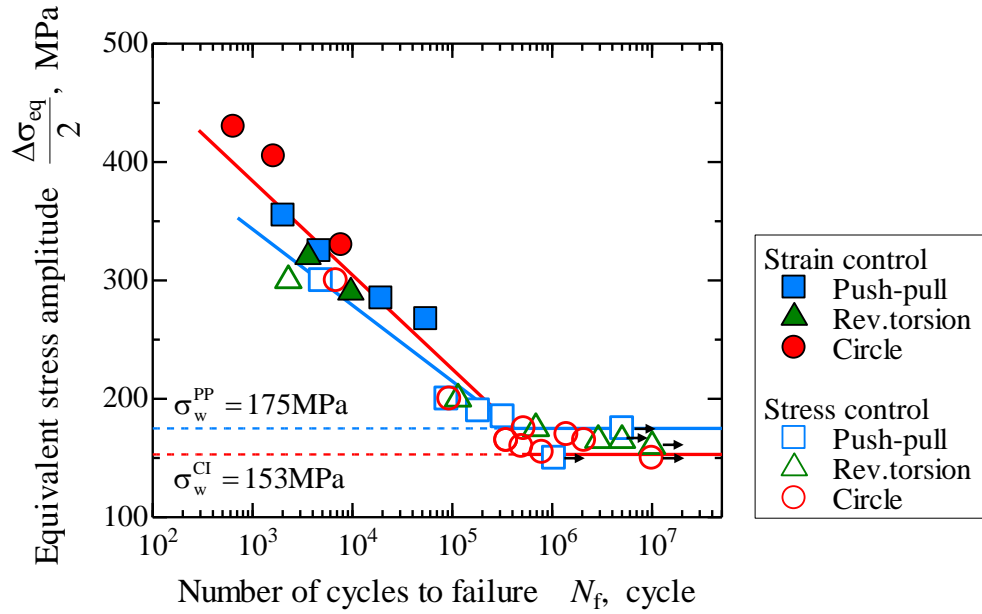
Table 4.2 Multiaxial low cycle fatigue lives for SS400.

Strain path	Strain range $\Delta\varepsilon_{eq}$ [%]	Stress ranges at $1/2 N_f$		Number of cycles to failures N_f [cycle]
		$\Delta\sigma$ [MPa]	$\sqrt{3}\Delta\tau$ [MPa]	
Push-pull	0.3	535	—	5.4×10^4
	0.4	570	—	1.9×10^4
	0.7	650	—	4.7×10^3
	1.0	710	—	2.0×10^3
Circle	0.4	660	615	7.7×10^3
	0.7	810	740	1.6×10^3
	1.0	860	800	6.5×10^2
Rev.torsion	0.7	—	580	9.6×10^3
	1.0	—	640	3.6×10^3

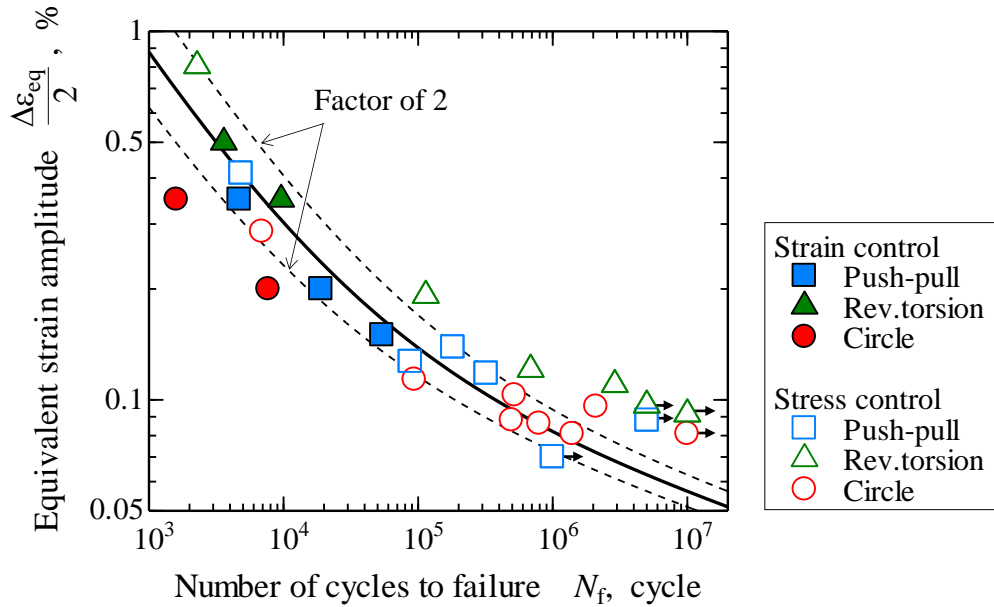
Table 4.3 Multiaxial high cycle fatigue lives for SS400.

Stress path	Stress range $\Delta\sigma_{eq}$ [MPa]	Strain ranges at $1/2 N_f$		Number of cycles to failures N_f [cycle]
		$\Delta\varepsilon$ [%]	$\frac{\Delta\gamma}{\sqrt{3}}$ [%]	
Push-pull	600	0.82	—	4.9×10^3
	400	0.26	—	8.8×10^4
	350	0.18	—	5.0×10^6 ↑
	300	0.14	—	1.0×10^6 ↑
Circle	600	0.38	0.58	6.9×10^3
	400	0.20	0.21	9.4×10^4
	350	0.18	0.21	5.2×10^5
	340	0.16	0.14	1.4×10^6
	330	0.16	0.17	2.1×10^6
	300	0.14	0.13	1.0×10^7 ↑

↑ : Run out



(a) Stress amplitude.



(b) Strain range.

Fig. 4.6 Correlation of failure life under strain and stress controlled tests.

4.4.2 非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式による疲労寿命評価

Fig. 4.7 に第3章で述べた伊藤らが提案している非比例負荷による応力増加のひずみ経路および材料依存性を考慮した非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式より得られる $\Delta\epsilon_{NP}$ で疲労寿命を整理した結果を示す. 低ひずみレベルでは安全側でプロットされているが, $\Delta\epsilon_{NP}$ と疲労寿命にはよい相関があることがわかった.

Fig. 4.8 に式 (4.2) より予測した疲労寿命 N_f^{va} と実験より得られた疲労寿命 N_f^{sp} との関係を示す. 本評価式は, 式(4.1)の共通勾配法および第3章で定義した式(3.13)の非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式より導出される.

$$\Delta\epsilon_I = \frac{AN_f^{-0.12} + BN_f^{-0.6}}{1 + \alpha f_{NP}} \quad (4.2)$$

本評価式による寿命評価からも, 低ひずみレベルでは安全側で評価されていることがわかった. その原因として, 式(4.2)では弾性変形が支配的な低応力・ひずみ振幅レベルで

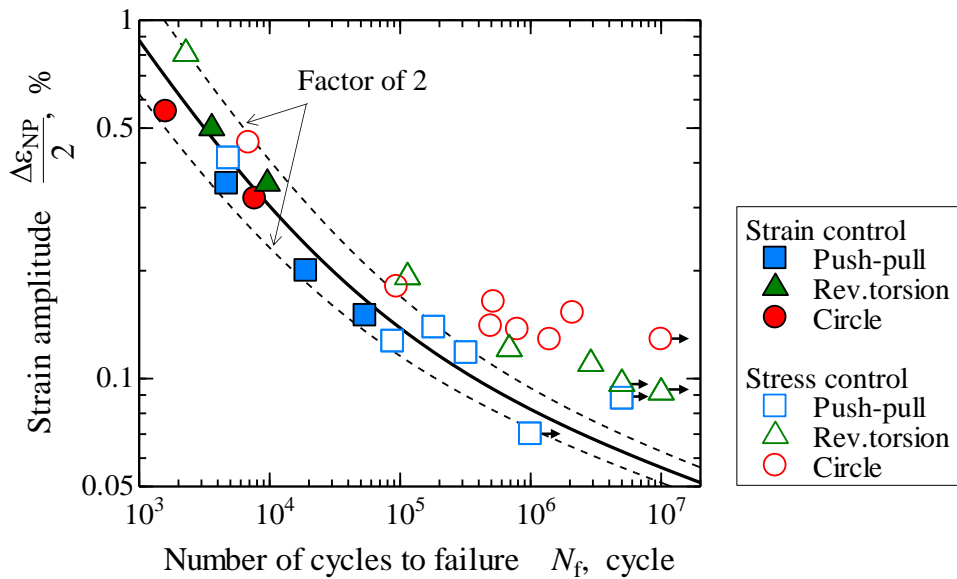


Fig. 4.7 Correlation with Failure life and $\Delta\epsilon_{NP}$.

は疲労寿命を過大評価してしまう傾向があると考えられる. 非比例負荷による追硬化は転位の異なるすべり面の相互作用で生じることから, 弾性域では非比例負荷の影響が小さくなるものと考えられる. また, Fig. 4.5 の繰返し応力-ひずみ関係からも, 弾性域では非比例負荷による追硬化が生じていないことがわかる.

このことから, 高サイクル域 (弾性変形が支配的な部分) での非比例負荷の影響を考慮するためには, 弾性項である $AN_f^{-0.12}$ に対しては非比例負荷による追硬化 ($1+\alpha f_{NP}$) を考慮しないで, 塑性ひずみである $BN_f^{-0.6}$ にのみ非比例負荷の追硬化を考慮した式 (4.3) を提案した.

$$\Delta\varepsilon_I = AN_f^{-0.12} + \frac{BN_f^{-0.6}}{1 + \alpha f_{NP}} \quad (4.3)$$

Fig. 4.9 に式(4.3)より予測した疲労寿命 N_f^{eva} と実験より得られた疲労寿命 N_f^{exp} との関

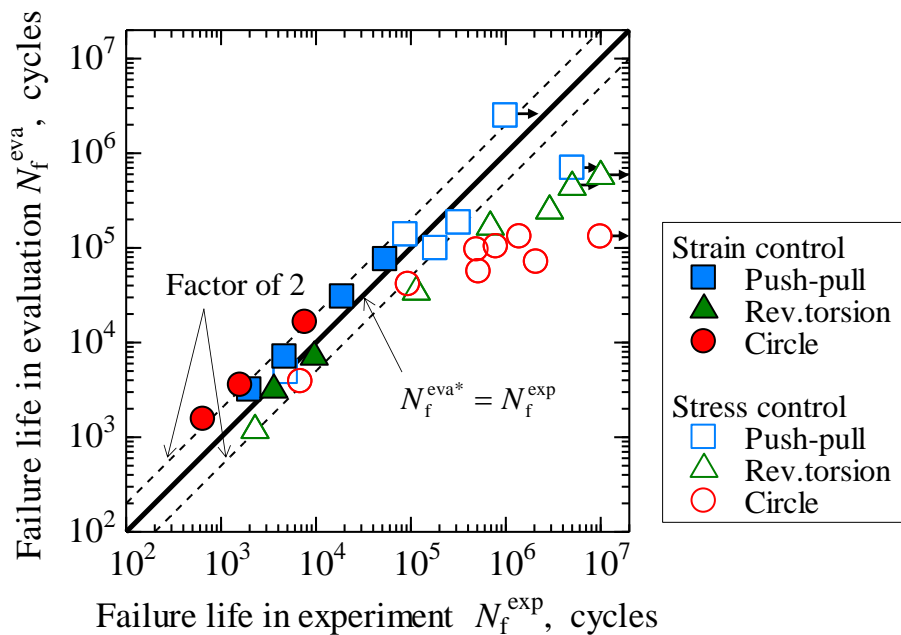


Fig. 4.8 Comparison of N_f^{eva} and N_f^{exp} .

係を示す。これにより, Fig. 4.8 (b) と比較してより適切に評価していることから, 式(4.3) によって低サイクル域のみでなく高サイクル域についても適切な評価が可能となった。

Fig. 4.10 に弾性ひずみ範囲 $\Delta\varepsilon_{eq}^e$ および塑性ひずみ範囲 $\Delta\varepsilon_{eq}^p$ と疲労寿命 N_f の関係を示す。なお, 円形負荷では, 常にミーゼス基準の相当ひずみがほぼ一定で負荷されており, 弾性ひずみ範囲の定義が存在しないことから, Push-pull の弾性ひずみ範囲と疲労寿命の関係 $\Delta\varepsilon_{eq}^e-N_f$ から得られる直線上に Circle のデータがプロットされるように, 弾性ひずみ範囲を定義した。本関係より, $\Delta\varepsilon_{eq}^e-N_f$ の関係では両者が同一直線で表されるのに対し, $\Delta\varepsilon_{eq}^p-N_f$ の関係では Push-pull と Circle はそれぞれ独立した直線で表されることがわかった。したがって, 非比例負荷の影響は塑性ひずみのみに働くことが考えられる。

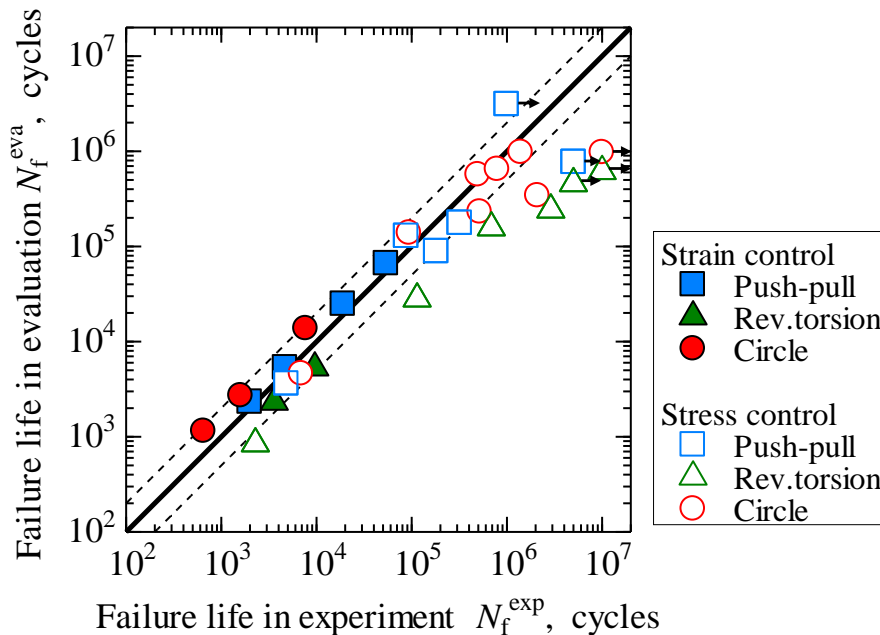
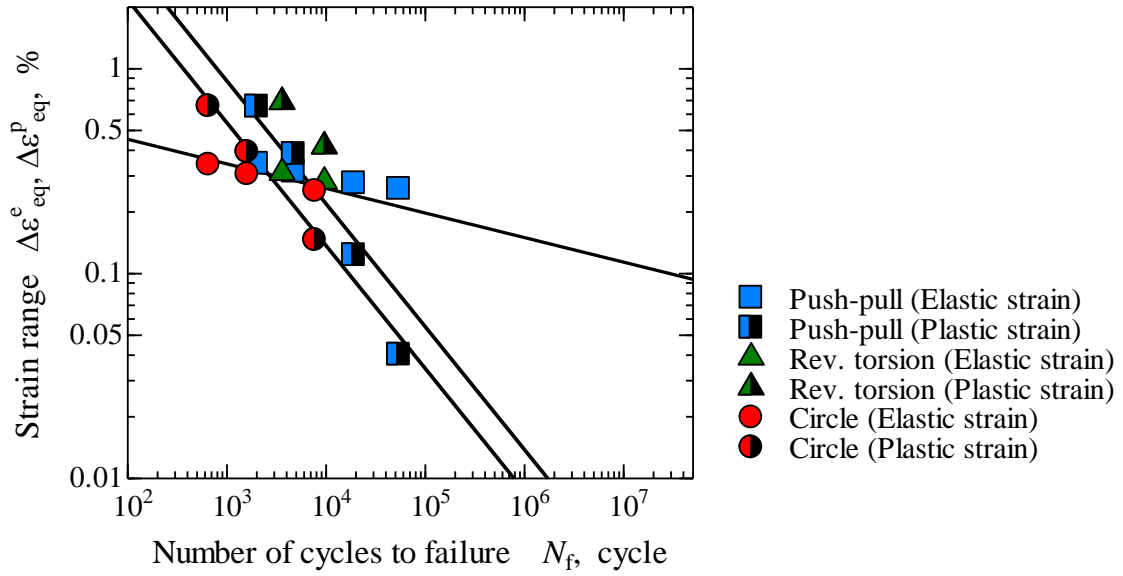
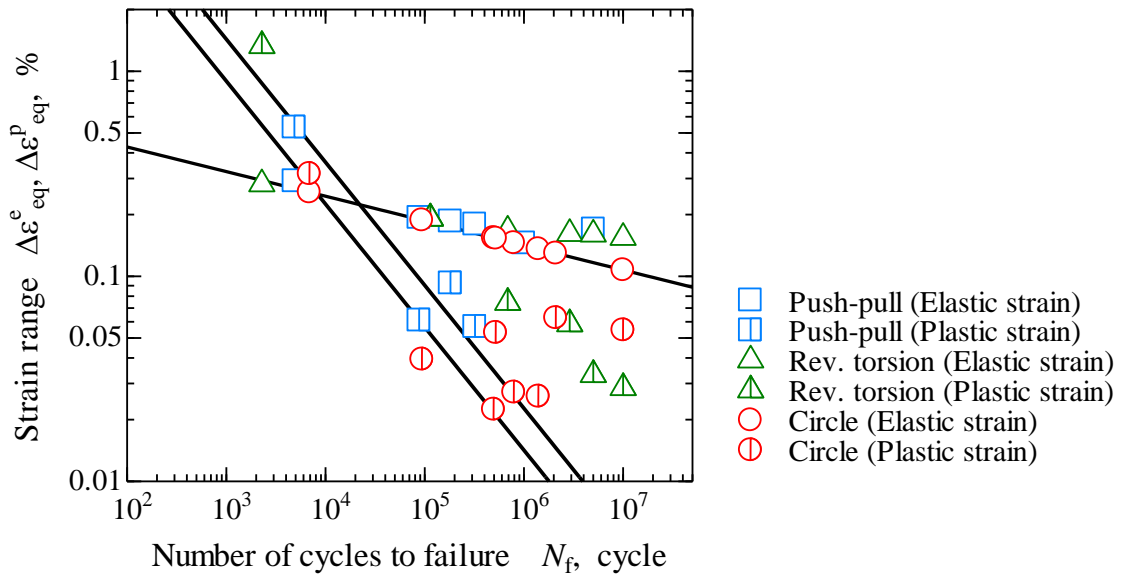


Fig. 4.9 Comparison between N_f^{eva} by Eq. (4.3) and N_f^{exp} .



(a) Stress control.



(b) Strain control.

Fig. 4.10 Correlations of N_f with elastic and plastic strain ranges.

4.5 結言

- (1) 比例負荷である Push-pull および Rev. torsion の疲労寿命は、ミーゼス基準の相当応力とよい相関があり、制御方法および負荷経路によらず同一直線上で表すことが可能であった。一方、非比例負荷である Circle の疲労寿命は、比例負荷と同様にミーゼス基準の相当応力とよい相関があるものの、その疲労寿命が描く直線の傾きは比例負荷のものと異なった。また、非比例負荷の疲労強度は、比例負荷のそれに比べて、低下することがわかった。
- (2) 非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式 $\Delta\epsilon_{NP}$ で疲労寿命を整理した結果、低ひずみレベルでは安全側で評価されていることがわかった。非比例負荷は弾性変形域では追硬化の度合が低下するのに対して、 $\Delta\epsilon_{NP}$ にはそれが考慮されていない。このことが、安全側で評価された要因として考えられる。
- (3) 塑性域のみに非比例負荷による追硬化を考慮した、改良 $\Delta\epsilon_{NP}$ を提案した。本評価式を用いることで、従来の評価法に比べて、高サイクル域（低応力および低ひずみレベル）での疲労寿命をより適切に評価できることを示した。

参考文献

- [1] Nitta A, Ogata T, Kuwabara K. The effect of axial-torsional straining phase on elevated-temperature biaxial low-cycle fatigue life in SUS 304 stainless steel. *Journal of the Society of Materials Science* 1989; 36: 76–382.
- [2] Doong SH, Socie DF, Robertson IM. Dislocation substructure and nonproportional hardening. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1990; 112(4), 456–464.
- [3] Doong, S.H., Socie, D.F. Constitutive modelling of metals under nonproportional cyclic loading. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1991; 113: 23–30.
- [4] Itoh T, Sakane M, Ohnami M, Ameyama K. Effect of stacking fault energy on cyclic constitutive relation under nonproportional loading. *Journal of the Society of Materials Science* 1992; 41: 1361–1367.
- [5] Wang CH, Brown MW. A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1993; 16(12): 1285–1298.
- [6] Itoh T, Sakane M, Ohnami M, Socie DF. Nonproportional low cycle fatigue criterion for type 304 stainless steel. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1995; 117: 285–292.
- [7] Itoh T, Nakata T, Sakane M, Ohnami M. Nonproportional low cycle fatigue of 6061 aluminum alloy under 14 strain paths. *European Structural Integrity Society* 1999; 25: 41–54.
- [8] Itoh T, Sakane M, Hata T, Hamada N. A design procedure for assessing low cycle fatigue life under proportional and non-proportional loading. *International Journal of Fatigue* 2006; 28: 549–466.
- [9] Itoh T, Sakane M, Ozaki T. Low cycle fatigue life prediction of notched specimens under proportional and non-proportional loadings. *Journal of the Society of Materials Science* 2011; 60: 88–93.

- [10] Itoh T, Yang T. Material dependence of multiaxial low cycle fatigue lives under non-proportional loading. *International Journal of Fatigue* 2011; 33: 1025–1031.
- [11] Itoh T, Fukumoto H, Hagi H, Itoh A, Saitoh D. Evaluation of multiaxial low cycle fatigue strength for Mod.9Cr-1Mo steel under non-proportional loading. *Journal of the Society of Materials Science* 2013; 62: 110–116.
- [12] Chamat A, Azari Z, Jodin Ph, Gilgert J, Dominiak S. Influence of the transformation of a non-proportional multiaxial loading to a proportional one on the high cycle fatigue life. *International Journal of Fatigue* 2008; 30: 1189–1199.
- [13] Pejkowski L, Skibicki D, Sempruch J. High-cycle fatigue behavior of austenitic steel and pure copper under uniaxial, proportional and non-proportional loading. *Journal of Mechanical Engineering* 2014; 60: 549–560.
- [14] Manson SS, Halford GR. Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage. *International Journal of Fracture* 1981; 17: 169–172.

第5章 円筒試験片を用いた二軸引張疲労試験

5.1 緒言

航空機のジェットエンジンの材料として、高強度かつ軽量の特性を有する Ti-6Al-4V が広く使用されている。航空機のジェットエンジンは、熱的負荷および機械的負荷の重畳によって繰返し多軸負荷を受ける。近年の研究において、主応力および主ひずみの方向が周期的に変化する負荷、いわゆる非比例多軸負荷下では追硬化を伴う疲労寿命の低下が生じること、また、その硬化度合および疲労寿命の低下度合は材料および負荷経路に依存することが報告されている[1-16]。さらに、いくつかの研究において、Ti合金の疲労特性が報告されている[17-21]。当研究室でも Ti-6Al-4V に対する多軸低サイクル疲労試験を実施しており、その変形挙動について報告している[22]。以上の様に数多くの研究が報告されているものの、それらの研究の多くは主応力比 λ の範囲が $-1 \leq \lambda \leq 0$ に限定されている。その理由として、中空円筒試験片を用いた一般的な多軸疲労試験装置では引張圧縮および繰返しねじり負荷しか付与できないためである。したがって、より広域な応力状態で多軸疲労試験を実施するためには、新たな多軸疲労試験装置の開発が必要となる。

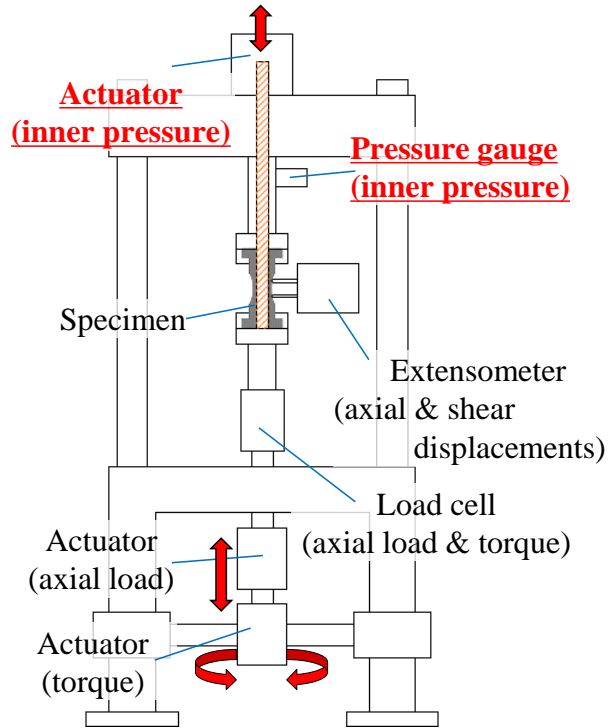
本研究では、円筒試験片に対して引張圧縮および繰返しねじり負荷に加えて、繰返し内圧負荷を付与することができる多軸疲労試験装置を開発した。本装置は主応力比範囲 $-1 \leq \lambda \leq 1$ での試験が可能である。また、同試験装置による二軸引張疲労試験を実施し、広域な多軸応力状態での変形挙動を求めるとともに、疲労寿命に及ぼす主応力比の影響について考察した。さらに、SEM および光学顕微鏡を用いた破面および表面き裂観察を行い、主応力比とき裂の関係についても考察した。

5.2 内圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置

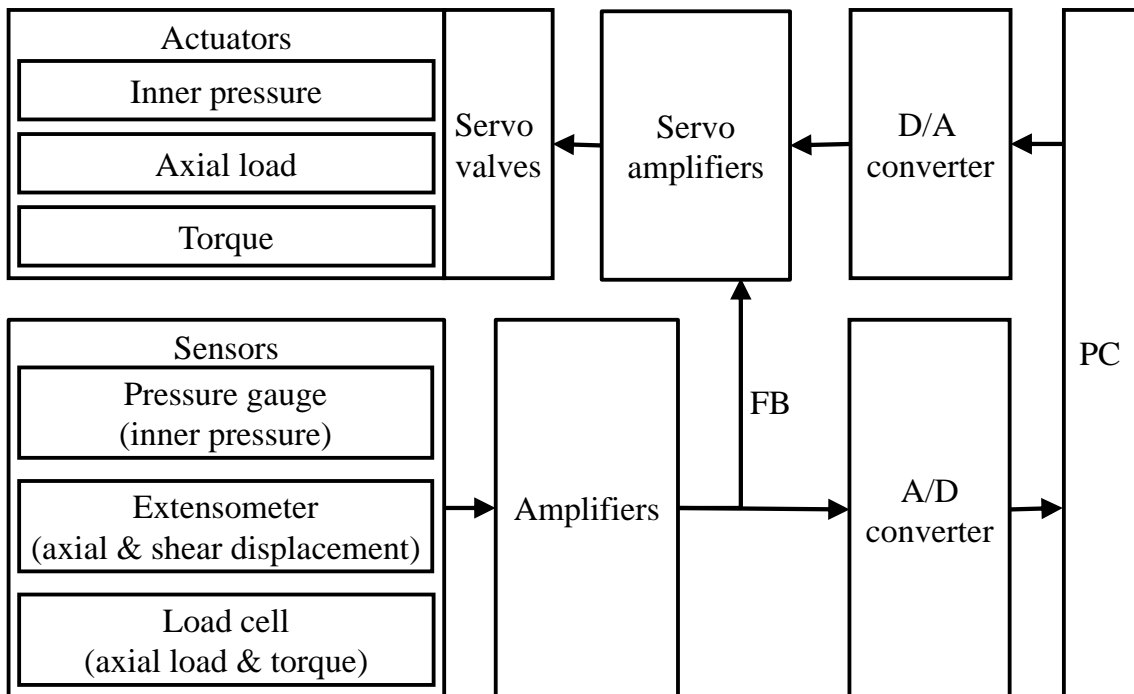
Fig. 5.1 (a) に本研究室で開発した内圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置の概略図を示す。円筒試験片に対して引張圧縮および繰返しねじり負荷に加えて繰返し内圧負荷を付与するために、コンピュータ制御による電気油圧サーボ式の軸・ねじり多軸疲労試験装置に内圧負荷を付与するための油圧アクチュエータが加えられている。したがって、本試験装置は引張圧縮用アクチュエータ、ねじり用アクチュエータおよび内圧用アクチュエータを有しており、これら3台の油圧アクチュエータを組合せることで、主応力比範囲 $-1 \leq \lambda \leq 1$ での多軸疲労試験を実現している。

試験片の軸方向およびねじり方向の変位を測定するために、渦電流式変位センサを備えたレバー式伸び計を用いている。試験片の軸方向に加わる応力（軸応力）、せん断応力およびフープ応力を測定するために、ロードセルおよび圧力計が取付けられている。試験装置の主な仕様は、最大内圧 200MPa、軸荷重容量 $\pm 50\text{kN}$ 、トルク容量 $\pm 500\text{N}\cdot\text{m}$ である。

本試験装置の試験制御システムは、3台の油圧アクチュエータを同時にかつ独立して制御しなければならないため、一般的に使用される多軸疲労試験装置に比べ複雑かつ困難となる。Fig. 5.1 (b) に本試験装置の試験制御システムの概略図を示す。制御に使用するフィードバック (FB) 信号として、圧力計、伸び計およびロードセルによる計測値が使用される。内圧負荷の制御には圧力計による内圧値のみであるが、軸およびねじり負荷は伸び計とロードセルの2種類からフィードバック信号を選択することができる。すなわち、フィードバック信号をロードセルの荷重値または伸び計のひずみ値に変更することで、荷重制御試験またはひずみ制御試験を行うことができる。



(a) Schematic showing of multi-axial testing machine.



(b) Over view of control system.

Fig. 5.1 Multi-axial testing machine for push-pull, reversed torsion and inner pressure.

5.3 供試材および試験方法

供試材は、960°Cで1時間溶体化処理した後に水焼入れし、さらに705°Cで2時間焼きなましをし、空冷したTi-6Al-4Vである。Fig. 5.2に示すように、 α 相（稠密六方晶）および α 相と β 相（体心立方晶）の層状組織の二相からなる合金である。試験片の形状および寸法をFig. 5.3に示す。試験片標点部の外径14mm、内径12mm、平行部長さ6.4mmの薄肉円筒試験片である。試験片のゲージ部の内面および外面は平均表面粗さ1.6 μm となるように機械加工した。本研究では、機械加工後の表面状態で試験を行なった未研磨

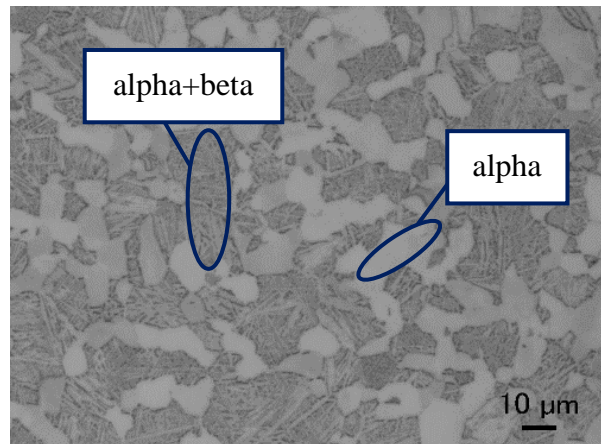


Fig. 5.2 Microstructure of Ti-6Al-4V alloy.

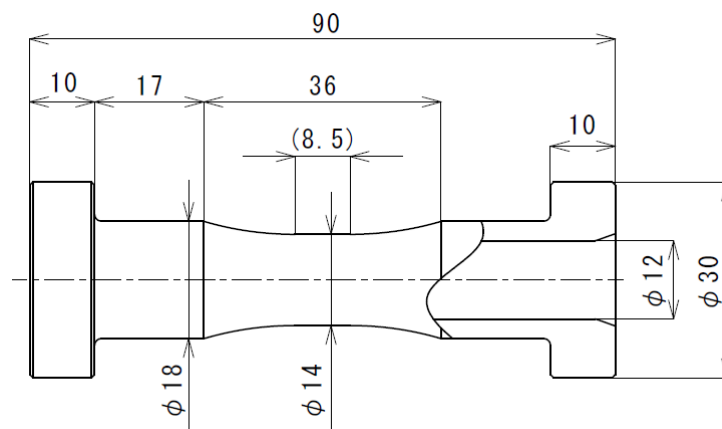


Fig. 5.3 Shape and dimensions of test specimens (mm).

試験片 (Non-polish) と機械加工後に手研磨を施し, 外面を粒度 $0.05\mu\text{m}$ のアルミナ粒子 (Al_2O_3) でバフ研磨, 内面をエメリー紙の 3000 番まで研磨した試験片 (Polish) の 2 種類を用いた.

Fig. 5.4 (a) および (b) に試験片に働く主応力の方向と分布を模式的に示す. なお, z , r および θ はそれぞれ試験片の軸, 直径および円周方向である. σ_1 , σ_2 および σ_3 はそれぞれ最大, 中間および最小主応力である. 本試験において, σ_1 , σ_2 および σ_3 はそれぞれ軸方向応力 σ_z , フープ応力 σ_θ および半径方向応力 σ_r に対応しており, 以下の式で定義される.

$$\sigma_1 = \sigma_z = \frac{F}{\pi(r_o^2 - r_i^2)} + \frac{Pr_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (5.1)$$

$$\sigma_2 = \sigma_\theta = \frac{Pr_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (5.2)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = -\frac{Pr_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right) \quad (5.3)$$

ここで, F および P は軸方向の荷重および内圧である. r は試験片板厚方向の任意の半径であり, r_o と r_i はそれぞれ試験片外径および内径である. 本試験において, 内圧によるフープ応力および半径方向の応力は外面と内面で異なる値をとる. したがって, ミーゼス基準の最大相当応力も外面と内面で異なり, 次式で定義される.

$$\sigma_{eq\ max}^i = \text{Max} \left[\sqrt{\frac{1}{2} \{ (\sigma_z - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 \}} \right] \quad (5.4)$$

ここで、 i は試験片の板厚方向の位置を示しており、 I が内面、 M が内面と外面の間、 O が外面を表す。 Max は括弧内の式が一サイクル中での最大となる値を取ることを示している。本研究で行なった試験条件では、内面のミーゼス基準の相当応力 $\sigma_{eq\ max}^I$ が常に最大値をとり、最大で $\sigma_{eq\ max}^O$ の 1.26 倍になる。

本研究で用いた試験条件についてまとめたものを Table 5.1 に示す。試験は室温大気中において荷重制御で実施し、Fig. 5.5 に示す $\lambda=0, 0.4, 0.5$ および 1.0 の 4 種類の応力経路を用いた。図中の破線はミーゼス基準の相当応力が 800MPa となる応力状態を示している。 $\lambda=0, 0.5$ および 1.0 の試験では、 $\sigma_{eq\ max}^I$ を 800MPa に、 $\lambda=0.4$ の試験では、 $\sigma_{eq\ max}^I$ を 911MPa とした。軸方向の荷重 F 、内圧 P 、軸応力 σ_z およびフープ応力 σ_θ の波形を Fig. 5.6 に示す。試験周波数は、単軸疲労試験 ($\lambda=0$) は 0.4Hz であり、多軸疲労試験は 0.2Hz ($\lambda=0.4, 0.5, 1.0$) である。疲労寿命 N_f は、き裂発生に伴う油漏れによって最大内圧が低下したときのサイクル数として定義した。

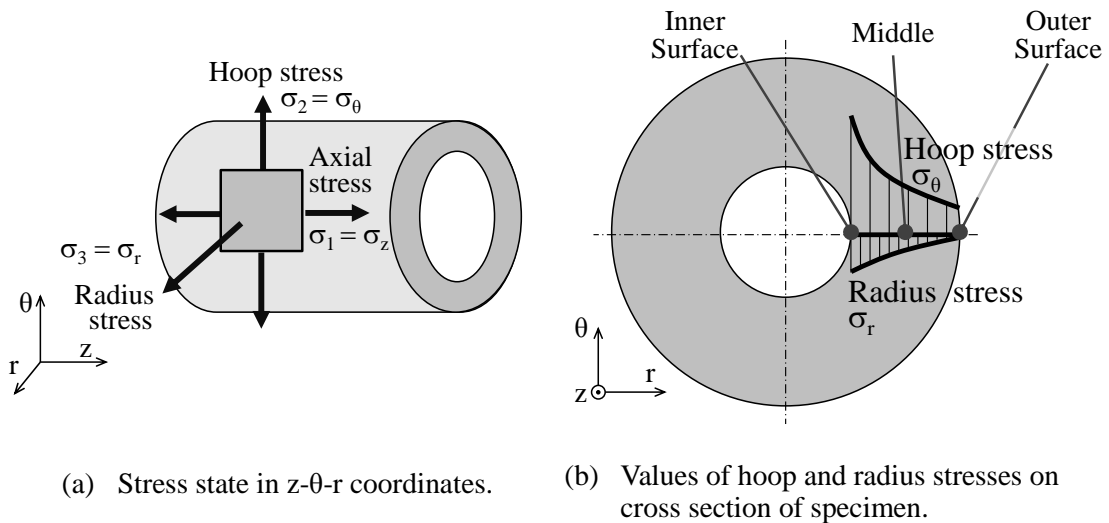


Fig. 5.4 Direction and value of the principal stress.

Table 5.1 Multiaxial fatigue test conditions.

Strain path		Test condition		Maximum Mises' equivalent stress (MPa)			Polish/ Non-polish
Uniaxial/ Multiaxial	Stress ratio λ	Peak axial load F_{\max} (N)	Peak inner pressure P_{\max} (MPa)	Inner surface $\sigma_{\text{eq max}}^I$	Middle $\sigma_{\text{eq max}}^M$	Outer surface $\sigma_{\text{eq max}}^O$	
Uniaxial Fatigue	0	35.1	1	858	858	858	Polish
		32.7	1	800	800	800	Non-polish
	0.4	32.7	67	911	882	862	Polish
Multiaxial Fatigue	0.5	29.0	77	870	829	800	Polish
		26.6	71	800	762	736	Polish
	1.0	17.6	133	971	857	771	Polish
		14.4	110	800	706	635	Polish

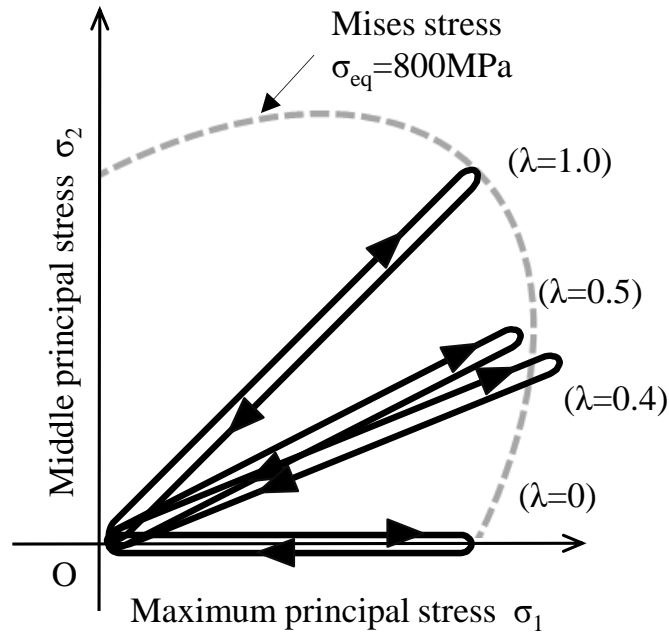


Fig. 5.5 Principal stress path.

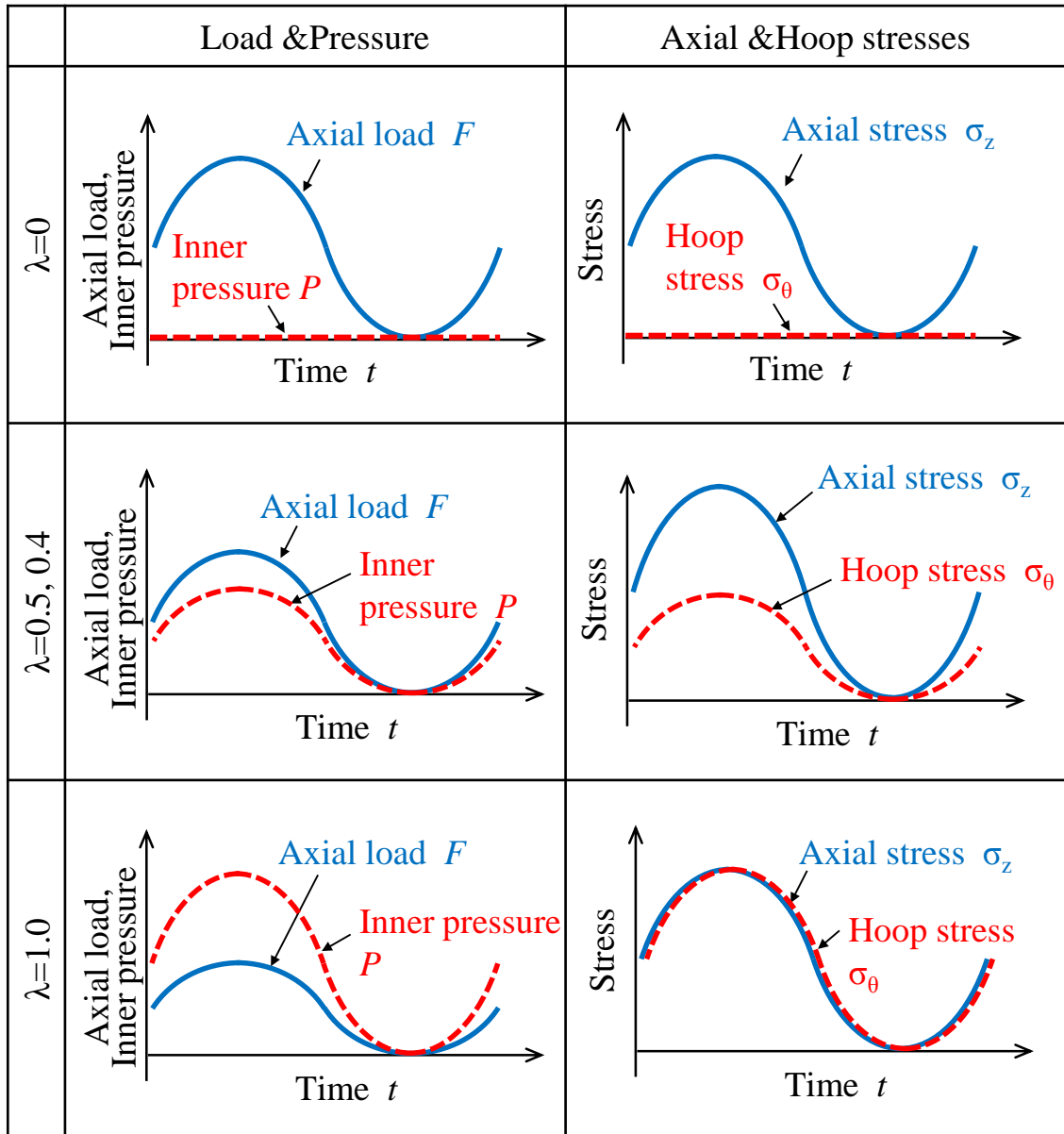


Fig. 5.6 Waveforms of axial load, inner pressure, axial and hoop stresses.

5.4 試験結果および考察

5.4.1 疲労寿命

Fig. 5.7 に本試験で実施した試験条件と疲労寿命 N_f の関係を示す。なお、図中の応力値は $\sigma_{eq\ max}^I$ である。 $\lambda=0$ の試験において、未研磨試験片の疲労寿命は研磨した試験片のそれと比べてやや増加しており、表面状態の影響を受けないものと考えられる。一方、 $\lambda=0.4$ の試験において、未研磨試験片の疲労寿命は研磨した試験片のそれと比べて低下しており、ばらつきはあるものの最大で 50%程度低下している。したがって、主応力比によって表面状態による影響、いわゆる切欠き感度が異なるものと考えられる。この疲労寿命、試験片の表面状態および主応力比の関係については、5.4.3 節にてさらに議論を行う。

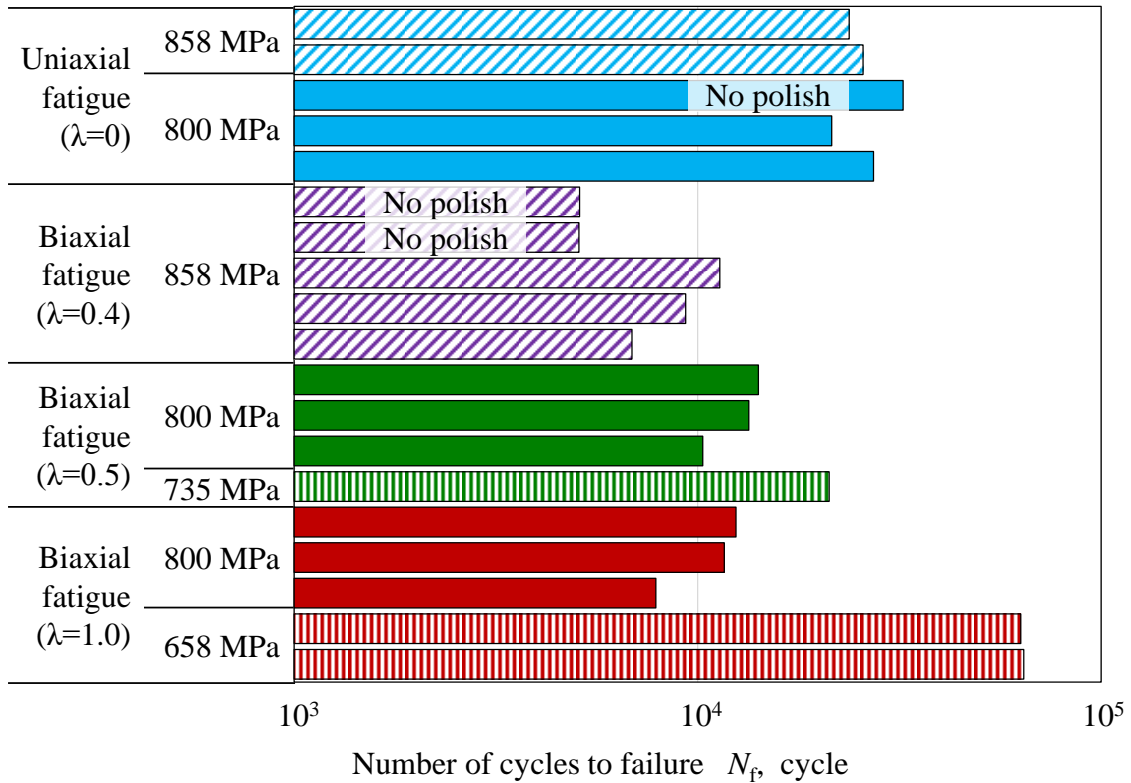
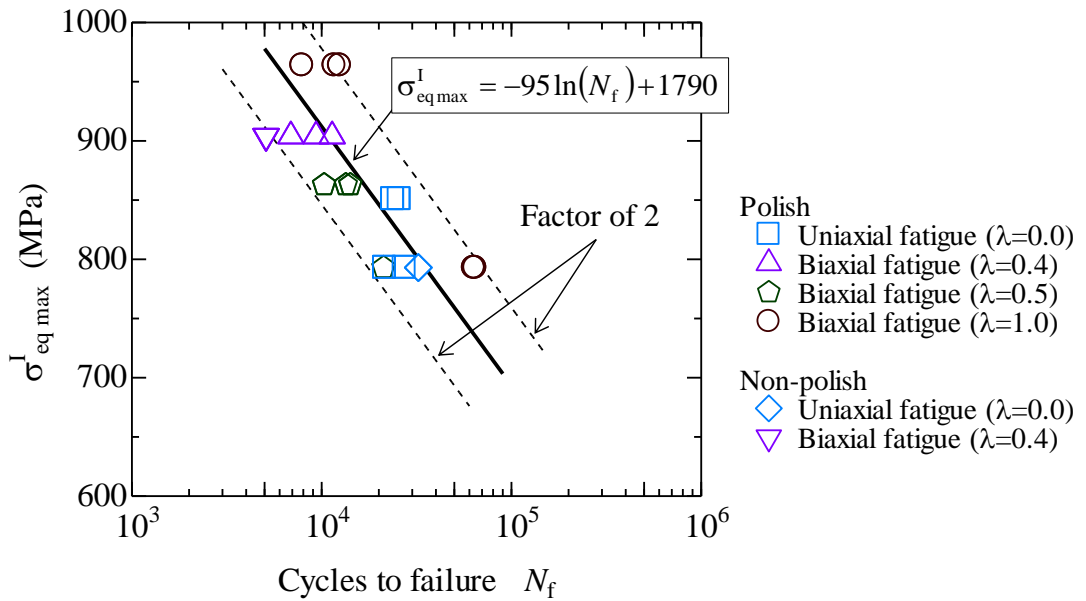
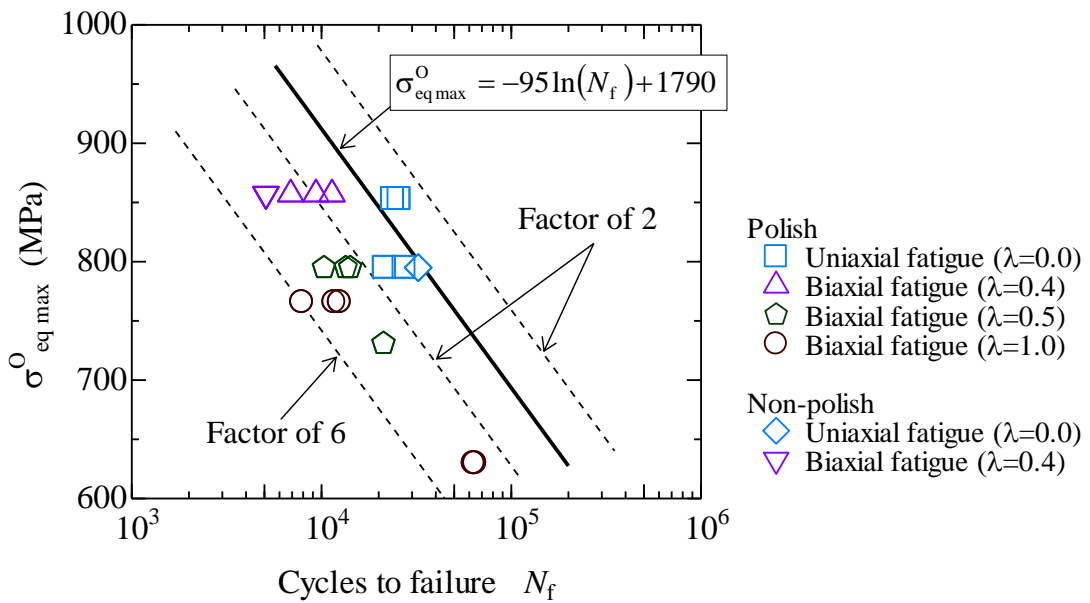


Fig. 5.7 Comparison of failure life at each principal stress ratio's test.

研磨した試験片のみで疲労寿命を比較した場合、疲労寿命は主応力比 λ の影響を受けるものと考えられる。ミーゼス基準の相当応力 $\sigma_{eq\ max}^i$ は試験片の板厚方向の位置によって異なるため、内面、中間および外面 ($i=I, M$ および O) における $\sigma_{eq\ max}^i$ と疲労寿命の関係をそれぞれ Fig. 5.8 (a), (b) および (c) に示す。図中の太い実線は $\lambda=0$ の疲労寿命を基準に引いた直線であり、破線は係数 2, 3 または 6 の幅を示す。Fig. 5.8 (a) に示す $\sigma_{eq\ max}^I$ で疲労寿命を整理した結果では、 $\lambda=1.0$ の疲労寿命はやや安全側予測、 $\lambda=0.4$ および 0.5 の疲労寿命はやや危険側予測される傾向があるものの、ほぼすべての試験条件の疲労寿命が係数 2 の範囲内に収まっている。Fig. 5.8 (b) に示す $\sigma_{eq\ max}^M$ で疲労寿命を整理した結果では、一部の疲労寿命は係数 2 の範囲外にプロットされており、とくに $\lambda=0.5$ および 1.0 では疲労寿命が危険側予測される傾向がある。この傾向は、Fig. 5.8 (c) に示す $\sigma_{eq\ max}^O$ で疲労寿命を整理した結果において、さらに顕著に見られる。したがって、 $\sigma_{eq\ max}^I$ が疲労寿命と最もよい相関を持つものと考えられる。しかしながら、後述する破面観察結果より、本試験においてすべての試験条件のき裂は試験片外面起点であり、 $\sigma_{eq\ max}^O$ が最も損傷を与えているものと考えられる。 $\sigma_{eq\ max}^O$ で疲労寿命を整理し、各応力比における疲労寿命を基に直線を引いた結果を Fig. 5.9 に示す。疲労寿命は主応力比の影響を受け、主応力比の増加に伴って低下することがわかる。



(a) $\sigma_{eq\ max}^I$.



(b) $\sigma_{eq\ max}^O$.

Fig. 5.8 Relationship between N_f and maximum Mises' equivalent stress at each position.

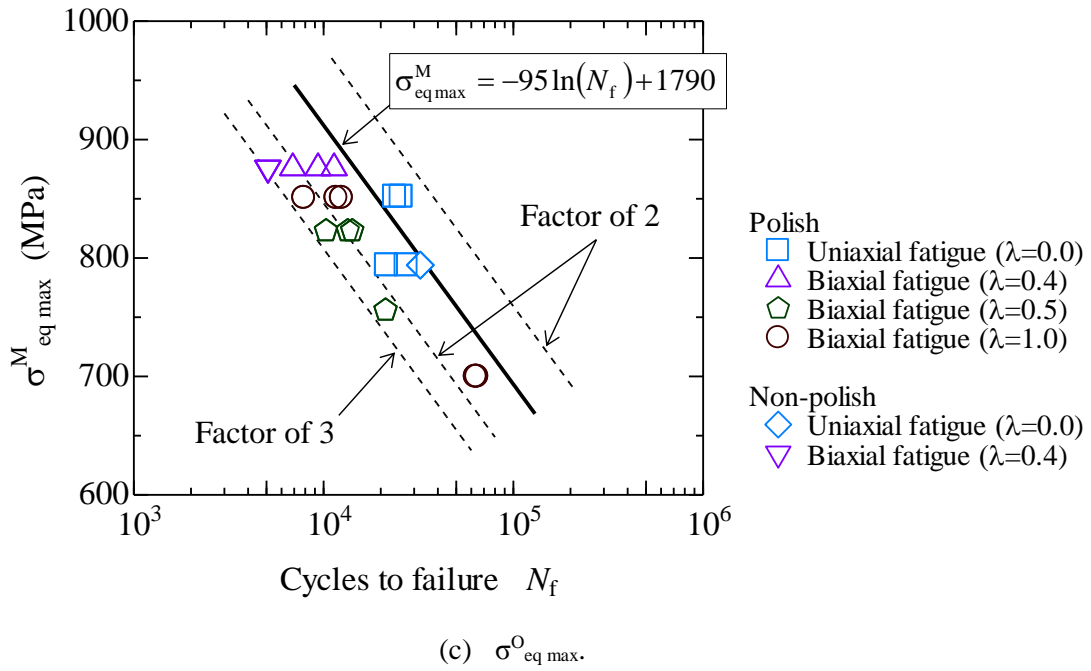


Fig. 5.8 Relationship between N_f and maximum Mises' equivalent stress at each position. (Continued)

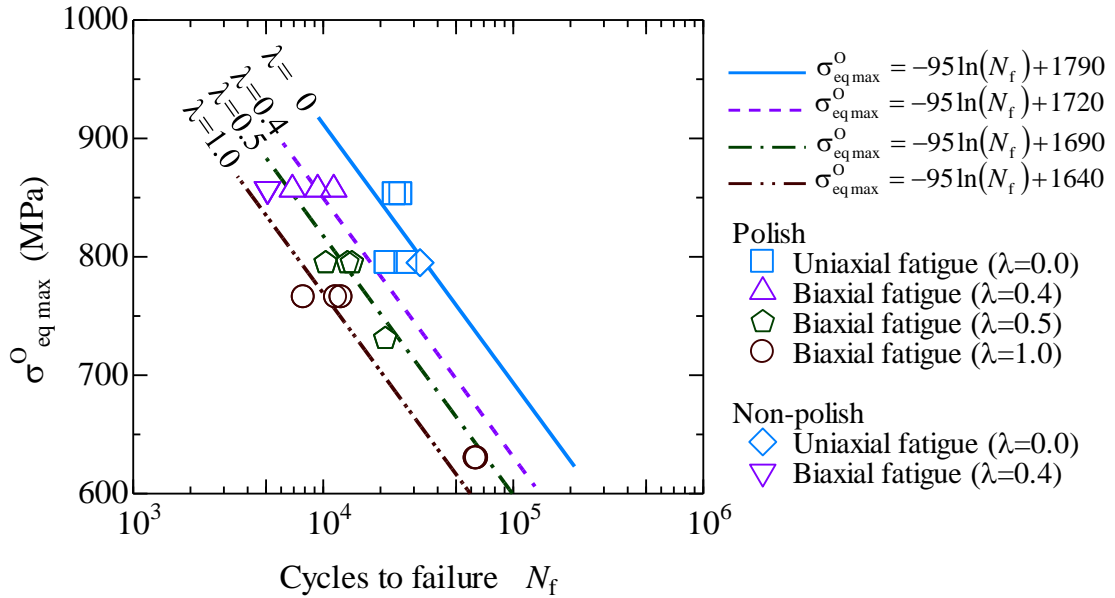


Fig. 5.9 Relationship between N_f , $\sigma_{eq\ max}^O$ and stress ratio.

5.4.2 繰返し変形挙動

Fig. 5.10 に試験片軸方向の平均ひずみ（以下、平均軸ひずみとして表記）と繰返し数の関係を示す。図中の縦軸は各サイクルの平均軸ひずみ $\varepsilon_{z \text{ mean}10}$ を 10 サイクル目の平均軸ひずみで除した値であり、横軸はサイクル数を疲労寿命で除した値である。なお、 $\varepsilon_{z \text{ mean}10}$ に 10 サイクル目を使用した理由は、試験装置の荷重調整に 10 サイクル程度を要するためである。すべての試験条件において、繰返し数の増加に伴って平均ひずみは増加する傾向があることがわかる。すなわち、応力振幅が比較的高かったことによる繰返しラチェット変形が生じている。また、その繰返しラチェット変形の度合は応力比の増加に伴って大きくなっており、このことが主応力比の増加による疲労寿命の低下の要因となっていると考えられる。一方、Ti-6Al-4V を用いた実機・構造部材が受ける負荷は通常、本試験で使用した応力レベルに比べてかなり低い。そのため、実機では比較的小さな繰返しラチェット変形しか生じず、疲労寿命に与える影響は極めて小さいものと考えられる。低応力での多軸負荷下における変形挙動および疲労寿命については未解決の問題であり、追加試験を行い実験的に明らかにする必要がある。

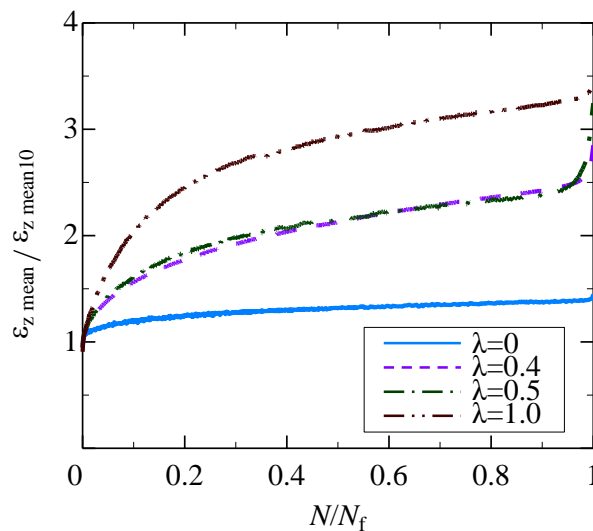


Fig. 5.10 Variation of mean axial strains at each principal stress ratio's test.

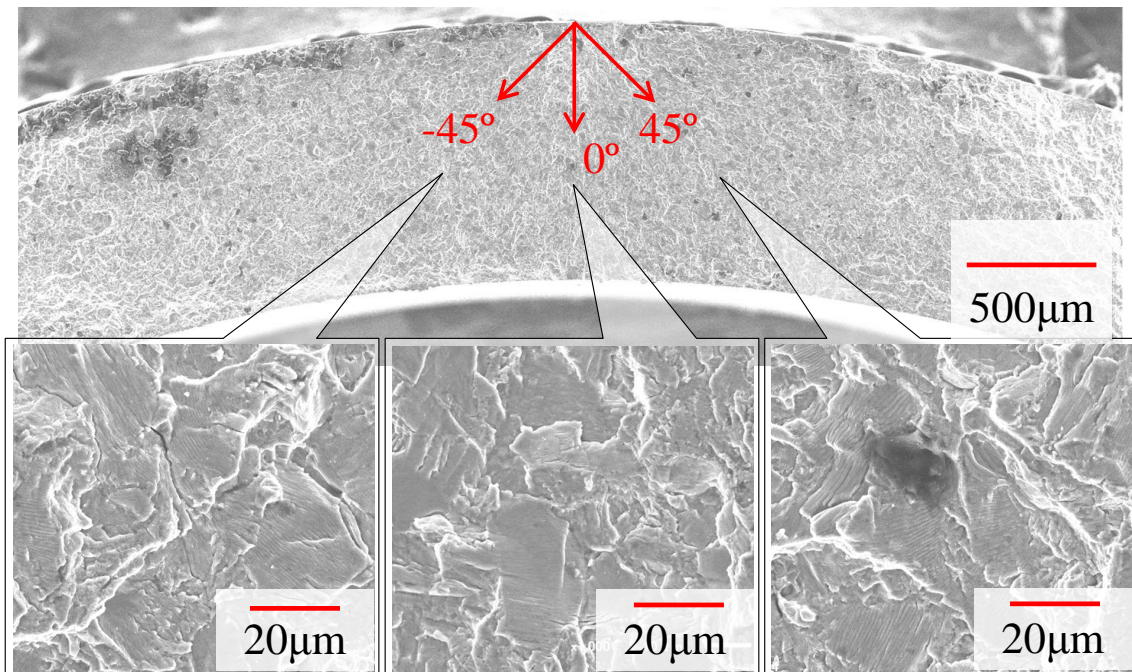
5.4.3 き裂の発生および成長

Fig. 5.11 (a) および (b) に繰返し単軸引張疲労試験 ($\sigma_{\text{eq max}}^I=800\text{MPa}$, $\lambda=0$) および二軸引張疲労試験 ($\sigma_{\text{eq max}}^I=911\text{MPa}$, $\lambda=0.4$) 後の破面写真を示す. なお, 両試験とも研磨した試験片を用いており, 観察には SEM を用いた. 図中の矢印は, ストライエーションから求められる, き裂の進展方向を示している. 両試験ともにき裂の起点は試験片の外表面であった. 本試験片は機械加工によって 200 から 400MPa 程度の圧縮の残留応力が内面に生じており, このことが外面起点のき裂を発生させた要因であると考えられる.

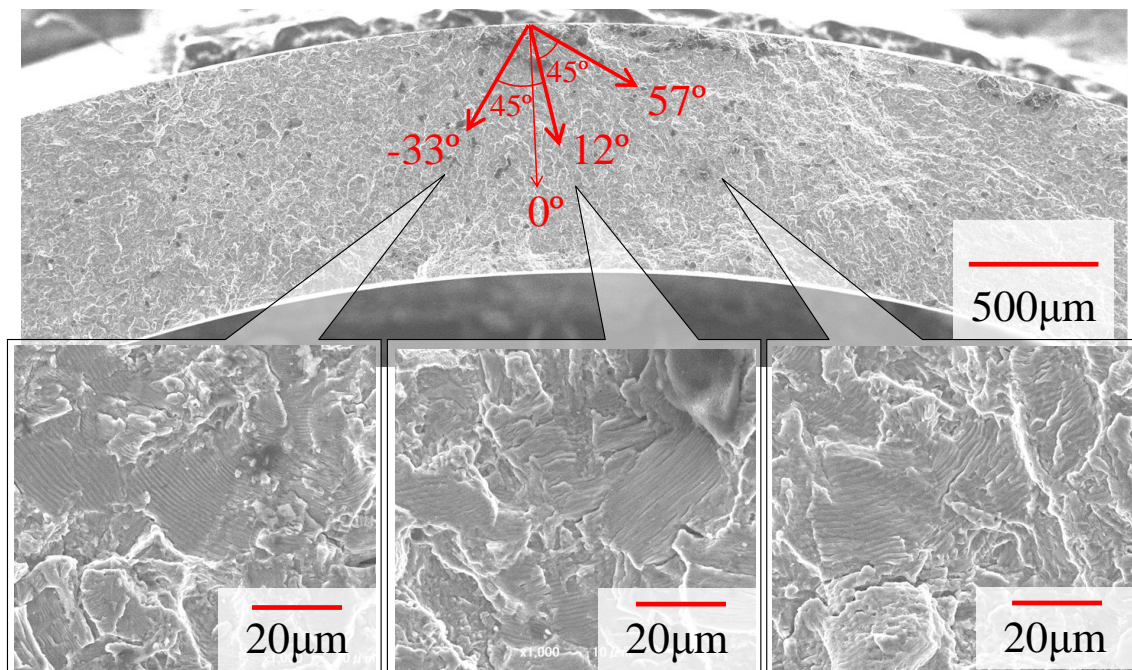
Fig. 5.12 に各主応力比における試験片表面のき裂写真およびそのスケッチ図を示す. まず, 研磨した試験片のみで考察する. $\lambda=0$ の試験では, ジグザグ状の主き裂が試験片軸方向に対して垂直に進展していることがわかる. また, 各ジグザグの長さは $100\mu\text{m}$ 程度であり, 傾きは試験片軸方向に対して垂直もしくは ± 45 度方向である. $\lambda=0.4$ および 0.5 の試験でも, 垂直方向のき裂が占める割合が増えているものの, $\lambda=0$ と同様のジグザグ状のき裂が見られる. 一方, $\lambda=1.0$ の試験では, ジグザグ状の主き裂が試験片軸方向に進展している. 次に, 未研磨試験片と研磨した試験片を比較した場合, $\lambda=0$ の未研磨試験片の主き裂は, 機械加工による加工傷に沿って進展した箇所が多数見られるものの, 研磨した試験片と同様のジグザグ状であることがわかる. したがって, $\lambda=0$ は表面状態の影響が比較的小さいものと考えられる. 一方, $\lambda=0.4$ の未研磨試験片の主き裂は, ジグザグ状ではなく, 表面の加工傷に沿った直線状である. すなわち, $\lambda=0.4$ は $\lambda=0$ に比べて表面状態の影響を大きく受けるものと考えられる.

Fig. 5.13 に各主応力比におけるモールの応力円, 主せん断応力およびき裂の様相を示す. $\lambda=0$ における最も大きな主せん断応力面 (以下, 最大主せん断応力面と表記) は, 自由表面上では試験片軸方向に対して垂直方向および ± 45 度方向に存在する. したがって, き裂が最大主せん断応力方向に進展する場合, 進展方向として垂直方向と ± 45 度方向が考えられる. これにより, 主き裂がジグザグ状になったものと考えられる. また,

このことは $\lambda=1.0$ でも同様に言える。一方、 $\lambda=0.4$ および 0.5 における最大主せん断応力面は、自由表面上では試験片軸方向に対して垂直方向のみである。そのため、他の試験に比べて垂直方向のき裂が占める割合が大きく、試験片表面の垂直な加工傷の影響をより大きく受けたものと考えられる。また、本条件では2番目に大きな主せん断応力面（以下、中間主せん断応力面と表記）が発生している。中間主せん断応力面は自由表面上で試験片軸方向に対して45度方向であり、また、この平面上に働く垂直応力およびせん断応力は、 $\lambda=0.4$ においてそれぞれ693MPaおよび293MPaである。最大主せん断応力面上に働く垂直応力およびせん断応力がともに493MPaであることから、中間主せん断応力面上に生じるせん断応力は最大主せん断応力のそれに比べて小さいが、垂直応力は十分大きいことがわかる。また、ミーゼス基準の相当応力で比較した場合、最大主せん断応力面では $\sigma_{eq}=985\text{MPa}$ 、中間主せん断応力面では $\sigma_{eq}=858\text{MPa}$ であり、その両者の値の差は小さい。このことから、き裂の進展方向は最大主せん断応力面のみに依存しないものと考えられる。



(a) Uniaxial loading test ($\lambda=0$).



(b) Multiaxial loading test ($\lambda=0.4$).

Fig. 5.11 Fracture surface and fatigue crack growth direction.

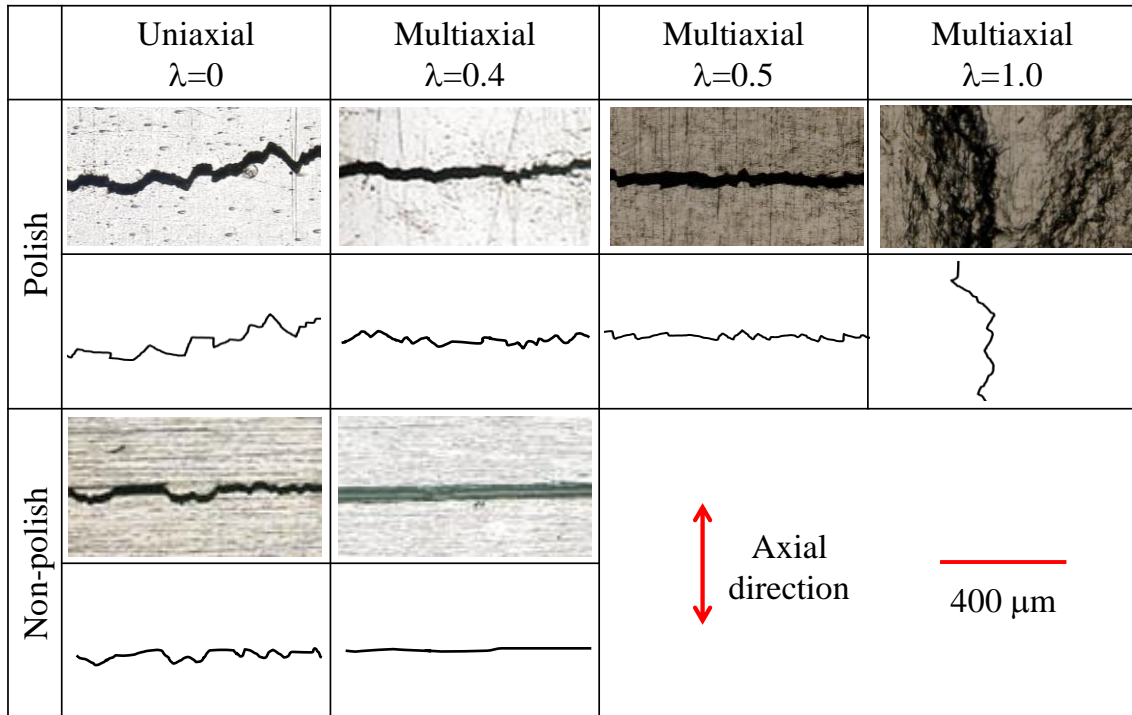


Fig. 5.12 Main crack on the surface of specimen.

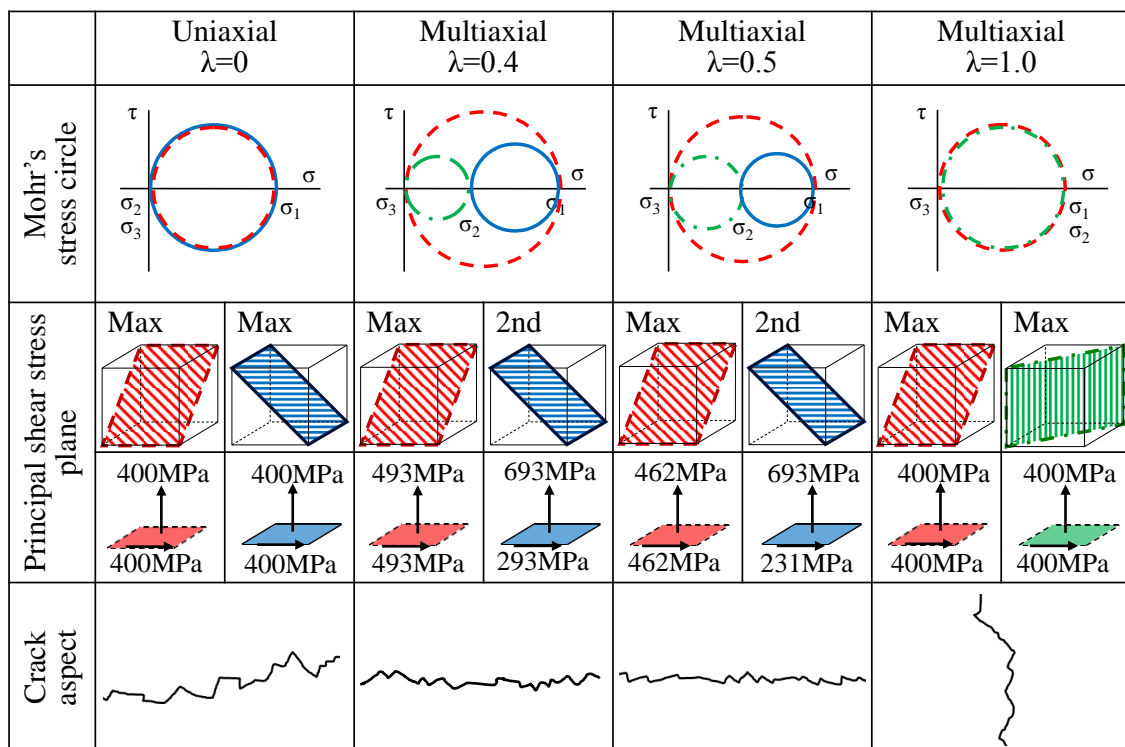


Fig. 5.13 Mohr's stress circle and maximum principal shear stress plane at each principal stress ratio.

5.5 結言

- (1) 開発した内圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置の機構およびその特徴について説明した。本装置は円筒試験片に対して主応力比 λ が $-1 \leq \lambda \leq 1$ の範囲で試験が可能な唯一の試験装置モデルである。
- (2) 開発した疲労試験装置を用いて、主応力比範囲 $0 \leq \lambda \leq 1$ での繰返し二軸引張疲労試験を実施した。Ti-6Al-4V の疲労寿命は、主応力比に依存し、繰返しラチェット変形を伴って低下することを明らかにした。
- (3) 本試験装置モデルでは内圧による応力値は試験片の板厚方向の位置によって変化し、また、それに伴ってミーゼス基準の相当応力も変化する。本研究で実施したすべての試験条件においてき裂の起点が外表面であったことから、疲労寿命評価には外表面におけるミーゼス基準の相当応力 $\sigma_{\text{eq max}}^0$ を用いることが妥当であると考えられる。また、 $\sigma_{\text{eq max}}^0$ と疲労寿命によい相関があり、主応力比の増加に伴う疲労寿命の低下を表すことができることを示した。
- (4) Ti-6Al-4V は、 $\lambda=0$ では顕著なジグザグ状のき裂が試験片軸方向に対して垂直方向に、 $\lambda=0.4$ および 0.5 では比較的緩やかなジグザグ状のき裂が試験片軸方向に対して垂直方向に、 $\lambda=1.0$ では顕著なジグザグ状のき裂が試験片軸方向に生じることを示した。さらに、主応力比範囲 $0 < \lambda < 1$ はき裂の様相および疲労寿命が試験片の表面状態の影響を大きく受けるが、 $\lambda=0$ は試験片の表面状態の影響が比較的小さいことを示した。

謝辞

本研究を遂行するにあたり，供試材のご提供いただくとともに，多くのご助言およびご協力をいただいた株式会社 IHI 中村 寛博士ならびに同社 高梨 正祐博士に深甚なる謝意を表します。

本研究の一部は，日本学術振興会費補助金科学研究（C）（号 15K05698）の補助を受けた。

参考文献

- [1] Kanazawa K, Miller KJ, Brown MW. Cyclic deformation of 1%Cr-Mo-V steel under out-of-phase loads. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1979; 2(3): 217–228.
- [2] McDowell FL. On the path dependence of transient hardening and softening to stable states under complex biaxial cyclic loading. *International Conference on Constitutive Laws for Engineering Materials* 1983; 125–135.
- [3] Krempl E, Lu H. Comparison of the stress response of an aluminum alloy tube to proportional and alternate axial and shear strain paths at room temperature. *Mechanics of Materials* 1983; 2(3): 183–192.
- [4] Socie DF. Multiaxial fatigue damage models. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1987; 109(4): 293–298.
- [5] Nitta A, Ogata T, Kuwabara K. 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* 1987; 36(403): 376–382.
- [6] Doong SH, Socie DF, Robertson IM. Dislocation substructures and nonproportional hardening. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1987; 112(4): 456–465.
- [7] Fatemi A, Socie DF. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1988; 11(3): 149–165.
- [8] Itoh T, Sakane M, Ohnami M, Socie DF. Non-proportional low cycle fatigue criterion for type 304 stainless steel. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1995; 117(3): 285–292.
- [9] Chen X, Gao Q, Sun XF. Low-cycle fatigue under non-proportional loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1996; 19(7): 839–854.

- [10] Itoh T, Nakata T, Sakane M, Ohnami M. Non-proportional low cycle fatigue of 6061 aluminum alloy under 14 strain path. In: Macha et al., editors. *Multiaxial Fatigue and Fracture*, Elsevier International Series on Structural Integrity 1999; 25: 41–54.
- [11] Socie DF, Marquis GB. *Multiaxial fatigue*. SAE International 2000.
- [12] Itoh T. Effect of direction change in maximum principal strain axis on multiaxial low cycle fatigue life of type 304 stainless steel at elevated temperature. *Journal of the Society of Materials Science* 2000; 49(9): 988–993.
- [13] Itoh T. A model for evaluation of low cycle fatigue lives under non-proportional straining. *Journal of the Society of Materials Science* 2001; 50(12): 1317–1322.
- [14] Chen X, An K, Kim KS. Low-cycle fatigue of 1Cr-18Ni-9Ti stainless steel and related weld metal under axial, torsional and 90°out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 2004; 27(6): 439–448.
- [15] Shamsaei N, Gladskyi M, Panasovskyi K, Shukaev S, Fatemi A. Multiaxial fatigue of titanium including step loading and load path alteration and sequence effects. *International Journal of Fatigue* 2010; 32(11): 1862–1874.
- [16] Itoh T, Yang T. Material dependence of multiaxial low cycle fatigue lives under non-proportional loading. *International Journal of Fatigue* 2011; 33(8): 1025–1031.
- [17] Kallmeyer AR, Krgo A, Kurath P. Evaluation of multiaxial fatigue life prediction methodologies for Ti-6Al-4V. *Journal of Engineering Materials and Technology* 2002; 124(2): 229–237.
- [18] Mall S, Namjoshi SA, Porter WJ. Effects of microstructure on fretting fatigue crack initiation behavior of Ti-6Al-4V. *Materials Science and Engineering* 2004; 383(2): 334–340.

- [19] Léopold G, Nadot Y, Billaudeau T, Mendez J. Influence of artificial and casting defects on fatigue strength of moulded components in Ti-6Al-4V alloy. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 2015; 38(9): 1026–1041.
- [20] Edwards P, Ramulu M. Effect of build direction on the fracture toughness and fatigue crack growth in selective laser melted Ti-6Al-4 V. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 2015; 38(10): 1228–1236.
- [21] Mayer H. Recent developments in ultrasonic fatigue. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 2016; 39(1): 3–29.
- [22] Nakamura H, Takanashi M, Itoh T, Wu M, Shimizu Y. Fatigue crack initiation and growth behavior of Ti-6Al-4V under non-proportional multiaxial loading. *International Journal of Fatigue* 2011; 33(7): 842–848.

第 6 章 広域な非比例多軸負荷状態での疲労試験

6.1 緒言

圧力容器および熱交換器等の実機・構造物は熱応力と機械的応力の重畳により非比例多軸繰返し負荷を受ける。主応力および主ひずみの方向が時間的に変化するいわゆる非比例負荷では、比例負荷に比べて疲労寿命が大幅に低下することが報告されている [1-10]。従来の多軸低サイクル疲労の研究は、中空円筒試験片に対して引張圧縮および繰返しねじり負荷を付与した試験を行い、多軸負荷に対する応力およびひずみパラメータの提案および適用性の検討がなされてきた。しかしながら、本試験法で実施可能な主ひずみ比 ϕ は $-1 \leq \phi \leq -\nu$ の範囲 (ν : ポアソン比) に限定されている。過酷な環境下にさらされている実機・構造物は上記の主ひずみ比範囲を超えた負荷を受けることから、より広域な主ひずみ比範囲での疲労寿命特性の把握が強く望まれている。いくつかの研究 [4]において、広域な主ひずみ比範囲での非比例多軸疲労試験が可能な試験装置の開発が行われてきたが、本試験装置開発には高度で特殊な技術と多軸疲労の豊富な知識や経験を要することから、有益な試験結果が得られていないのが実状である。

本研究では、特殊な外圧の加圧手法を用いた内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置の開発を行なった。本試験装置は中空円筒試験片に対して引張圧縮・繰返しねじり負荷に加えて、内圧負荷および外圧負荷を付与することで、主ひずみ比範囲 $-1 \leq \phi \leq 1$ での疲労試験を可能にした。また、SUS316 に対して内圧／軸・ねじり多軸疲労試験および内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験を実施し、広域な主ひずみ比範囲での疲労寿命および変形特性を求めるとともに、ミーゼス基準の相当応力による疲労寿命評価について検討した。

6.2 供試材および試験方法

6.2.1 内圧／軸・ねじり多軸疲労試験

試験装置および試験片を Fig. 6.1 に示す。供試材は、SUS316 である。試験片の形状および寸法を Fig. 6.1 (b) に示す。試験片標点部の外径 14mm、内径 12mm、平行部長さ 6.4mm の薄肉円筒試験片である。試験装置の詳細については第 5 章で説明済みであるため、ここでの記述は割愛する。

内圧／軸・ねじり多軸疲労試験は、引張圧縮および繰返しねじり負荷をひずみ制御で、内圧を圧力制御で実施した。Fig. 6.2 に実施した試験の軸方向のひずみ、せん断ひずみおよび内圧の負荷波形を示す。それぞれ 4 種類の圧力波形と 3 種類のひずみ波形の組合

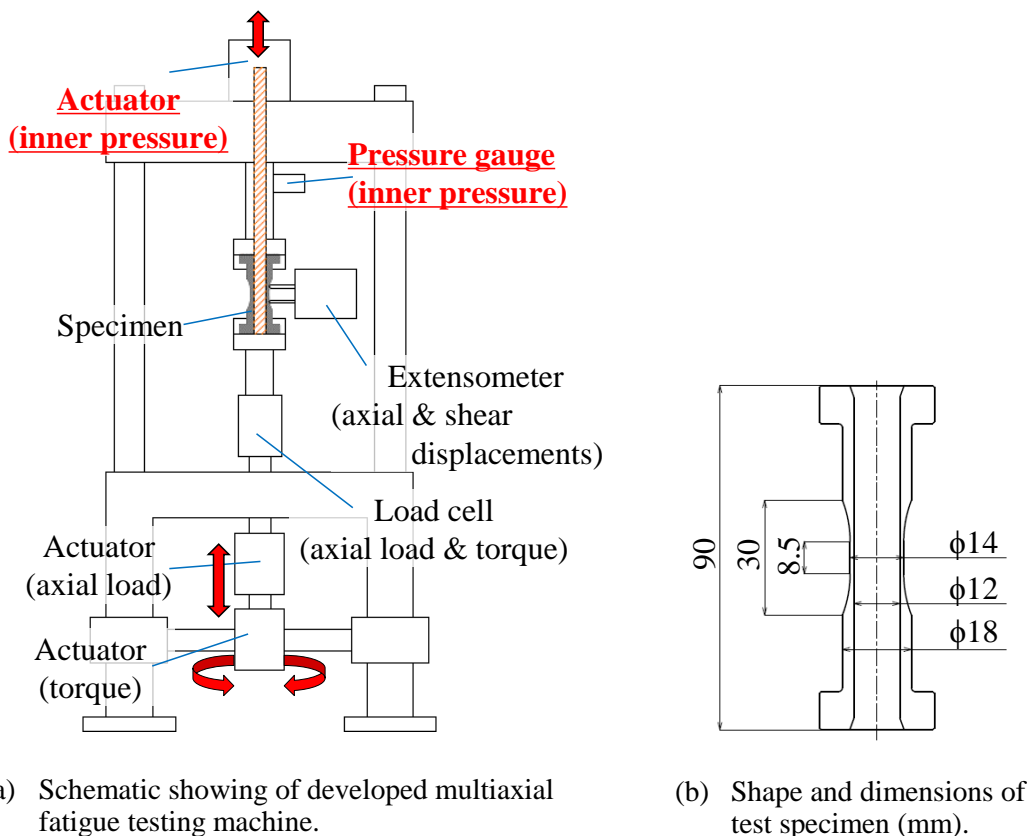


Fig. 6.1 Testing machine and test specimen of push-pull and reversed torsion with inner pressure.

せで計 12 種類である。ひずみ波形は、引張圧縮負荷 (Push-pull), ねじり負荷 (Rev. torsion) および円形負荷 (Circle) である。ひずみ範囲は, Push-pull および Circle では 0.5%, Rev. torsion では 0.7 および 1.75% とし, 内圧は一定または正弦波である。一定内圧では 0, 15 および 30MPa ($P_i=0, 15$ および 30MPa) の 3 種類であり, 正弦波の内圧は 15 から 30MPa で ($P_i=15-30$ MPa) 変動させた。

疲労寿命 N_f は, 軸応力もしくはせん断応力振幅が最大値の半分となる繰返し数, もしくは試験片が破断した繰返し数と定義した。

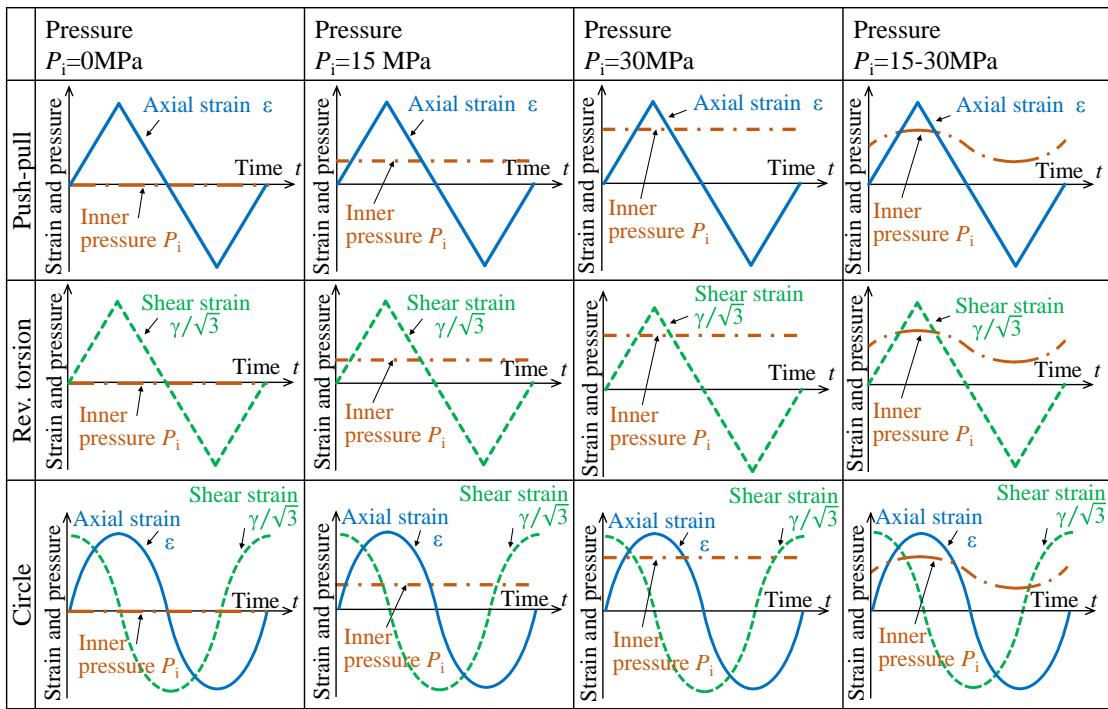


Fig. 6.2 Load and pressure waveforms of inner pressure test.

6.2.2 内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験

供試材は、内圧／軸・ねじり多軸疲労試験で用いた材料と同じ、SUS316である。用いた試験片は、試験片標点部の外径14mm、内径12mm、平行部長さ16mmの薄肉円筒試験片である。試験装置の詳細および試験片の形状寸法については次項にて行う。

内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験では、内圧／軸・ねじり多軸疲労試験とは異なり、ひずみ制御ではなく荷重制御で実施した。Fig. 6.3 に実施した試験の軸荷重、トルクおよび内圧の波形を示す。それぞれ3種類の圧力波形と2種類の荷重波形の組合せで計6種類である。荷重波形は、Push-pull および Circle である。応力範囲は、Push-pull および Circle とともに260MPaと280MPaを用いた。負荷する内圧 P_i および外圧 P_o の関係は、無負荷状態($P_i=0\text{MPa}$, $P_o=5\text{MPa}$)、外圧負荷状態($P_i=0\text{MPa}$, $P_o=15\text{MPa}$)および内圧負荷状態($P_i=20\text{MPa}$, $P_o=5\text{MPa}$)の3種類である。なお、本試験装置の特性上、外圧を0に設定することができないため、すべての試験で最低でも $P_o=5\text{MPa}$ を加えた。

疲労寿命 N_f は、軸方向のひずみもしくはせん断ひずみ振幅が最大値の半分となる時点での繰返し数、もしくは試験片が破断した時点の繰返し数と定義した。

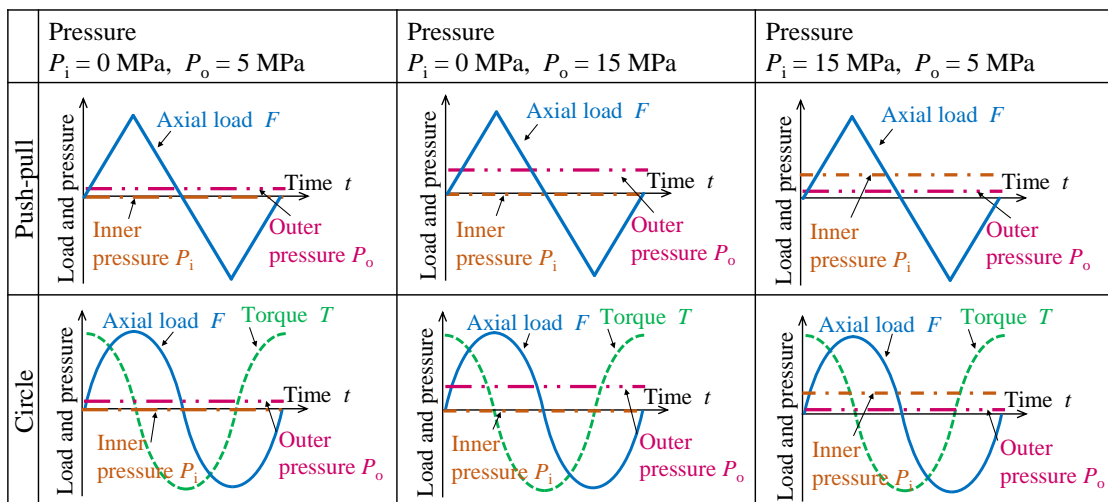
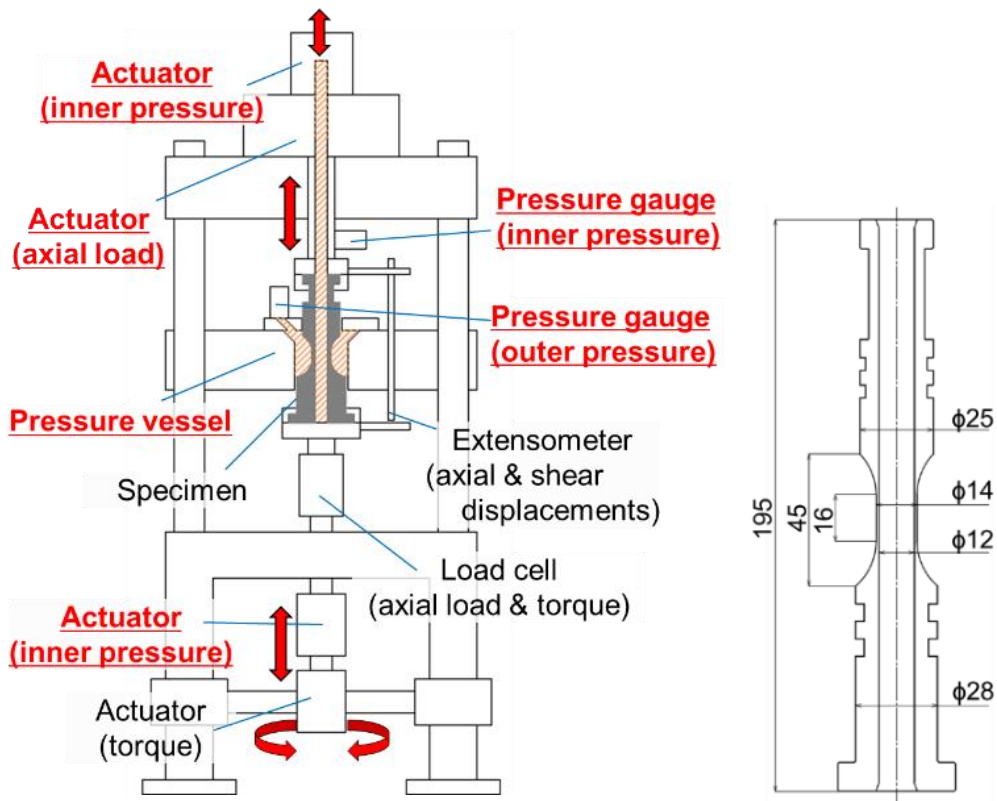


Fig. 6.3 Load and pressure waveforms of inner and outer pressure test.

6.3 内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置

Fig. 6.4 に内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置の概略図および内外圧試験片の形状および寸法を示す。本試験装置は、第5章で示した内圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置を基に開発されており、大きな相違点として、試験装置上部にツイントタイプの油圧アクチュエータが、中部に外圧負荷用の圧力容器が取付けられている。上部の油圧アクチュエータは内圧および引張圧縮負荷を、下部の油圧アクチュエータが外圧および繰返しねじり負荷を担っている。試験状態の測定として、外圧および内圧測定用の2台の圧力計、試験片のストローク測定用の変位計および軸方向の荷重（軸荷重）およびトルク測定用のロードセルが取付けられている。試験装置の主な仕様は、最大内圧および外圧 200MPa,



(a) Schematic showing of developed multi-axial fatigue testing machine.

(b) Shape and dimensions of test specimen (mm).

Fig. 6.4 Testing machine and test specimen of push-pull and reversed torsion with inner and outer pressures.

軸荷重容量 $\pm 50\text{kN}$ ，トルク容量 $\pm 500\text{N}\cdot\text{m}$ である．これらの組合せ負荷によって，主ひずみ比範囲 $-1 \leq \phi \leq 1$ での比例および非比例多軸負荷の実現を可能にしている．

本試験装置で最も重要なシステムである圧力の付与方法について，Fig. 6.5 を用いて説明する．圧力容器と試験片の間は油で満たされており，本試験で用いる試験片はFig. 6.4 (b)に示すように上部の直径（ $\phi 25$ ）に比べて下部の直径（ $\phi 28$ ）が若干大きくなっている．この直径差によって，試験片を上昇させることで圧力容器内の油が占める空間の体積が減少させ，外圧を負荷している．なお，外圧負荷のための試験片上昇を行う際には，余分な引張負荷を避けるために，上部の引張圧縮用の油圧アクチュエータが軸方向の応力（軸応力）もしくは変位を制御する必要がある．

本試験装置の試験制御は，4つの油圧アクチュエータを同時にかつ独立して制御しなければならないため，一般的な軸・ねじり多軸疲労試験装置および内圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置よりも複雑になる．Fig. 6.6 に本試験装置の試験制御システムの概略図

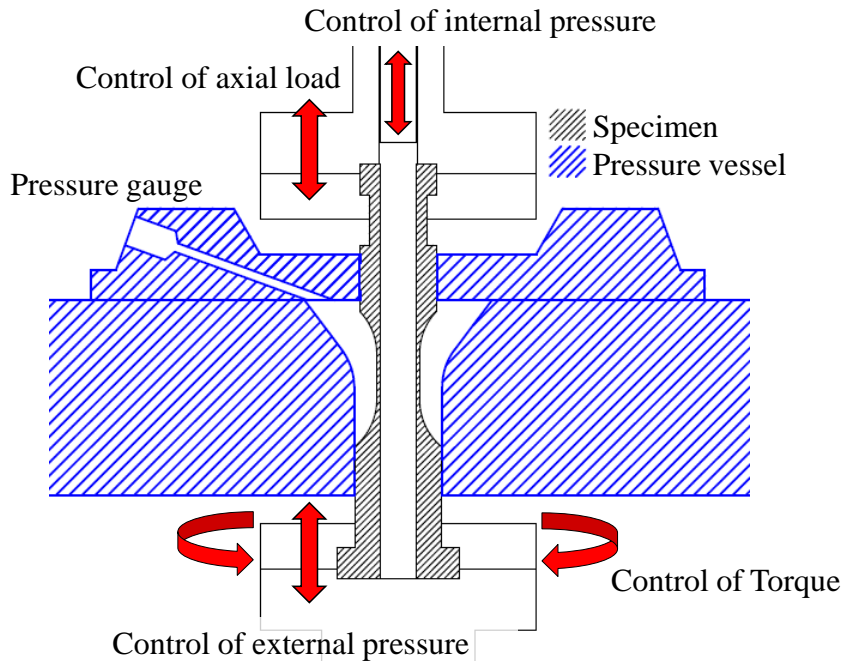


Fig. 6.5 Method of generating the inner and the outer pressures.

を示す。パソコン (PC) から出力する負荷信号が、D/A 変換器、サーボアンプを介してサーボバルブに至り、油圧アクチュエータを駆動させる。出力信号は 4 系統あり、それぞれ軸、ねじり、内圧および外圧の負荷を与えるための信号系統である。サーボアンプから出力される信号に応じて油圧アクチュエータが駆動し、その応答として圧力計から外圧および内圧の圧力値、変位計から軸およびねじりのストローク量、ロードセルから軸荷重およびトルクの信号が出力され、A/D 変換器を介してパソコンに実験データとして保存される。また、それらの一部は、サーボアンプのフィードバック (FB) 信号となる。内圧負荷の制御には圧力計による内圧値のみであるが、軸およびねじり負荷は変位計とロードセルの 2 種類からフィードバック信号を選択することができる。すなわち、フィードバック信号を変位計のストローク値またはロードセルの荷重値に変更することで、ストローク制御試験または荷重制御試験を行うことができる。

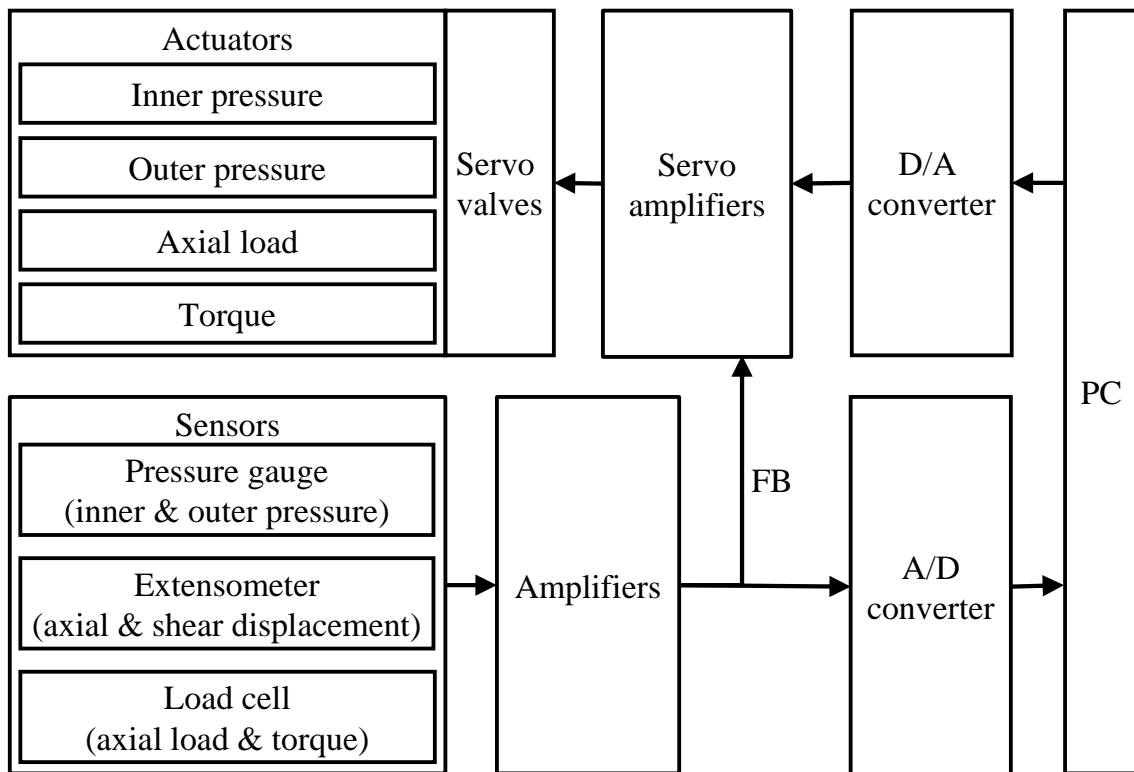


Fig. 6.6 Over view of control system.

6.4 ミーゼス基準の相当応力の導出方法

多軸負荷状態下における材料の疲労寿命評価法として、一般的にミーゼス基準の相当応力（以下、相当応力と表記）が用いられる。本試験モデルに対する相当応力の導出は、内圧および外圧による軸応力およびフープ応力を考慮しなければいけないことから、やや複雑となる。そこで、本章ではその導出方法について説明を行う。

Fig. 6.7 に試験片標点部の模式図を示す。本試験モデルで付与される負荷（内圧、外圧、軸荷重およびトルク）を図中の左側に、それらの負荷によって発生する応力（軸応力、フープ応力およびせん断応力）を図中の右側に示す。なお、本研究では内圧および外圧による板厚方向の応力を考慮しない平面応力状態で考えることとする。相当応力 σ_{eq} は平面応力状態において次式で定義される。

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} \{ \sigma_z^2 + \sigma_\theta^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2 \} + 3\tau_{z\theta}^2} \quad (6.1)$$

ここで、 σ_z 、 σ_θ および $\tau_{z\theta}$ はそれぞれ軸方向、フープおよびせん断応力である。また、内圧／軸・ねじり多軸状態では、 σ_z および σ_θ は次式で定義される。

$$\sigma_z = \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D_i^2)} + \frac{P_i D_i^2}{(D_o^2 - D_i^2)} \quad (6.2)$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_i D_i}{D_o - D_i} \quad (6.3)$$

ここで、 F および P_i は軸荷重および内側である。 D_o および D_i は試験片ゲージ部の外径および内径である。なお、試験片の形状および寸法の詳細については後述するが、本試験における外径および内径は $D_o=14\text{mm}$ および $D_i=12\text{mm}$ である。

一方、内外圧／軸・ねじり多軸状態では、 σ_z および σ_θ は次式で定義される。

$$\sigma_z = \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D_i^2)} + \frac{P_i D_i^2}{(D_o^2 - D_i^2)} + \frac{P_o (D_o'^2 - D_o^2)}{(D_o^2 - D_i^2)} \quad (6.4)$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_i D_i}{D_o - D_i} - \frac{P_o D_o}{D_o - D_i} \quad (6.5)$$

ここで、 F 、 P_i および P_o は、それぞれ軸荷重、内圧および外圧である。 D_i 、 D_o および D_o' は Fig. 6.8 で定義される試験片標点部の内径、外径およびゲージ外上部の外径である。なお、試験片の形状および寸法の詳細については後述するが、本試験におけるそれぞれの値は $D_o=14\text{mm}$ 、 $D_i=12\text{mm}$ および $D_o'=25\text{mm}$ である。

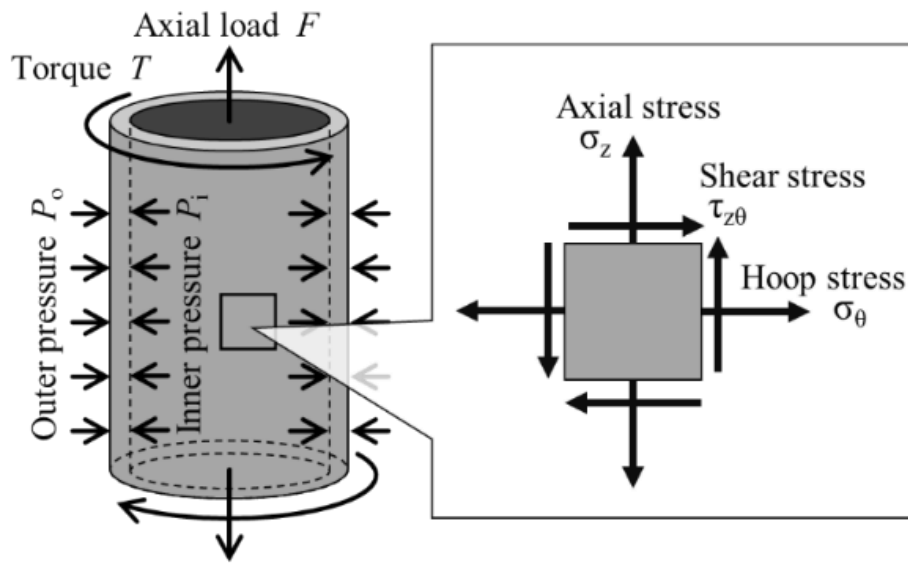


Fig. 6.7 The definition of the σ_z , σ_θ and $\tau_{z\theta}$.

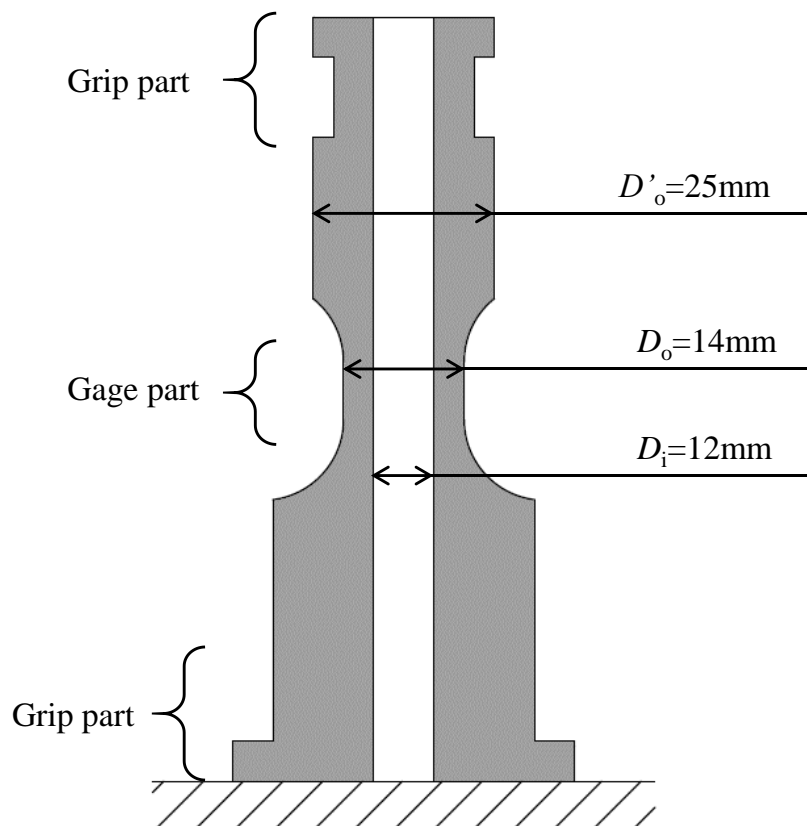


Fig. 6.8 The definition of the D_i , D_o and D'_o .

6.5 試験結果および考察

6.5.1 内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験

Fig. 6.8 に各試験条件に対する疲労寿命を示す．なお，Rev. torsion のひずみ範囲 $\Delta\varepsilon_{eq}=0.7\%$ ，内圧 $P_i=0$ の試験については，170,000 cycle を超えても疲労寿命に至らなかったため，同サイクル数で中断した．同一ひずみ範囲および同一内圧レベルで疲労寿命を比較すると，比例負荷である Push-pull および Rev. torsion の疲労寿命は Circle のそれに比べて大きく低下している．ステンレス鋼は非比例負荷下において追硬化を伴って疲労寿命が低下することが報告されており[2,3,6-10]，同様の傾向を示すことがわかる．各ひずみ経路で疲労寿命を比較すると，内圧の増加に伴って疲労寿命が低下しており，その低下度合はひずみ経路によって異なっている．Push-pull における内圧の増加による疲労寿命の低下度合に比べて，Rev. torsion ではその低下度合が大きく，Circle ではその低

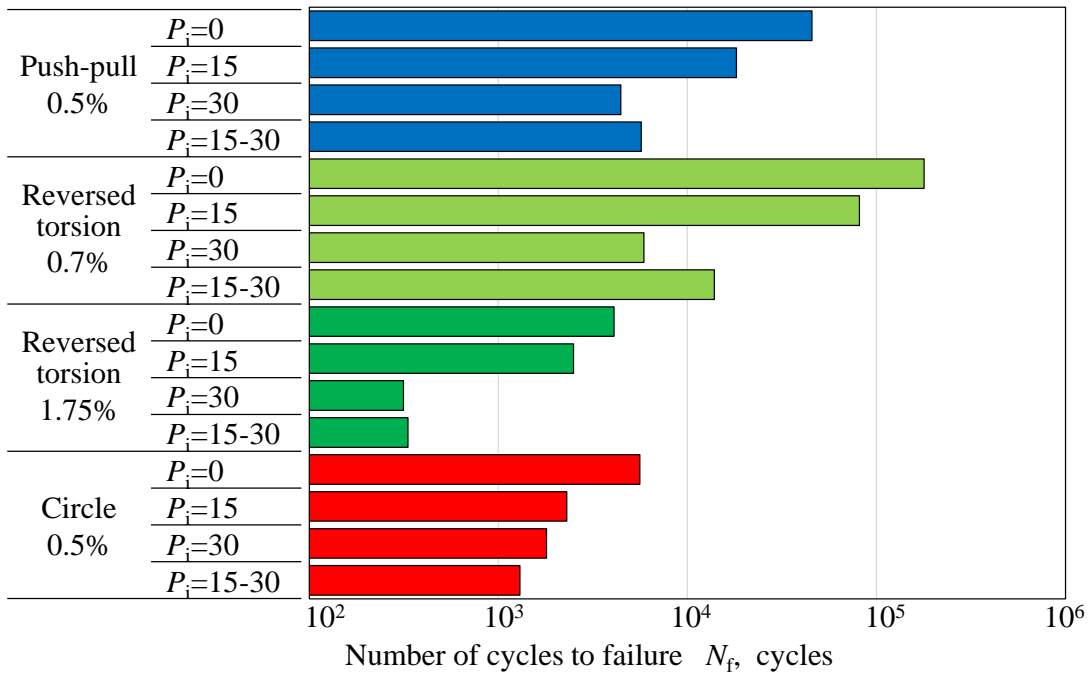


Fig. 6.8 Failure life in inner pressure test.

低下度が小さいことがわかる。この負荷経路に依存した低下度合の変化が生じた要因として、非比例負荷の度合（非比例度 f_{NP} ）の増加および低下が考えられる。すなわち、本来は比例負荷である **Rev. torsion** が内圧負荷を受けることで非比例負荷となり、非比例負荷度の増加に伴う疲労寿命の低下が生じた。また、逆に **Circle** は極めて非比例度の高い試験条件であることから、内圧負荷を受けることで非比例度の強さが減少して損傷量が低下したためと考えられる。

Fig. 6.9 に各試験条件に対する相当応力振幅 $\Delta\sigma_{eq}/2$ を示す。ここで、相当応力振幅は $N_f/2$ 時の軸応力、せん断応力および内圧を基に式(6.1)で算出している。なお、相当応力はスカラー量であることから範囲の算出には第 3 章で示した **IS** 法に基づいている。各ひずみ波形で相当応力振幅を比較すると、すべての試験条件において内圧の増加に伴う相当応力振幅の顕著な増加が見られる。したがって、各ひずみ波形における内圧負荷に伴う疲労寿命の低下は、相当応力振幅の増加に起因しているものと考えられる。各内圧

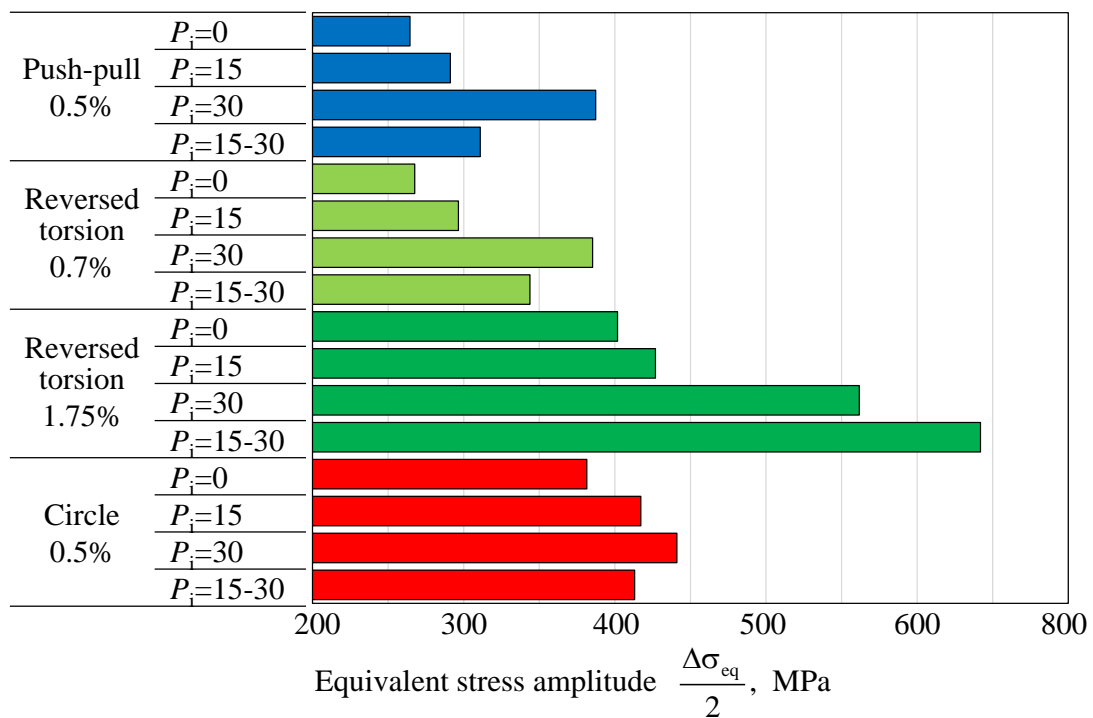


Fig. 6.9 Equivalent stress amplitude in inner pressure test.

レベルにおける Push-pull の相当応力振幅と比較すると, Circle は非比例負荷による追硬化によって相当応力振幅が増加していることがわかる. また, その増加割合は内圧の増加に伴って低下していることがわかる. したがって, Circle の非比例度が内圧の増加に伴って低下していることが本結果からもわかる.

内圧の増加による非比例度の変化と応力増加の関係を明らかにするために, 応力振幅と非比例度の関係を Fig. 6.10 に示す. Rev. torsion ではせん断応力振幅 $\sqrt{3} \Delta\tau/2$ を, Circle では軸応力振幅 $\Delta\sigma/2$ を Push-pull の軸応力振幅 $\Delta\sigma_{pp}/2$ で除した値を縦軸に用いており, 追硬化による応力増加を表している. また, 横軸は式(3.16)で算出される非比例度 f_{NP} である. また, 図中の P_i は内圧の値を示す. 内圧の増加に伴って, Rev. torsion では非比例度が増加し, それに伴う応力増加が生じていることがわかる. 一方, Circle では非比例度が低下しており, それに伴う応力低下が生じていることがわかる. また, この非比例度と応力値にはよい相関があることがわかる. なお, Rev. torsion と Circle で異なる直線となるが, これについては, 両者の試験でひずみ振幅が異なることによるものと考えられる.

Fig. 6.10 に相当応力振幅と疲労寿命の関係を示す. 高応力域において多少のバラツキは生じるものの, 相当応力振幅と疲労寿命にはよい相関があることがわかる. ひずみ制御試験において, 相当応力振幅は内圧負荷による応力増加および非比例負荷による応力増加が反映されることから, 疲労寿命とよい関係を示したものと考えられる.

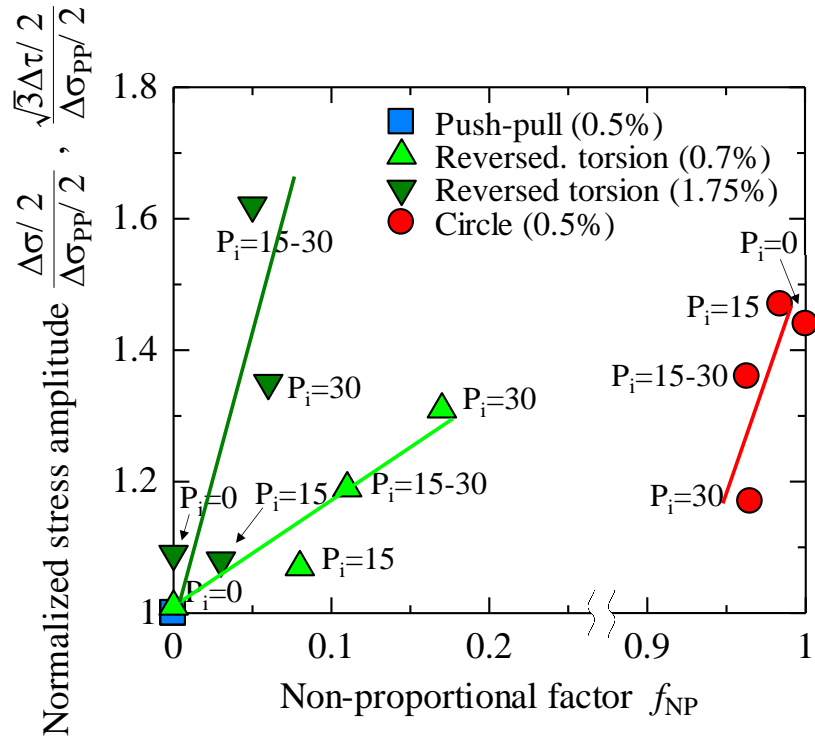


Fig. 6.11 Correlation of non-proportional factor from stress range ratio.

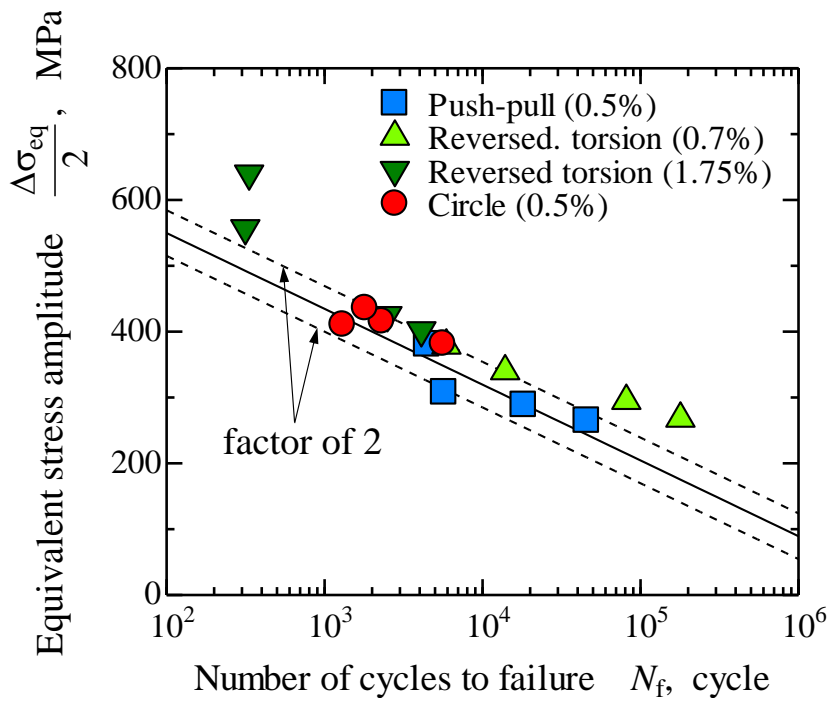


Fig. 6.12 Comparison of equivalent stress amplitude and failure life.

6.5.2 内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験

Fig. 6.13 に各試験条件に対する疲労寿命を示す。同一応力振幅および同一内外圧レベルで疲労寿命を比較すると、内圧／軸・ねじり多軸疲労試験と同様に、Push-pull の疲労寿命は Circle のそれに比べて大きく低下していることがわかる。一方、各応力経路で疲労寿命を比較すると、内圧の増加および外圧の増加に伴う疲労寿命の変化は生じていないことがわかる。すなわち、荷重制御における疲労寿命は内圧および外圧の影響を受けないものと考えられる。

Fig. 6.14 に各試験条件に対する相当応力振幅 $\Delta\sigma_{eq}/2$ を示す。なお、図中の応力振幅の表示範囲を 200MPa から 800MPa としているが、これは前項の内圧／軸・ねじり多軸疲労試験の相当応力データと比較するためである。また、相当応力振幅の算出方法は内圧／軸・ねじり多軸疲労試験比例負荷と同様である。同一応力振幅および同一内外圧レベルで相当応力振幅を比較すると、Push-pull と Circle で差がないことがわかる。本試験は荷重制御試験であることから、非比例負荷による追硬化が生じた場合には、ひずみ振幅の低下が生じる。そのため、Push-pull と Circle で相当応力に差が表れなかった。各ひずみ波形で相当応力を比較すると、無負荷状態 ($P_i=0\text{MPa}$, $P_o=5\text{MPa}$)、内圧負荷状態 ($P_i=20\text{MPa}$, $P_o=5\text{MPa}$)、外圧負荷状態 ($P_i=0\text{MPa}$, $P_o=15\text{MPa}$) の順で応力が高くなっていく傾向が見られるものの、その度合は極めて低い。これについても上記と同様のひずみ振幅の低下によるものと考えられる。

荷重制御では、内圧および外圧による相当応力の増加が生じないため、疲労寿命への影響が見られなかった。したがって、今後の課題として、ストローク制御による試験を実施し、内圧および外圧負荷による応力増加および疲労寿命の低下を明らかにする必要があることを記しておく。

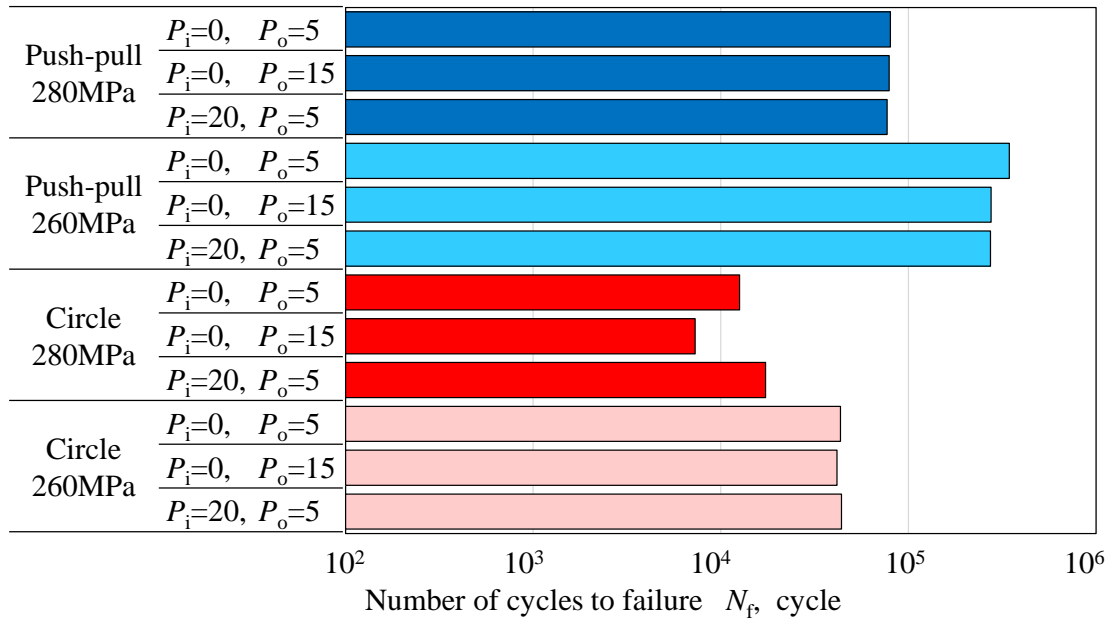


Fig. 6.13 Failure life of inner and outer pressure test.

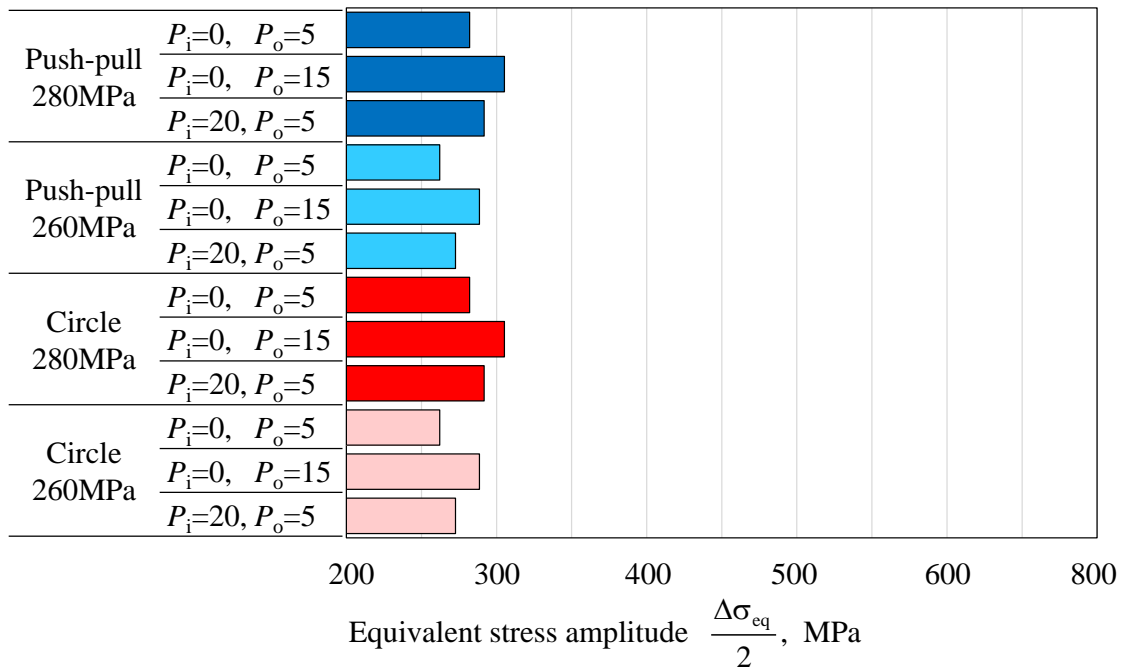


Fig. 6.14 Equivalent stress amplitude of inner and outer pressure test.

6.5 結論

- (1) 内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置の開発を行なった。本試験装置は中空円筒試験片に対して引張圧縮・繰返しねじり負荷に加えて、内圧負荷および外圧負荷を付与することで、主応力比範囲 $-1 \leq \phi \leq 1$ での疲労試験を可能にしている。
- (2) ひずみ制御試験において、内圧の増加に伴って疲労寿命が低下することおよびその低下度合はひずみ経路に依存することを示した。また、その効果程度は、非比例度およびそれに伴う応力増加で説明することが可能である。すなわち、内圧増加によって非比例度が増加し、その非比例度の増加に伴い応力増加が生じる。その結果、疲労寿命が低下するものと考えられる。
- (3) ひずみ制御試験において、相当応力振幅は内圧負荷による応力増加および非比例負荷による応力増加が反映されており、疲労寿命とよい相関があることを示した。
- (4) 荷重制御試験においては、非比例負荷による追硬化によってひずみ振幅が低下する。このため、比例と非比例で疲労寿命の差が生じなかったものと考えられる。また、荷重制御によって内圧および外圧が及ぼす疲労寿命の影響も小さくなることを示した。

謝辞

内外圧／軸・ねじり多軸疲労試験装置の開発・設計に対して，有益なご助言およびご協力いただきました，イリノイ大学教授の Darrell F. Socie 博士および福井大学准教授の 旭吉 雅健博士に深甚なる謝意を表します。

本研究の一部は，日本学術振興会費補助金科学研究（C），第 15K05698 の補助を受けた。

参考文献

- [1] Nitta A, Ogata T, Kuwabara K. The effect of axial-torsional straining phase on elevated-temperature biaxial low-cycle fatigue life in SUS 304 stainless steel. *Journal of the Society of Materials Science* 1989; 36: 376–382.
- [2] Doong S. H, Socie DF, Robertson IM. Dislocation substructures and nonproportional hardening. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 1990; 112: 456–464.
- [3] Wang CH, Brown MW. A path-independent parameter for fatigue under proportional and nonproportional loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1993; 16: 1285–1298.
- [4] Itoh T, Sakane M, Ohnami M, Socie DF. Nonproportional low cycle fatigue criterion for type 304 stainless steel. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1995; 117: 285–292.
- [5] Itoh T, Nakata T, Sakane M, Ohnami M. Non-proportional low cycle fatigue of 6061 aluminum alloy under 14 strain paths. *European Structural Integrity Society* 1999; 25: 41–54.
- [6] Socie DF, Marquis GB. *Multiaxial fatigue*. Society of Automotive Engineers International 2000; 129–339.
- [7] Itoh T. A model for evaluation of low cycle fatigue lives under non-proportional straining, *Journal of the Society of Materials Science* 2001; 50: 1337–1332.
- [8] Itoh T, Miyazaki T. A damage model for estimating low cycle fatigue lives under non-proportional multiaxial loading. *Biaxial/Multiaxial Fatigue Fract* 2003; ESIS-31: 423–439.
- [9] Itoh T, Yang T. Material dependence of multiaxial low cycle fatigue lives under non-proportional loading. *International Journal of Fatigue* 2011; 33: 1025–1031.
- [10] Itoh T, Sakane M, Ohsuga K. Multiaxial low cycle fatigue life under non-proportional loading. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 2013; 110: 50–56.

- [11] Itoh T. Effect of direction change in maximum principal strain axis on multiaxial low cycle fatigue life of type 304 stainless steel at elevated temperature. *Journal of the Society of Materials Science Japan* 2000; 49: 988–993.
- [12] McDowell FL. On the path dependence of transient hardening and softening to stable states under complex biaxial cyclic loading, *Proceedings of International Conference on Constitutive Laws for Engineering Materials* 1983; 125–135.
- [13] Ogata T, Nitta A. 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* 1993; 42: 72–77.
- [14] Ogata T, Takahashi Y. Development of a high-temperature biaxial fatigue testing machine using a cruciform specimen. *European Structural Integrity Society* 1999; 25: 101–114.

第7章 切欠き試験片を用いた非比例多軸疲労試験

7.1 緒言

実機構造物は、主応力および主ひずみの軸方向が時間的に変化するいわゆる非比例負荷を受ける。また、これらの実機は様々な形状を有しており、形状によっては過大な応力集中が生じる。したがって、高い信頼性を有する実機・構造物の設計およびメンテナンスのために、非比例負荷のみならず応力集中も考慮した寿命評価パラメータの開発が強く求められている。

非比例多軸疲労試験に関して、幾人かの研究者によって報告されている[1-19]。伊藤らは、中空円筒試験片（平滑材）に対して引張圧縮とねじり負荷を組合せた様々なひずみ経路での非比例多軸疲労試験を実施し、疲労寿命に及ぼすひずみ経路および材料依存性を求めるとともに、非比例多軸疲労寿命評価パラメータ $\Delta\epsilon_{NP}$ を提案している[11, 13, 16, 19]。Berto らは、切欠き試験片の多軸疲労寿命を評価するために、ひずみエネルギー密度（SED）を用いた評価パラメータを提案している[20-25]。また、切欠き試験片を用いた非比例多軸疲労試験に対する研究がいくつか報告されている[26-30]。しかしながら、非比例負荷下の切欠き試験片に対する $\Delta\epsilon_{NP}$ の適応性はまだ明らかにされていない。

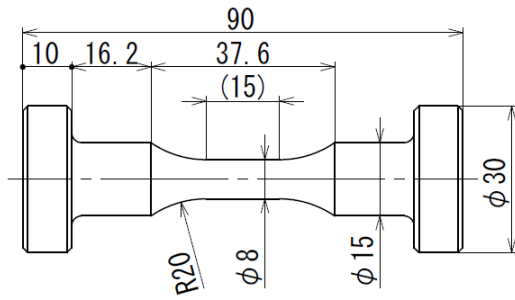
本研究では、SUS316L の平滑丸棒試験片および環状切欠き試験片を用いた非比例多軸疲労試験を実施し、疲労寿命に及ぼす非比例負荷および応力集中の影響について考察する。また、切欠き試験片に対する疲労寿命評価には切欠き底における局所ひずみによる評価が有効であることから、非弾性有限要素解析（FEA）による局所ひずみおよび応力を求めるとともにその計算値を用いた寿命評価を行なった。

7.2 供試材および試験方法

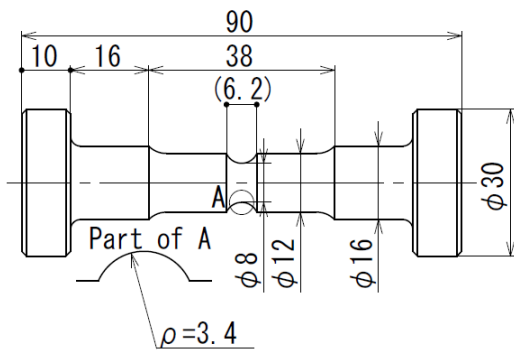
供試材はオーステナイト系ステンレス鋼の SUS316L である。試験片は、Fig. 7.1 に示す平滑丸棒試験片および切欠き底の曲率半径が異なる 4 種類の環状切欠き試験片である。試験片の弾性応力集中係数 K_t は、それぞれ $K_t=1.0, 1.5, 2.5, 4.2$ および 6.0 である。繰返しねじり負荷に対する弾性せん断応力集中係数 K_s は、それぞれ $K_s=1.0, 1.2, 1.6, 1.9$ および 2.0 に置き換えられる[31]。なお、機械加工後の熱処理は施していない。

室温大気中にて、ひずみ制御での非比例多軸疲労試験を実施した。ひずみ経路は Fig.7.2 に示す、引張圧縮負荷 (Push-pull) , 繰返しねじり負荷 (Rev. torsion) および円形負荷 (Circle) の 3 種類である。なお、図中の ε および γ は公称ひずみおよび公称せん断ひずみである。ひずみ範囲およびひずみ速度はミーゼス基準の相当ひずみで 0.7% , $0.1\%/s$ とした。試験片の軸方向およびねじり方向の変位を測定するために、渦電流式変位センサを備えたレバー式伸び計を用いている。伸び計のゲージ幅は 7mm であり、切欠きを跨ぐように取付けた。

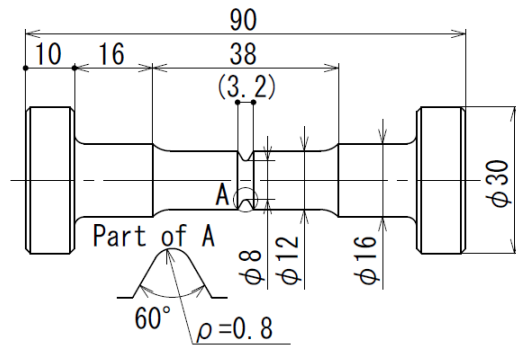
疲労寿命 N_f は、応力振幅が最大値の $3/4$ に低下したときのサイクル数と定義した。なお、疲労寿命の判断に使用する応力振幅として、Push-pull および Circle では軸方向の応力振幅、Rev. torsion ではせん断応力振幅を用いた。



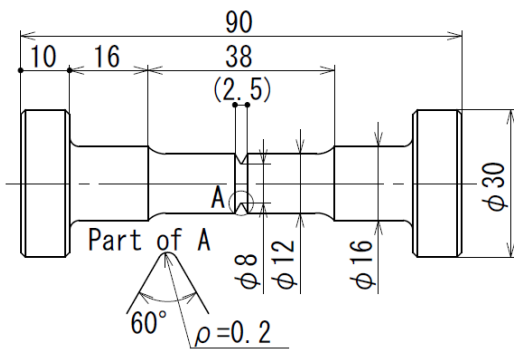
(a) Solid bar smooth specimen ($K_t=1.0$).



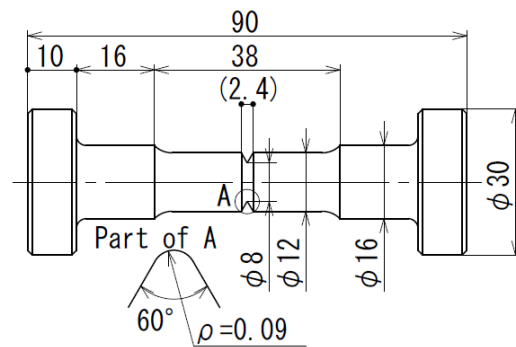
(b) Solid bar circumferentially notched specimen ($K_t=1.5$).



(b) Solid bar circumferentially notched specimen ($K_t=2.5$).



(b) Solid bar circumferentially notched specimen ($K_t=4.2$).



(b) Solid bar circumferentially notched specimen ($K_t=6.0$).

Fig. 7.1 Shape and dimensions of test specimens (mm).

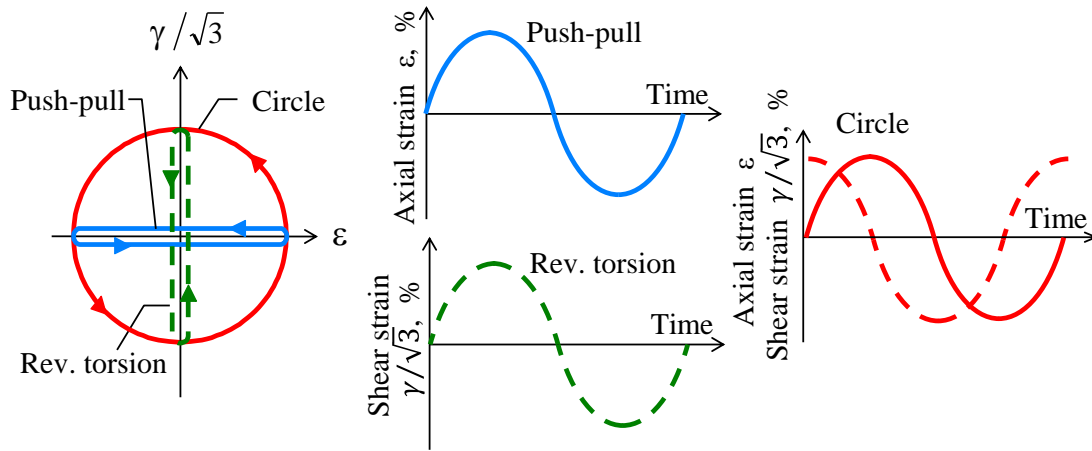


Fig. 7.2 Strain path and strain waveform.

Table 1 Multiaxial LCF life of smooth and notched specimens, $\Delta\varepsilon_{eq}=0.7\%$.

Strain path	Stress concentration factor	Equivalent strain range	Nominal axial stress range	Nominal shear stress range	Number of cycles to failure
	K_t (K_s)	$\Delta\varepsilon_{eq}$ [%]	$\Delta\sigma$ [MPa]	$\sqrt{3}\Delta\tau$ [MPa]	
Push-pull	1.0	0.7	680	—	6909
	1.5	0.7	800	—	2237
	2.5	0.7	800	—	871
	4.2	0.7	810	—	571
	6.0	0.7	830	—	418
Rev. torsion	(1.0)	0.7	—	600	135000 ↑
	(1.2)	0.7	—	720	54809
	(1.6)	0.7	—	910	4806
	(1.9)	0.7	—	890	3094
	(2.0)	0.7	—	850	2243
Circle	1.0	0.7	780	1050	2082
	1.5	0.7	850	1030	2248
	2.5	0.7	880	1080	475
	4.2	0.7	900	1140	212
	6.0	0.7	850	930	156

↑ : Run out

7.3 実験結果と考察

7.3.1 疲労寿命特性および試験結果に基づく疲労寿命評価

Table 1 に試験結果の一覧を示す．なお，軸応力範囲 $\Delta\sigma$ およびせん断応力範囲 $\Delta\tau$ は $N_f/2$ 時の公称応力範囲および公称せん断応力範囲である．Rev. torsion の $K_t=1.0$ は，100,000 サイクルを超えても疲労寿命に達しなかったため，135,000 サイクルで中断した．Fig. 7.3 に各試験条件と疲労寿命の関係を示す．Push-pull において，疲労寿命は K_t の増加に伴って減少しており， $K_t=6.0$ の疲労寿命は $K_t=1.0$ のその 6% 程度にまで低下している．また，この傾向は Rev. torsion においても同様に見られる．Circle において， $K_t=1.5$ の疲労寿命が $K_t=1.0$ のそれより長く，最も長寿命となっているものの，それ以外では Push-pull と同様の傾向を示している．したがって，比例および非比例の負荷経路

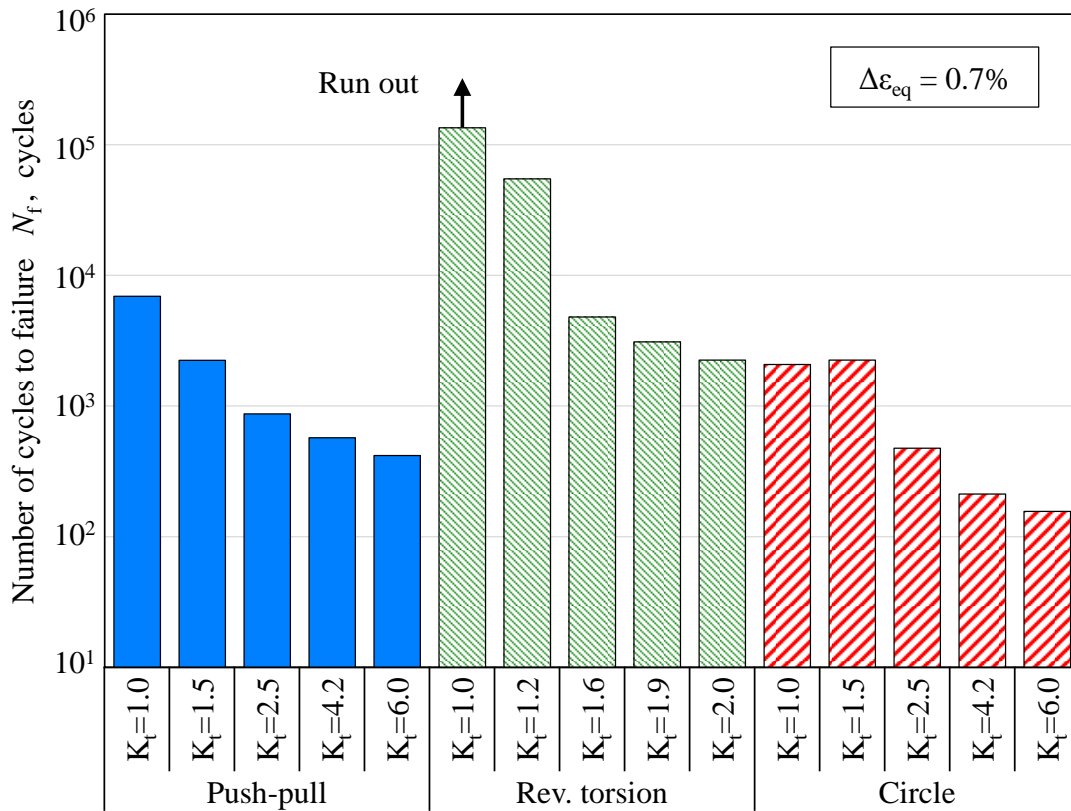


Fig. 7.3 Comparison of N_f at each test.

によらず疲労寿命は切欠き底の応力集中によって急激に低下することがわかる。Circle の $K_t=1.5$ の疲労寿命が最も長くなった要因として、非比例負荷による追硬化が切欠き周りで緩和したものと考えられる。これについては後述する。

Fig. 7.4 に疲労寿命を局所応力で整理した結果を示す。ここでの局所応力は K_t および公称応力または公称せん断応力から算出される値であり、次式で定義される。

$$\Delta\sigma_L = \begin{cases} K_t \Delta\sigma & \text{for Push-pull and Circle tests} \\ K_s \sqrt{3}\Delta\tau & \text{for Re v. torsion test} \end{cases} \quad (7.1)$$

本章における図において、中塗りプロット (■, ▲, ●) は本研究より得られた結果であり、白抜きプロット (□, △, ○) は参考データであり、伊藤らが過去に行なった SUS316

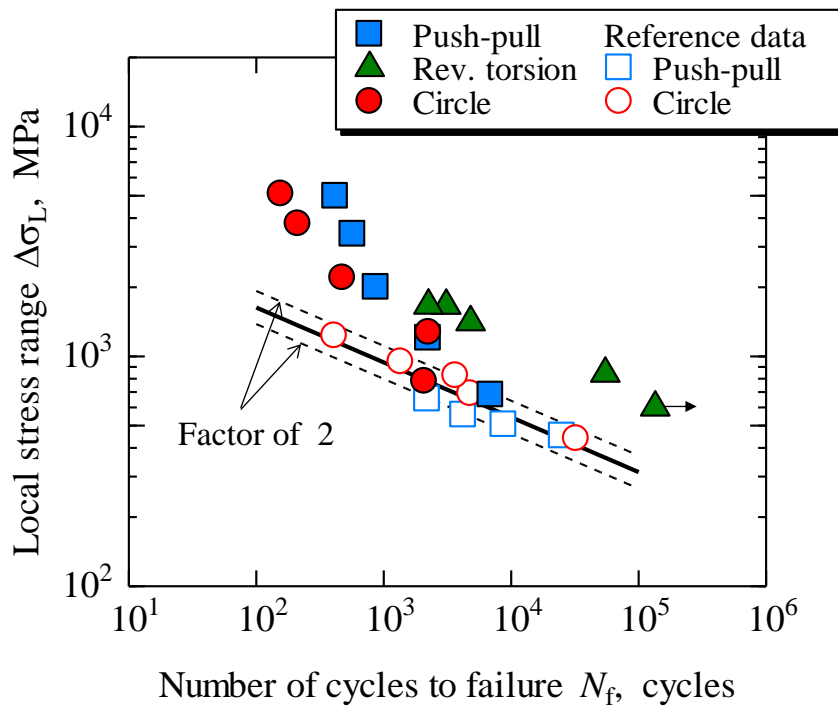


Fig. 7.4 Correlation of N_f with local stress range $\Delta\sigma_L$.

の平滑材によるものである[19]. 図中の太い実線は, 参考データの Push-pull および Circle の試験結果を基に引いた直線であり, 細い破線はその係数 2 の範囲である.

Push-pull および Circle の疲労寿命は, 平滑丸棒試験片で実施した試験 (最も応力レベルの低いデータ) のみ係数 2 の範囲にプロットされており, 環状切欠き試験片 (それ以外のプロット) では極めて長寿命側にプロットされている. また, この程度は K_t の増加に伴って増加している. Push-pull の疲労寿命に比べて, Rev. torsion のそれは長寿命側に, Circle のそれは短寿命側にプロットされている. 応力集中係数は, 非弾性変形領域では必ずしも一定ではなく, 公称応力の増加に伴って減少することが報告されている [29, 32]. したがって, この応力集中係数の過大評価によって, 局所応力を大きく見積り, 疲労寿命が長寿命側にプロットされたものと考えられる.

Fig. 7.5 に疲労寿命を局所ひずみで整理した結果を示す. ここでの局所ひずみは K_t および公称ひずみまたは公称せん断ひずみから算出される値であり, 次式で定義される.

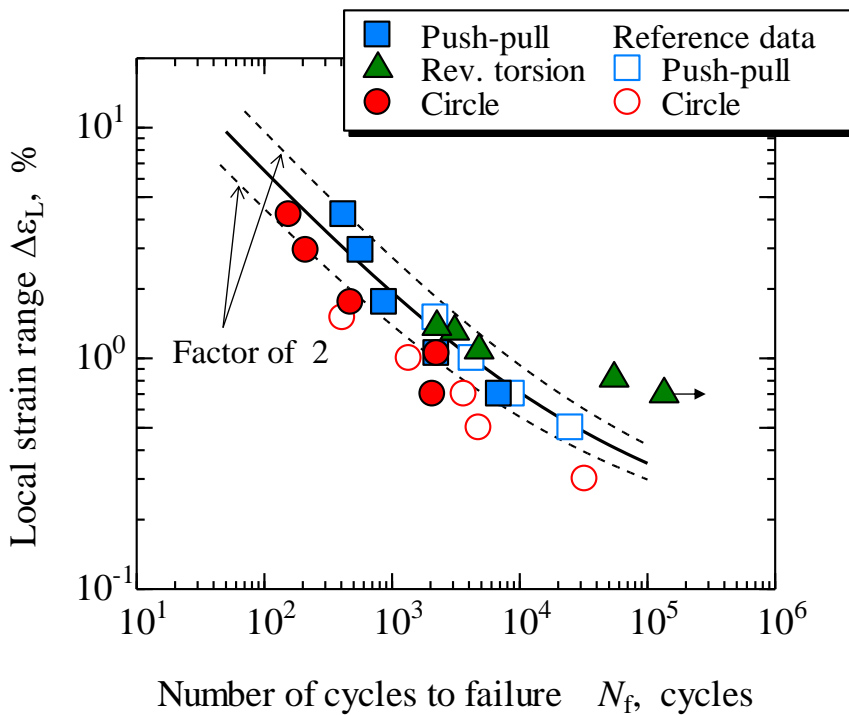


Fig. 7.5 Correlation of N_f with local strain range $\Delta\epsilon_L$.

$$\Delta \varepsilon_L = \begin{cases} K_t \Delta \varepsilon_{eq} = K_t \Delta \varepsilon & \text{for Push-pull and Circle tests} \\ K_s \Delta \varepsilon_{eq} = K_s \Delta \gamma / \sqrt{3} & \text{for Rev. torsion test} \end{cases} \quad (7.2)$$

ここで、 $\Delta \varepsilon$ および $\Delta \gamma / \sqrt{3}$ には伸び計で計測したひずみ値を使用している。伸び計は切欠きを跨ぐように取付けられていることから、切欠き底でのひずみも含んでいる。また、図中の太い実線は、参考データの Push-pull の試験結果を基に 4 章で示した共通勾配法の式(4.1)で描かれる疲労寿命曲線であり、細い破線はその係数 2 の範囲である。局所ひずみを用いることで、Push-pull の疲労寿命は係数 2 の範囲内で整理することが可能である。Rev. torsion の疲労寿命は、疲労限度付近では長寿命側にプロットされる傾向があり、その他のデータは係数 2 の範囲内で整理されている。一方、Circle の疲労寿命は係数 2 の範囲外で短寿命側にプロットされる傾向がある。平滑材を用いた試験において、疲労寿命の増減の程度の差はあるものの、このような傾向は他の構造材料でも同様に報告されている[8-10, 13-16, 19]。また、高ひずみレベルの疲労寿命がやや長寿命側に推移しているようにも見えるが、これは低ひずみレベルの参考データから外挿した疲労寿命曲線を用いたためと考えられる。伸び計より得られたひずみ値に対して K_t を考慮した局所ひずみを用いることで、従来の平滑材と同様の傾向が得られていることから、非比例荷荷による影響を考慮することで荷経路によらない疲労寿命評価パラメータになる可能性が考えられる。

平滑材に対する多軸疲労寿命の評価は、応力およびひずみのエネルギーパラメータが有効であることが報告されている[11, 13, 14, 33]。また、低サイクル疲労試験の場合、切欠き底で非弾性変形が生じることから、一般的に Neuber 則がよく用いられている[34]。そこで、次式の公称応力および公称ひずみで算出される局所応力およびひずみのエネルギーパラメータで疲労寿命を整理した。

$$\Delta\varepsilon_L \Delta\sigma_L = \begin{cases} K_t^2 \Delta\varepsilon \Delta\sigma & \text{for Push-pull and Circle tests} \\ K_s^2 \Delta\gamma \Delta\tau & \text{for Rev. torsion test} \end{cases} \quad (7.3)$$

Fig. 7.6 に式(7.3)のエネルギーパラメータと疲労寿命の関係を示す。本エネルギーパラメータでは、局所応力で整理した Fig. 7.4 と比較してバラツキ範囲に若干の改善が見られるものの、高応力レベルの疲労寿命を安全側予測する傾向および Circle の疲労寿命が Push-pull のそれに比べて低寿命側にプロットされる傾向が依然として見られる。前者の傾向については、前述した局所応力が過大評価が原因であると考えられる。また、後者については、本評価パラメータに非比例負荷による追硬化およびそれに伴う疲労寿命の低下が考慮されていないことが原因であると考えられる。

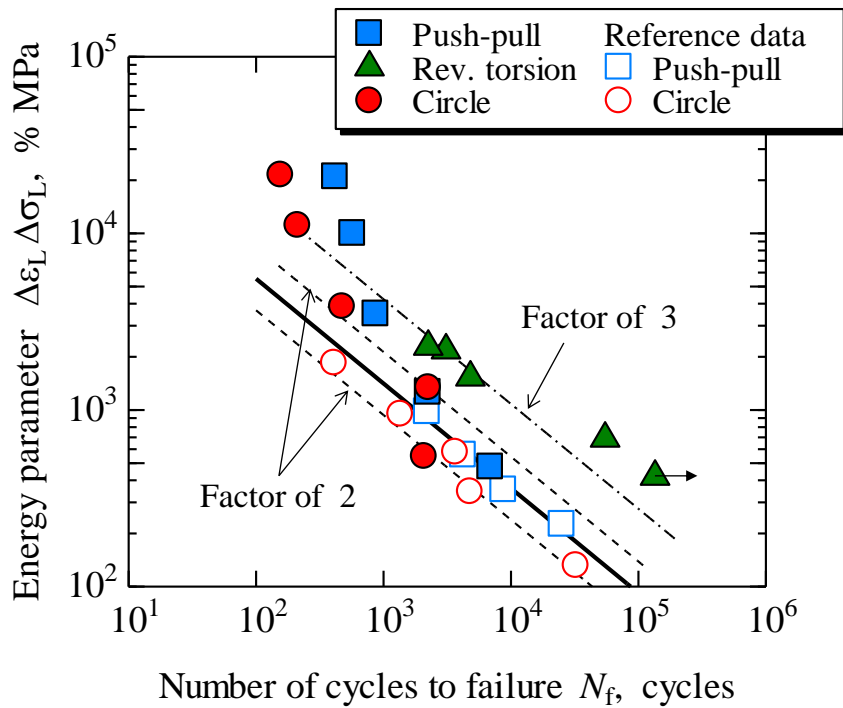


Fig. 7.6 Correlation of N_f with energy parameter based on Neuber's rule.

非比例負荷による上記の効果を考慮するために、伊藤らが提案している非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式 $\Delta\varepsilon_{NP}$ で評価を行う [11, 13, 16, 19]. 本評価式の詳細については第 3 章で説明済みであるため、ここでは説明を割愛する. また、切欠きによる応力集中を考慮するために、次式で示される局所ひずみに基づく評価を行う.

$$\Delta\varepsilon_{NP}^L = (1 + \alpha f_{NP}) \Delta\varepsilon_L = (1 + \alpha f_{NP}) K_t \Delta\varepsilon_{eq} \quad (7.4)$$

ここで材料定数 α は、Fig. 7.7 に示す SUS316 の平滑材による繰返し応力-ひずみ関係より求められる 0.8 を用いた. Fig. 7.8 に $\Delta\varepsilon_{NP}^L$ と疲労寿命の関係を示す. ひずみ経路および K_t に関係なく、本評価パラメータは疲労寿命を係数 2 の範囲内で評価することが可能であることがわかる. これは、切欠きによる局所ひずみの増加を K_t で、非比例負荷

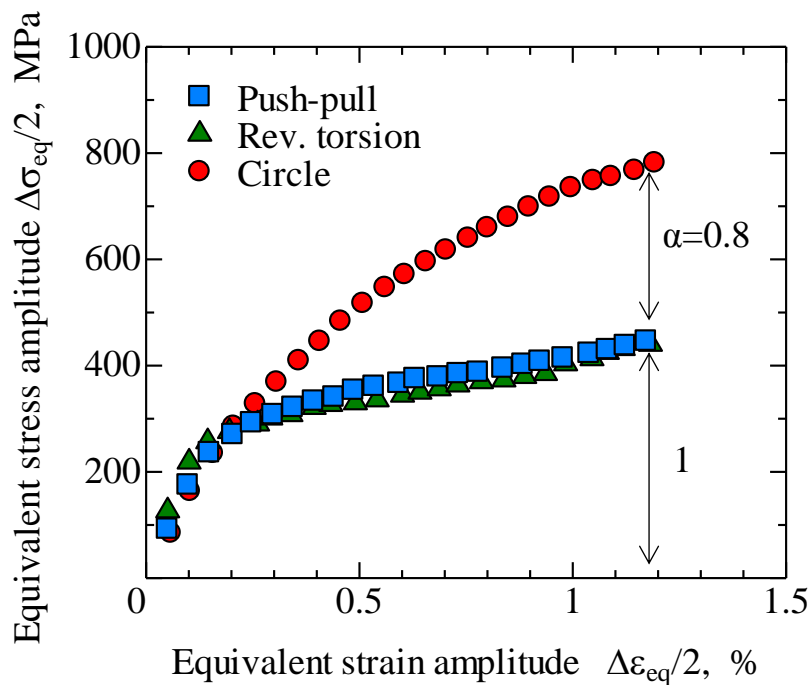


Fig. 7.7 Cyclic stress-strain curves.

による寿命低下を $(1+\alpha f_{NP})$ で適切に評価できたためと考えられる。また、このことから非比例負荷における切欠き感度は比例負荷と同程度であることが考えられる。一方、本評価に用いた局所ひずみの算出には伸び計による実験値を用いており、切欠き底のひずみを含む公称ひずみで評価している。また、複雑な形状を有する実機・構造物の設計には、有限要素解析を用いた評価が一般的に行われている。したがって、次項にて解析に基づく局所ひずみを用いた疲労寿命評価を試みる。

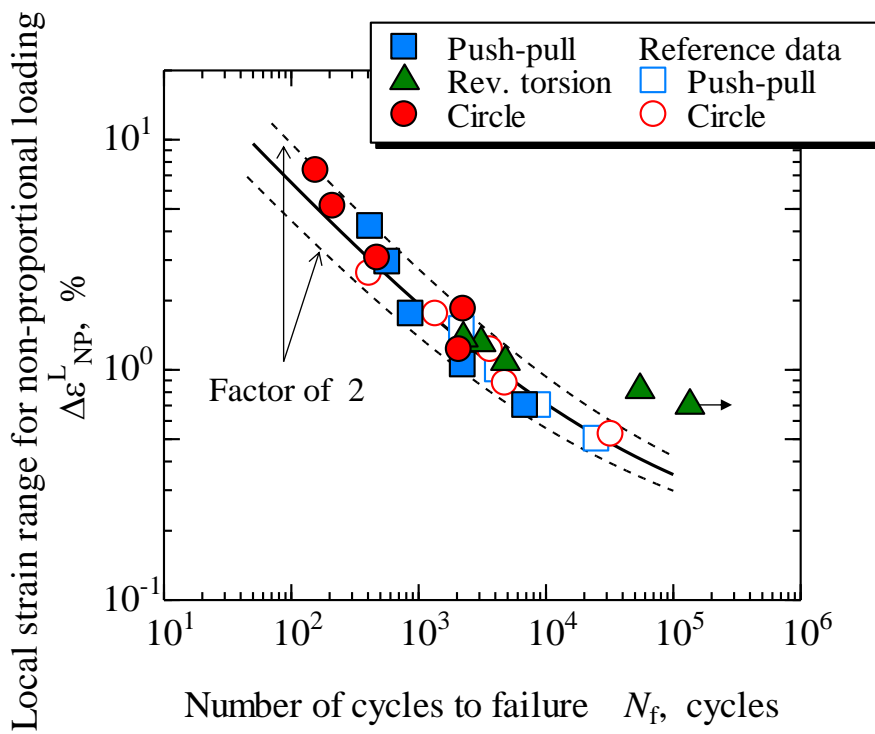


Fig. 7.8 Correlation of N_f with local strain parameter for non-proportional loading $\Delta \epsilon_{NP}^L$.

7.3.2 弾塑性解析に基づく疲労寿命評価

有限要素解析 FEA を用いて弾塑性解析を行なった。使用した解析ソフトは MARC / MENTAT 2008 であり，弾塑性解析に用いた 2 次元モデルを Fig. 7.9 に模式定に示す。本解析モデルは軸対称であり，対称線に対して垂直方向の変位に拘束をかけた。構成関係は，Fig. 7.7 に示す Push-pull の結果から求められ応力-ひずみ関係を全面に一様に分布させた。繰返し荷重 F は，試験片の標点間 7mm（本モデルでは半分の 3.5mm）でミゼス基準の相当ひずみ範囲が $\Delta\varepsilon_{eq}=0.7\%$ となるように強制変位で制御した。また，移動硬化則を用いて繰返し負荷した，3 サイクル目の解析結果を疲労寿命評価に用いた。

Fig. 7.10 に次式で定義される非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式 $\Delta\varepsilon_{NP}^F$ と疲労寿命の関係を示す。

$$\Delta\varepsilon_{NP}^F = (1 + \alpha f_{NP}) \Delta\varepsilon_L^F \quad (7.5)$$

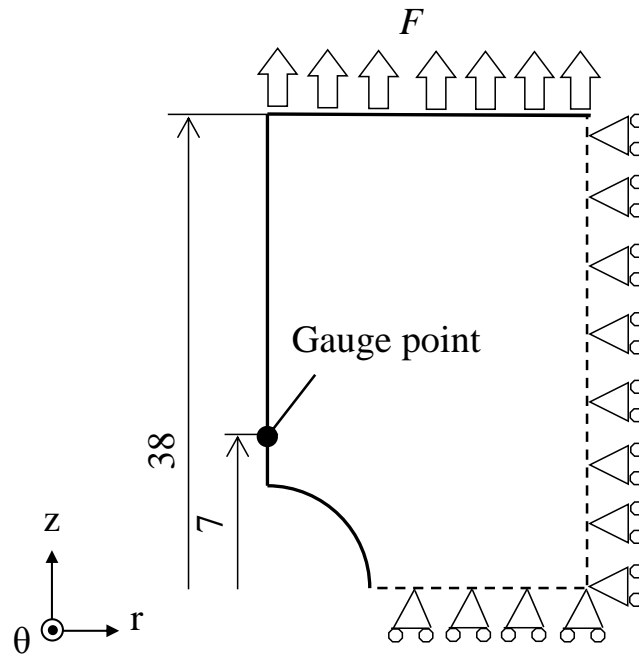


Fig. 7.9 Schematic showing of FEA model.

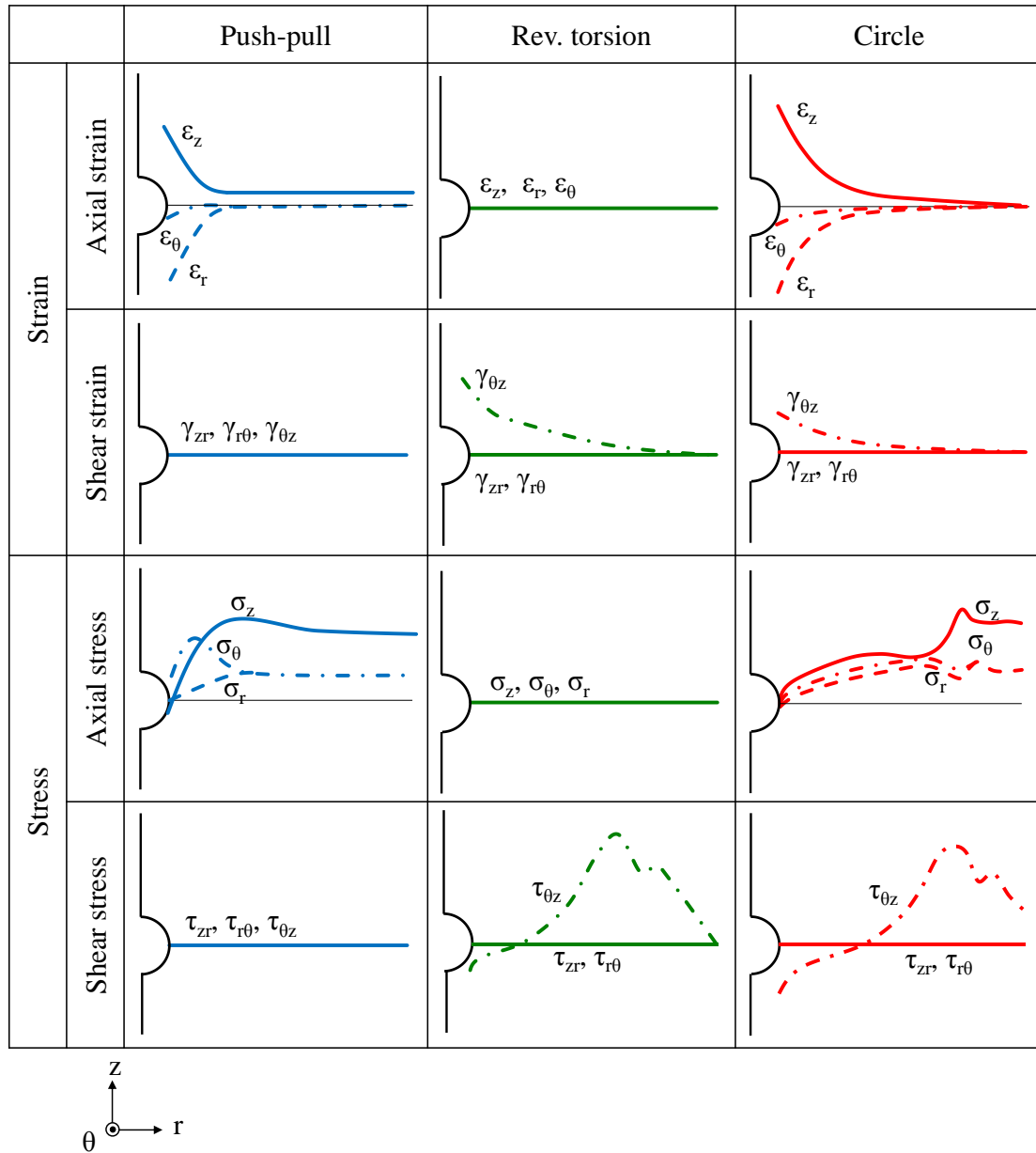
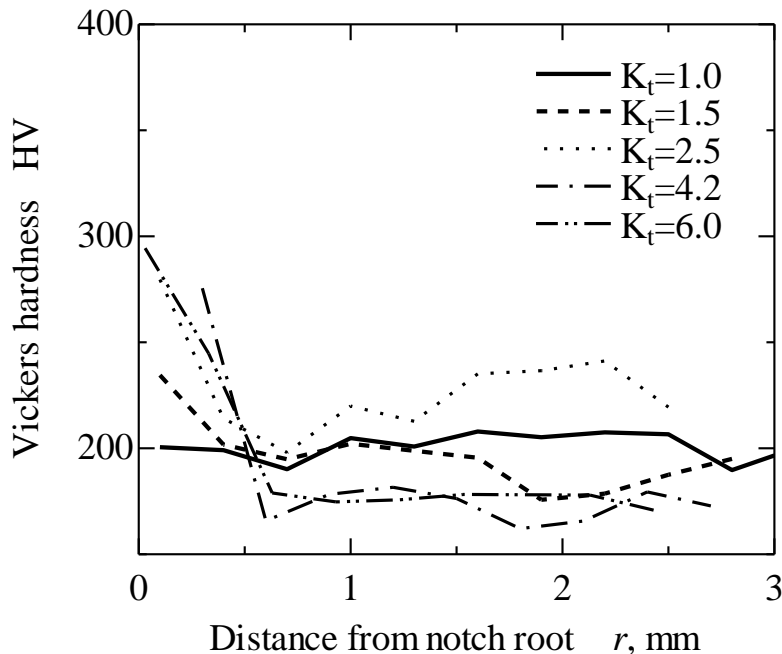


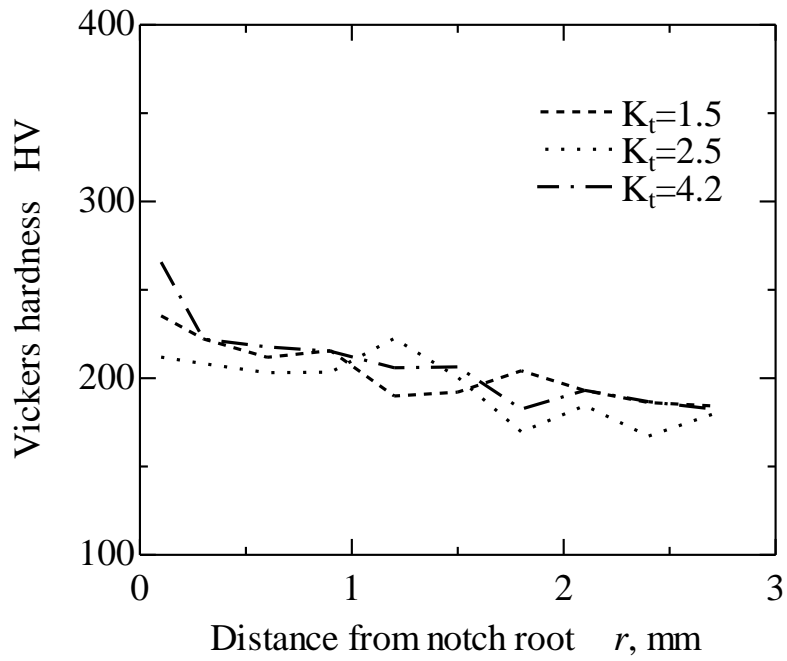
Fig. 7.11 Schematic showing of distributions of strain and stress from notch root into thickness direction in 3rd cycles obtained by FEA.

Fig. 7.12 の(a), (b)および(c)に, Push-pull, Rev. torsion および Circle の $0.3N_f$ 時における, 試験片断面の硬さと位置の関係を示す. 硬さの測定にはマイクロビッカース硬度計を使用し, 試験荷重 50g, 保持時間 15s とした. 縦軸はビッカース硬さであり, 横軸は試験片の切欠き底からの直径方向の距離である. Push-pull において, 平滑丸棒試験片である $K_t=1.0$ では表面と内部で硬さの差が見られないものの, それ以外の環状切欠き試験片では, 切欠き底での急激な硬さの増加が見られる. また, その硬化度合は, $K_t=1.5$ から 2.5 までは K_t の増加に伴って増加しており, $K_t=2.5$ 以降では同程度を示す. また, この硬化は切欠き底に近い狭い領域内で急激に減少し, 切欠き底から約 0.5mm 内部に入ったところからは一定となることがわかる. この K_t の増加に伴う切欠き底での硬化は, Rev. torsion においても同様に見られる. Circle では非比例負荷による追硬化も生じるため, 硬化度合が Push-pull のそれに比べて大幅に増加している. ステンレス鋼において, 非比例負荷によって大きな追硬化が生じることが報告されている[19]. 一方, Circle

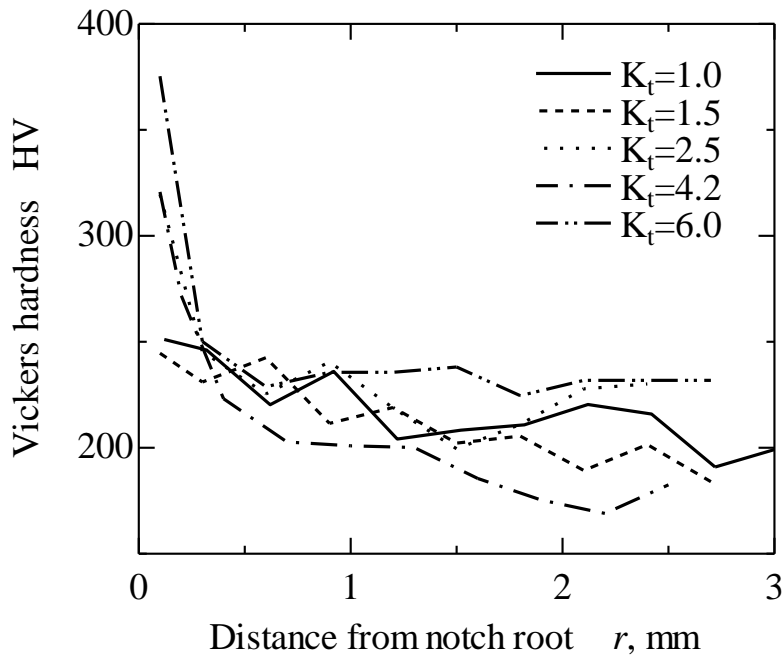


(a) Push-pull.

Fig. 7.12 Hardness on cross section at notch root part at each K_t .



(b) Rev. torsion.



(c) Circle.

Fig. 7.12 Hardness on cross section at notch root part at each K_t (Continued).

のみ $K_t=1.5$ の硬さが同負荷経路内で最も低い値をとることがわかる。したがって、 $K_t=1.5$ の切欠きによって非比例負荷による追硬化が緩和され、疲労寿命が長くなったものと考えられる。

Fig. 7.11 においてミーゼス基準の相当ひずみが最大の時に切欠き底の応力およびせん断応力が比較的 low だったこと、Fig. 7.12 において切欠き底が硬化していることから、切欠き底において残留応力が生じていることが考えられる。本試験片の切欠き底での硬さと残留応力の関係を Fig. 7.13 に示す。環状切欠き試験片では切欠き底では 300MPa の比較的高い圧縮の残留応力が発生していることがわかる。また、硬さと残留応力にはよい相関があることから、試験片内部ではこの残留応力が低下していることが考えられる。

以上より、切欠き底のみの局所ひずみではなく、ひずみ分布を平均した値で評価すべきであると考えられる。また、平均した値を用いた評価方法も提案されている [20- 25, 30]。

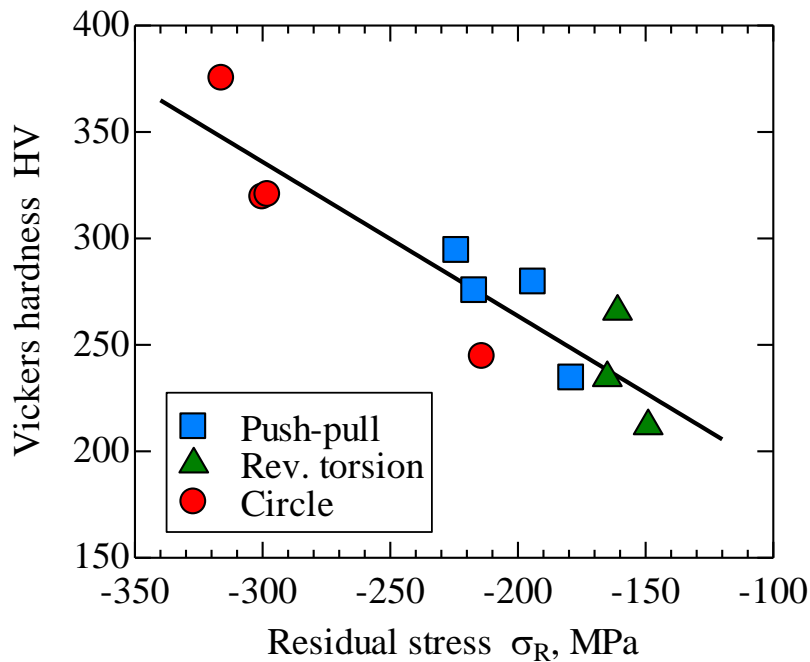


Fig. 7.13 Relationship between hardness and residual stress.

Fig. 7.14 に局所平均ひずみ ϵ_{mean}^F の定義を表す模式図を示す. 太い実線は, Fig. 7.11 の軸方向のひずみおよびせん断ひずみから算出されるミーゼス基準の相当ひずみ ϵ_{eq}^F の分布である. ϵ_w は疲労強度に対応するひずみである. ϵ_{mean}^F は, 切欠き底からミーゼス基準の相当ひずみが ϵ_w になるまでを平均値化したものであり, 図中の左右の斜線で表される面積が同一値となるように次式で定義される.

$$\Delta\epsilon_{\text{mean}}^F = 2\epsilon_{\text{mean}}^F = \frac{2}{r_w} \int_0^{r_w} \epsilon_{\text{eq}}^F dr \quad (\epsilon_{\text{max}} \geq \epsilon_w) \quad (7.6)$$

ここで, r_w は $\epsilon_{\text{eq}}^F = \epsilon_w$ となる切欠き底からの距離である. なお, 本試験では, $\epsilon_w = 0.2\%$ とした.

次式で定義する, $\Delta\epsilon_{\text{mean}}^F$ に対して非比例負荷の影響を考慮した $\Delta\epsilon_{\text{NPmean}}^F$ で疲労寿命を評価した結果を Fig. 7.15 に示す.

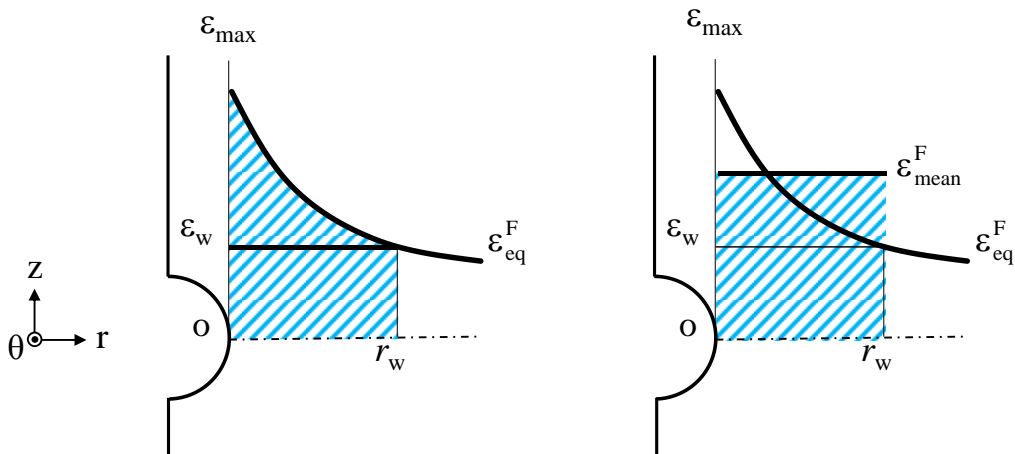


Fig. 7.14 Correlation of N_f with local mean strain range for non-proportional loading obtained from FEA $\Delta\epsilon_{\text{NPmean}}^F$.

$$\Delta \varepsilon_{NPmean}^F = (1 + \alpha f_{NP}) \Delta \varepsilon_{mean}^F \quad (7.7)$$

本評価式では、Rev. torsion の疲労寿命がやや安全側で評価されているものの、ほぼすべての疲労寿命データが、負荷経路および K_t によらず、係数 2 の範囲に収まっていることがわかる。したがって、 $\Delta \varepsilon_{NPmean}^F$ は環状切欠き試験片を用いた SUS316L の非比例多軸疲労寿命評価のための適切なパラメータであると言える。

Fig. 7.16 に $\Delta \varepsilon_{mean}^F$ を $\Delta \varepsilon_L^F$ で除した値と K_t の関係を示す。本図より、 K_t 、 $\Delta \varepsilon_{mean}^F$ および $\Delta \varepsilon_L^F$ を次式で示される単一の直線で表すことが可能であると考えられる。

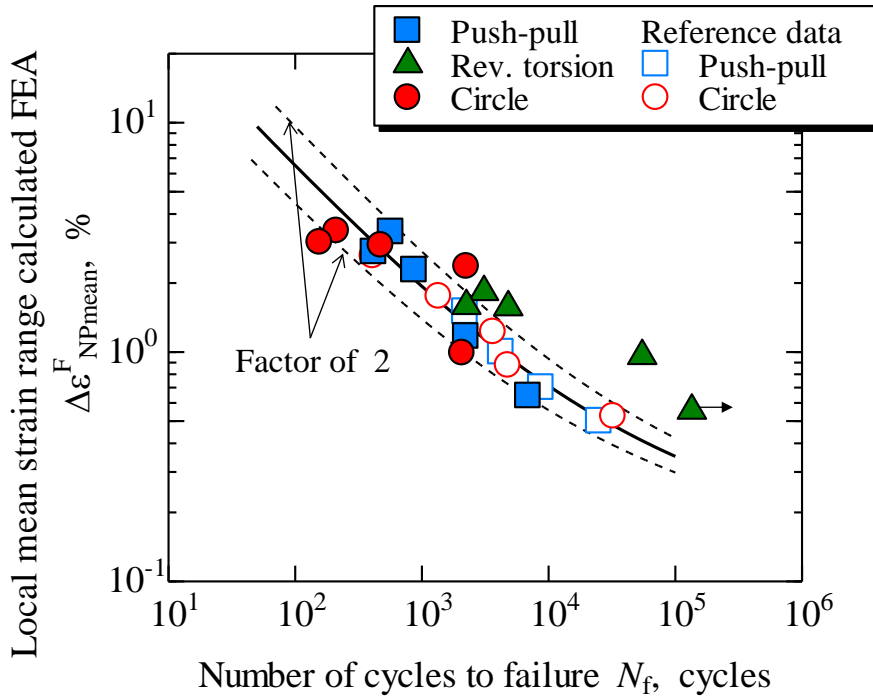


Fig. 7.15 Relationship between K_t and local mean strain range normalized local strain range $\Delta \varepsilon_{mean}^F / \Delta \varepsilon_L^F$.

$$\frac{\Delta\varepsilon_{\text{mean}}^F}{\Delta\varepsilon_L^F} = \frac{1}{K_t} \quad (7.8)$$

式(7.7)および式(7.8)を用いた簡易評価式 $\Delta\varepsilon_{\text{NP}}^{F*}$ を次式に示す.

$$\Delta\varepsilon_{\text{NP}}^{F*} = (1 + \alpha f_{\text{NP}}) \frac{\Delta\varepsilon_L^F}{K_t} \quad (7.9)$$

本評価式で $\Delta\varepsilon_{\text{mean}}^F$ を $\Delta\varepsilon_L^F$ および K_t で算出することが可能であれば、ひずみ分布を求める必要がなくなることから、より容易に寿命評価することが可能となる.

$\Delta\varepsilon_{\text{NP}}^{F*}$ と疲労寿命の関係を Fig. 7.17 に示す. Rev. torsion および Circle の一部データが安全側にプロットされているものの、ほとんどのデータが係数 3 程度で整理されていることがわかる. このことから、局所ひずみ $\Delta\varepsilon_L^F$, K_t および非比例負荷の効果 $(1+\alpha)f_{\text{NP}}$ のみで十分に疲労寿命を評価することができると考えられる. しかしながら、 $\Delta\varepsilon_{\text{mean}}^F$, $\Delta\varepsilon_L^F$ および K_t の関係を本試験のみで定義するにはデータが不十分であることから、ひずみレベルを変えた試験を追加実施し、実験的に明らかにする必要がある.

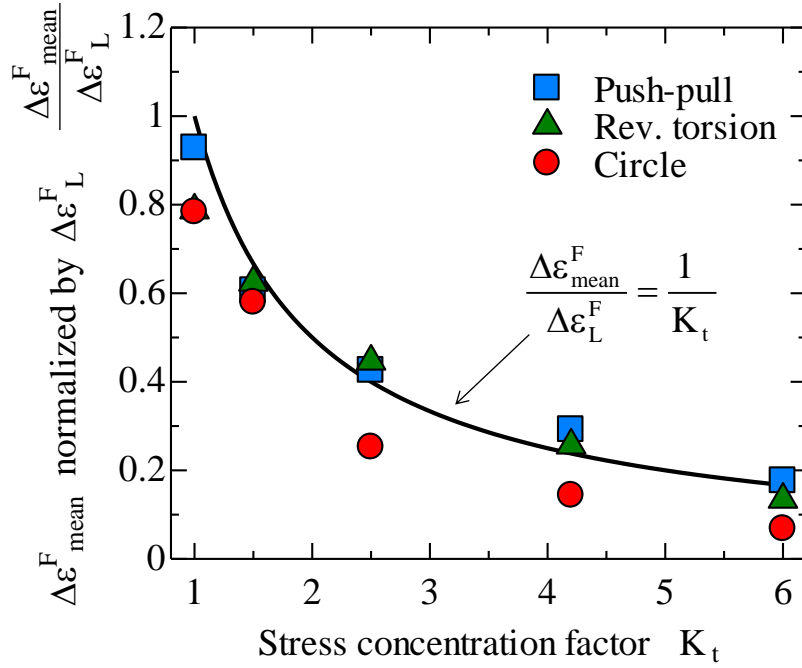


Fig. 7.16 Relationship between K_t and local mean strain range normalized local strain range $\Delta \varepsilon_{\text{mean}}^F / \Delta \varepsilon_L^F$.

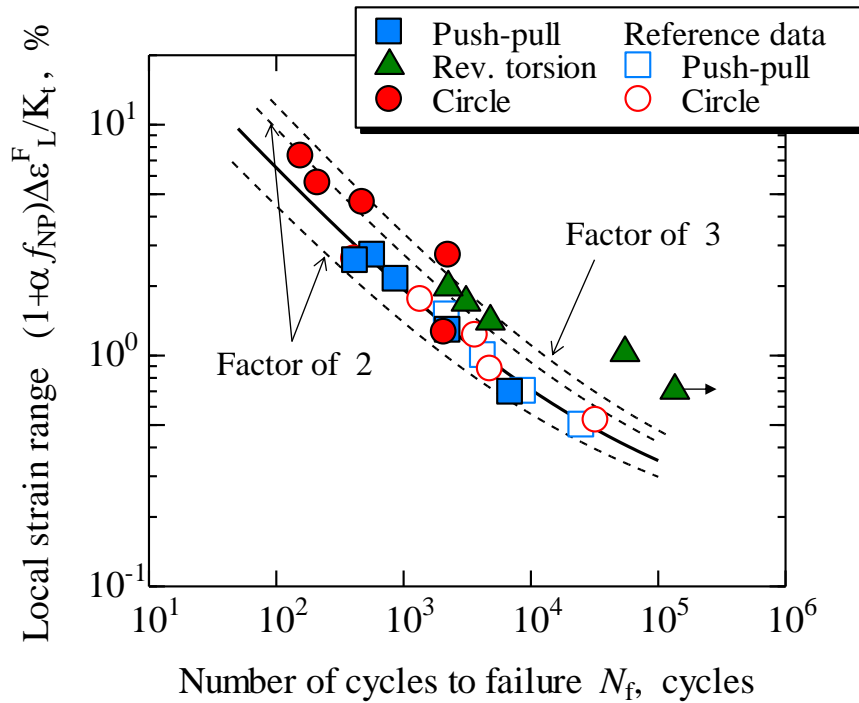


Fig. 7.17 Correlation of N_f with modify local strain range for non-proportional loading obtained from FEA.

7.4 結論

- (1) 環状切欠き試験片を用いて SUS316L の非比例多軸疲労試験を実施した。すべての負荷経路において弾性応力集中係数 K_t の増加に伴って、疲労寿命が低下する傾向が見られた。
- (2) 弾性応力集中係数は塑性変形域で過大評価されるため、Neuber 則に基づくエネルギーパラメータでは疲労寿命を極めて安全側で評価することがわかった。また、本パラメータは、非比例負荷による疲労寿命の低下が考慮されていないことから、非比例負荷を評価することができないことを示した。
- (3) 公称ひずみおよび弾性応力集中係数より算出される局所ひずみに対して、非比例係数 $(1+\alpha)f_{NP}$ を導入することで、負荷経路および試験片形状によらず疲労寿命を評価することが可能であることを示した。
- (4) FEA から求められる切欠き底の局所ひずみでは疲労寿命を安全側で評価すること、切欠き底と試験片内部で、ひずみ、応力、硬さおよび残留応力が大きく異なることを示した。このことから、疲労寿命評価には切欠き底の局所ひずみではなく、切欠き底付近の平均値化したひずみを用いるべきであることを示した。
- (5) FEA から求められたひずみ分布を平均値化した平均値化したひずみ範囲 $\Delta\varepsilon_{\text{mean}}^F$ に対して、非比例 $(1+\alpha)f_{NP}$ を導入することで解析的に疲労寿命を評価することが可能であることを示した。

謝辞

切欠き底での残留応力の測定をしていただきました, 阿南高専教授の西野精一博士に深甚なる謝意を表します.

参考論文

- [1] Kanazawa K, Miller KJ, Brown MW. Cyclic deformation of 1%Cr-Mo-V steel under out-of-phase loads. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1979; 2(3): 217–228.
- [2] McDowell FL. On the path dependence of transient hardening and softening to stable states under complex biaxial cyclic loading. *International Conference on Constitutive Laws for Engineering Materials* 1983; 125–135.
- [3] Krempl E, Lu H. Comparison of the stress response of an aluminum alloy tube to proportional and alternate axial and shear strain paths at room temperature. *Mechanics of Materials* 1983; 2(3): 183–192.
- [4] Socie DF. Multiaxial fatigue damage models. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1987; 109(4): 293–298.
- [5] Nitta A, Ogata T, Kuwabara K. 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* 1987; 36(403): 376–382.
- [6] Doong SH, Socie DF, Robertson IM. Dislocation substructures and nonproportional hardening. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1987; 112(4): 456–465.
- [7] Fatemi A, Socie DF. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1988; 11(3): 149–165.
- [8] Doong SH, Socie DF, Robertson IM. Dislocation substructures and nonproportional hardening. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1990; 112(4): 456–464.
- [9] Doong SH, Socie DF. Constitutive modeling of metals under non-proportional cyclic loading. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1991; 113(1): 23–30.

- [10] Itoh T, Sakane M, Ohnami M, Ameyama K. Effect of stacking fault energy on cyclic constitutive relation under nonproportional loading. *Journal of the Society of Materials Science* 1992; 41(468): 1361–1367.
- [11] Itoh T, Sakane M, Ohnami M, Socie DF. Non-proportional low cycle fatigue criterion for type 304 stainless steel. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1995; 117(3): 285–292.
- [12] Chen X, Gao Q, Sun XF. Low-cycle fatigue under non-proportional loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1996; 19(7): 839–854.
- [13] Itoh T, Nakata T, Sakane M, Ohnami M. Non-proportional low cycle fatigue of 6061 aluminum alloy under 14 strain path. In: Macha et al., editors. *Multiaxial Fatigue and Fracture*, Elsevier International Series on Structural Integrity 1999; 25: 41–54.
- [14] Socie DF, Marquis GB. *Multiaxial fatigue*. SAE International 2000.
- [15] Itoh T. Effect of direction change in maximum principal strain axis on multiaxial low cycle fatigue life of type 304 stainless steel at elevated temperature. *Journal of the Society of Materials Science* 2000; 49(9): 988–993.
- [16] Itoh T. A model for evaluation of low cycle fatigue lives under non-proportional straining. *Journal of the Society of Materials Science* 2001; 50(12): 1317–1322.
- [17] Chen X, An K, Kim KS. Low-cycle fatigue of 1Cr-18Ni-9Ti stainless steel and related weld metal under axial, torsional and 90°out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 2004; 27(6): 439–448.
- [18] Shamsaei N, Gladskyi M, Panasovskyi K, Shukaev S, Fatemi A. Multiaxial fatigue of titanium including step loading and load path alteration and sequence effects. *International Journal of Fatigue* 2010; 32(11): 1862-1874.
-

- [19] Itoh T, Yang T. Material dependence of multiaxial low cycle fatigue lives under non-proportional loading. *International Journal of Fatigue* 2011; 33(8): 1025–1031.
- [20] Lazzarin P, Berto F. Some expressions for the strain energy in a finite volume surrounding the root of blunt V-notches. *International Journal of Fracture* 2005; 135(1-4): 161–185.
- [21] Berto F, Lazzarin P. A review of the volume-based strain energy density approach applied to V-notches and welded structures. *Theor Appl Fract Mech* 2009; 52(3): 183–194.
- [22] Radaj D, Lazzarin P, Berto F. Generalised Neuber concept of fictitious notch rounding. *International Journal of Fatigue* 2013; 51: 105–115.
- [23] Berto F, Lazzarin P. Recent developments in brittle and quasi-brittle failure assessment of engineering materials by means of local approaches. *Materials Science and Engineering* 2014; 75(1): 1–48.
- [24] Berto F, Lazzarin P, Radaj D. Fictitious notch rounding concept applied to V-notches with root hole subjected to in-plane mixed mode loading. *Engineering Fracture Mechanics* 2014; 128: 171–188.
- [25] Berto F. Tilted lateral V-notches with root hole subjected to in-plane mixed mode loading: Fictitious notch rounding concept. *Mater Design* 2016; 89: 913–927.
- [26] Barkey M, Socie DF, Hsia K. A yield surface approach to the estimation of notch strains for proportional and nonproportional cyclic loading. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1994; 116(2): 173–80.
- [27] Savaidis A, Savaidis G, Zhang C. Elastic-plastic FE analysis of a notched shaft under multiaxial nonproportional synchronous cyclic loading. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics* 2001; 36: 87–97.
- [28] ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Section III, Division 1 NH-Class 1 Components in Elevated Temperature Service 2015.
-

- [29] Sakane M, Zhang S, Kim T. Notch effect on multiaxial low cycle fatigue. *International Journal of Fatigue* 2011; 33(8): 959–968.
- [30] Berto F, Campagnolo A, Lazzarin P. Fatigue strength of severely notched specimens made of Ti–6Al–4V under multiaxial loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 2015; 38(5): 503–517.
- [31] Peterson RE. *Stress concentration factor*. John Wiley and Sons 1974; 317.
- [32] Wundt BM., *Effect of notches on low cycle fatigue. A literature survey* 1972.
- [33] Smith RN, Watson P, Topper T.H. A stress strain function for the fatigue of materials. *Journal of Materials* 1970; 5(4): 767–778.
- [34] Neuber H. Theory of stress concentration for shear-strained prismatic bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law. *Trans. Journal of Engineering Materials and Technology* 1961; 28: 541–550.

第 8 章 配管の温度変化に伴う多軸負荷試験

8.1 緒言

各種発電所で使用される圧力容器・配管，熱交換器などの高温機器では，加熱と冷却の温度変化を繰返し受けている．このような構造部材は，温度変化によって熱疲労が発生しており，条件によっては破断に至る危険性が指摘されている[1-4]．また，応力やひずみの主軸方向が時間的に変化する，いわゆる非比例多軸負荷を受ける構造材料の疲労寿命は単軸負荷の疲労寿命に比べて，著しく低下することが報告されている[8-20]．したがって，熱疲労を受ける構造部材の変形・破壊挙動を求めるとともに，適切な疲労強度評価手法の構築が必要である．

本研究では，SUS316 鋼を用いて配管の温度変化に伴う多軸負荷を模擬した T 字負荷（ひずみ制御の一定引張または圧縮と繰返しねじりの組合せ）の試験を実施し，変形・破壊特性を得た．また，試験結果を基に，非比例多軸繰返し負荷における応力・ひずみの状態を評価する手法（IS 法）[12, 14, 17, 20] の適応性を検討した．

8.2 変動負荷に対する IS 法の拡張

8.2.1 極座標表示における負荷経路の移動

Fig. 8.1 (a)に示すように、ひずみ制御の試験では平均ひずみを伴う繰返し負荷を与えた場合、繰返し数の増加に伴って平均応力は繰返し初期の値から急激に減少する。従来の IS 法ではこの平均応力の減少を考慮することができないため、疲労寿命を過大に評価してしまう傾向があった。そこで、平均応力の減少を考慮した極座標表示における負荷経路の移動法を新たに提案する。

Fig. 8.1 (b)に本手法を模式図で示す。なお、図中では簡易的に 2 次元表記とする。

Fig. 8.1 (b)に示すように、極座標表示された $S_i(t)$ の負荷履歴からその重心位置 ($S_{IG}^i, i=1,2,3$) を次式より算出する。

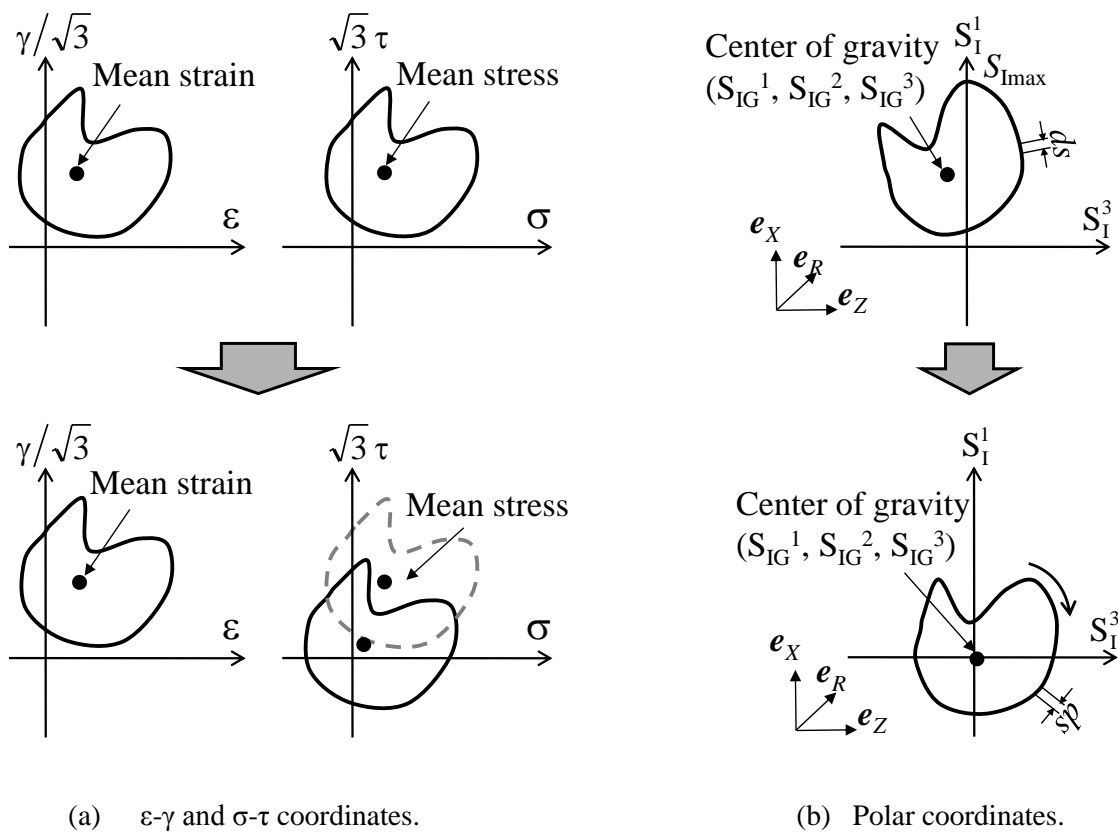


Fig. 8.1 The movement of the load path.

$$S_{IG}^i = \frac{1}{L_{path}} \int_C \mathbf{e}_i \cdot \mathbf{e}_R S_I(t) ds, \quad L_{path} = \int_C ds \quad (8.1)$$

ここで、 \mathbf{e}_i および \mathbf{e}_R はそれぞれ各 S_I^i 軸方向および $S_I(t)$ 方向の単位ベクトルであり、 ds は応力・ひずみ経路での経路の増分を示している。C は応力・ひずみ経路の積分路であり、“ \cdot ”は内積を示している。また L_{path} は全負荷経路の長さである。

式(8.1)で求めた重心位置が極座標上の原点と一致するように、 $S_I(t)$ の負荷履歴を移動させる。また、 $S_I(t)$ を S_I^i 軸に投影した振幅における全負荷での積分値が最大となるように、重心位置を中心に負荷履歴を回転させる。これにより、上述した繰返し負荷による平均応力の減少を表現することが可能となる。

8.2.2 負荷波形の計数法

繰返し変動負荷における負荷波形の計数法として、レインフロー法がよく用いられる。応力・ひずみの主軸方向が複雑に変化する非比例多軸負荷においても、Fig. 8.2 に示すように IS 法を用いて負荷履歴を S_I^1 軸に投影することで、従来の単軸負荷と同様に評価が可能となると考えられる。今回の疲労寿命評価で用いる $\Delta\epsilon_{NP}$ はレインフロー法より求めた値を使用しており、 f_{NP} は一巡する全負荷経路から算出した。したがって、分離した各波形の f_{NP} は同一値である。

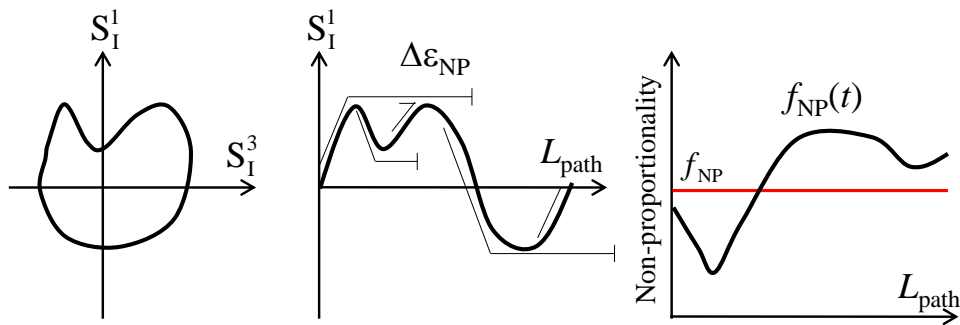


Fig. 8.2 Cycle counting.

8.3 T字形合流配管における応力履歴の解析

T字型合流配管が受ける熱疲労については、実機の解析結果（応力時系列データ）を基に、第3章で示した非比例多軸負荷の評価法（IS法）で解析したものが報告されている[1]。解析結果を2次元の極座標表示したものをFig. 8.3に示す。本配管が受ける熱疲労は、負荷方向は一方向に固定されておらず、極めて複雑な非比例多軸負荷であることが確認できる。また、非比例度 f_{NP} も0.45と比較的に大きい値と取っており、過酷な負荷を受けていることがわかる。また、本解析結果より、実機の負荷を模擬した多軸疲労試験の負荷経路として、引張・圧縮と繰返しねじりを組合せたT字負荷を採用した。詳しい負荷経路については、次項で述べることとする。

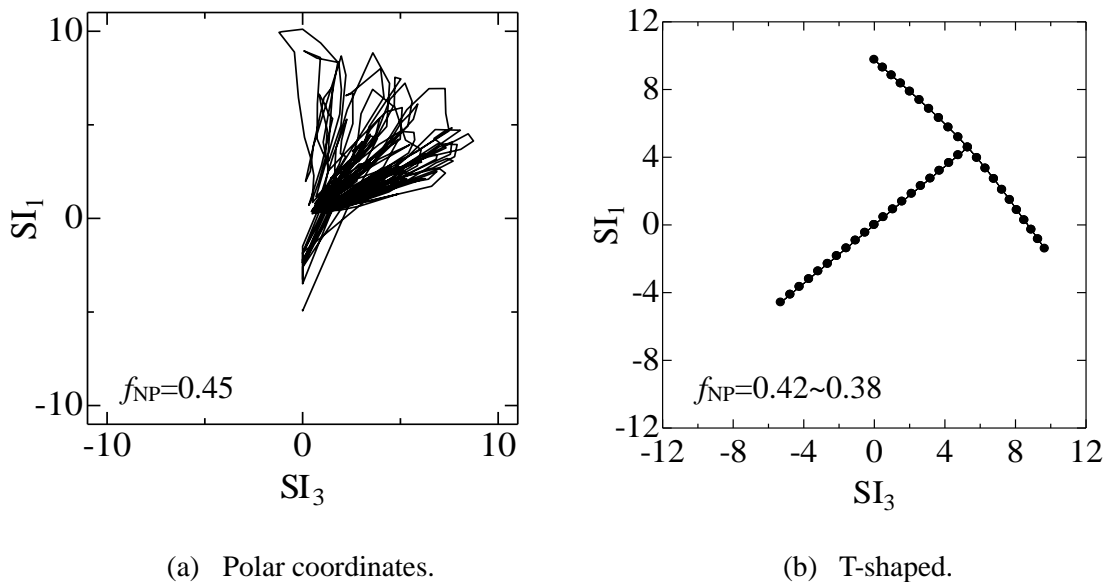


Fig. 8.3 Analysis result of thermal fatigue and load model.

8.4 試験方法

供試材は、オーステナイト系ステンレス鋼 SUS316 鋼である。試験片は、評点部外径 12mm, 内径 9mm, 平行部長さ 6.4mm の薄肉円筒試験片である。試験装置は、多軸（引張・圧縮／繰返しねじり）電気油圧サーボ式疲労試験装置である。試験機的主要仕様は、軸荷重容量が $\pm 50\text{kN}$ 、トルク容量が $\pm 500\text{N}\cdot\text{m}$ 、最大試験周波数が 1Hz である。

試験は室温大気中において、ミーゼス基準の相当全ひずみ制御で実施した。試験負荷速度はミーゼス基準の相当全ひずみ速度 $0.1\%/s$ で一定とした。ひずみ経路および波形を Fig. 8.4 に示す。引張圧縮負荷 (Push-pull)、繰返しねじり負荷 (Rev. torsion)、円形負荷 (Circle) および熱疲労を模擬した 6 種類の T 字負荷 (T-shaped) の計 9 種類である。なお、本章では T 字負荷等の説明の便宜上、Push-pull, Rev. torsion, Circle および T-shaped を PP, RT, CI および T と簡略化して表記する。PP および RT は、試験中の応力・ひずみの主軸方向が変化しない、いわゆる比例負荷である。CI は、軸ひずみ ε とせん断ひずみ γ が 90° の位相差を有し、主応力・主ひずみ軸方向が時間的に変化する非比例多軸負荷である。T 字負荷は、負荷経路を一巡する間 (1 block) に引張・圧縮負荷を 1 cycle と一定引張中 (T_j -T) または一定圧縮中 (T_j -C) に繰返しねじりを j cycle する試験である。本試験で用いたねじりの繰返し数はそれぞれ 1, 10 および 100 cycles の 3 種類 (T_1 , T_{10} and T_{100}) である。T 字負荷のブロック数 N_b とサイクル数 N の関係は、 $T_1 : 1 \text{ block}=2 \text{ cycles}$, $T_{10} : 1 \text{ block}=11 \text{ cycles}$, $T_{100} : 1 \text{ block}=101 \text{ cycles}$ である。軸方向およびせん断方向のひずみ振幅は $\varepsilon_a = \gamma_a / \sqrt{3} = 0.35\%$ とした。T 字負荷に限り、軸方向のみひずみ振幅を 0.50% に変えた試験も合わせて実施した。

疲労寿命 N_f は 1 cycle 中の応力範囲がその最大値の $3/4$ となる繰返し数または破断した繰返し数とした。なお、T 字負荷における疲労寿命を定義する応力範囲は、ねじり負荷開始時の軸方向の応力または繰返しねじり中のせん断応力とする。また、 N_f を含むブロック数を N_{bf} とする。

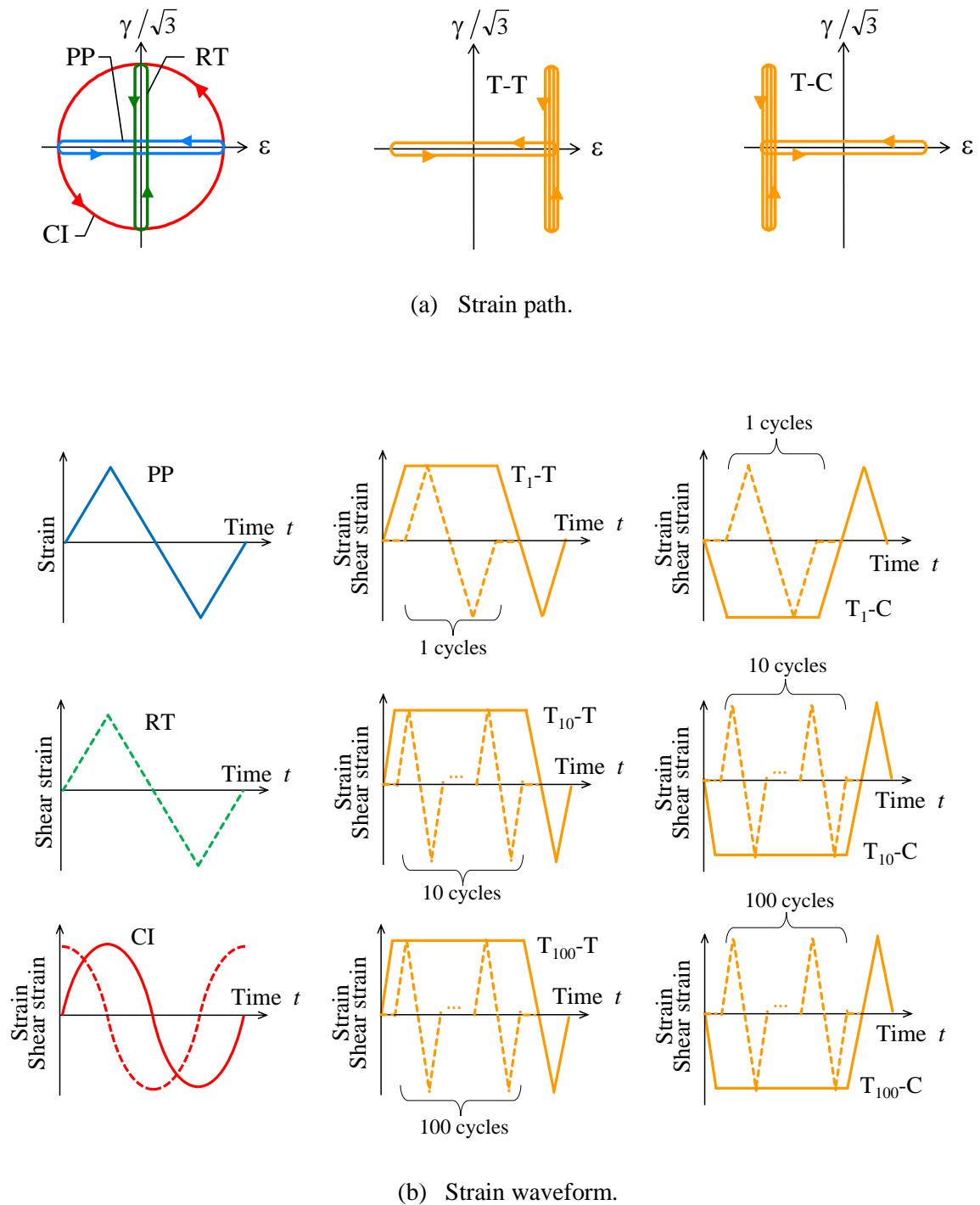


Fig. 8.4 Strain paths and strain waveforms.

8.5 試験結果および考察

8.5.1 疲労寿命特性および変形・破壊挙動

Fig. 8.5 に本試験より得られた試験条件と疲労寿命の関係を示す. なお, アスタリスクが付いていない T 字負荷が, 軸方向-せん断方向のひずみ振幅がそれぞれ 0.35-0.35% の結果であり, アスタリスクが付いた T 字負荷が, 軸方向-せん断方向のひずみ振幅がそれぞれ 0.50-0.35% の結果である. PP の疲労寿命に比べて, RT は長寿命に, CI は短寿命になっている. このような疲労寿命の傾向は他の機械構造用材料でも報告されている [16-20].

T_j -T において, T_1 -T の疲労寿命は円形負荷と同程度であるのに対して, ねじりの繰返し数の増加に伴って疲労寿命が増加し, RT の疲労寿命に近づく傾向があることがわかる. また, この傾向は T_j -C においても同様に見られる. これは, 1 block 中における主

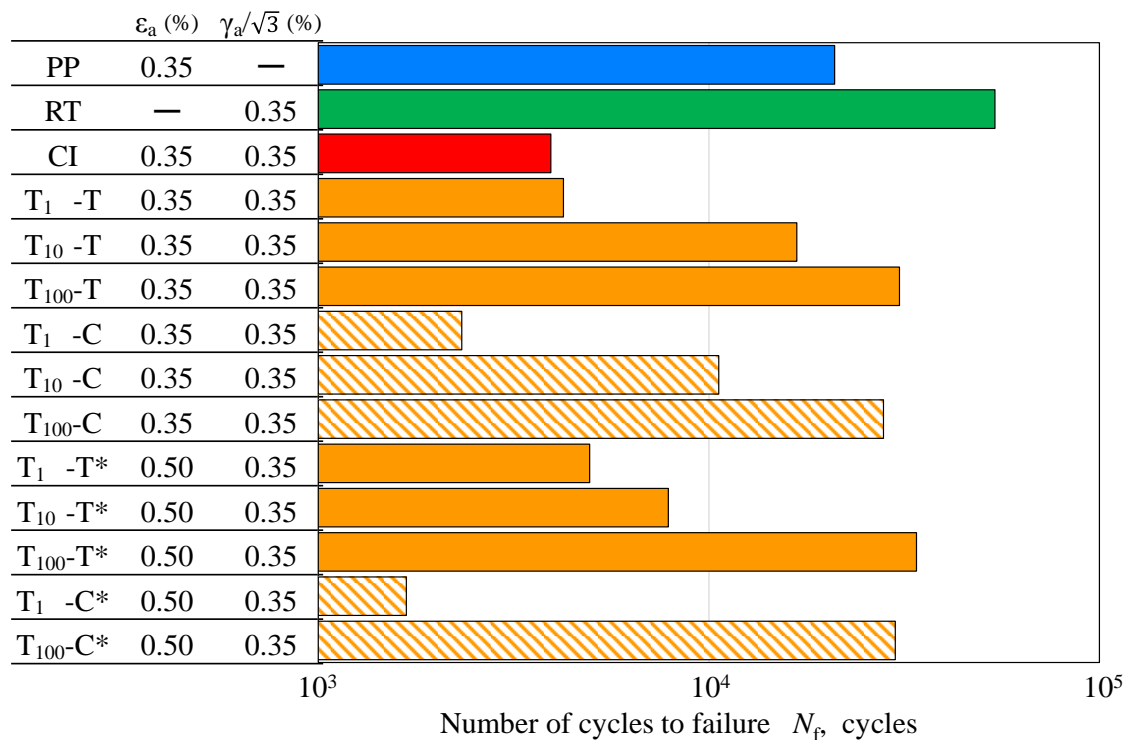


Fig. 8.5 Failure life N_f at each strain path.

ひずみ方向の変化度合（非比例度 f_{NP} ）の低下に伴う疲労寿命の増加が生じたものと考えられる。すなわち、ねじりの繰返し数が 1 回の T_1 の試験は非比例度が比較的高いものに対して、ねじりの繰返し数が増加することによって非比例度は低下し、負荷状態が RT に近づいたものと考えられる。

T_j -T と T_j -C で比較した場合、 T_j -T の疲労寿命は T_j -C のそれに比べて低下しており、その低下度合はねじりの繰返し数の増加に伴って減少している。これは、一定引張および一定圧縮ひずみ保持時の軸方向の応力（以下、保持応力と表記）が繰返しねじりによって減少し、軸方向の平均応力（以下、平均軸応力と表記）が圧縮側と引張側に変化したためである。Fig. 8.6 に $1/2N_{br}$ 時の 1 block 中でのねじりの繰返し数と保持応力の関係を示す。なお、ここでの保持応力は Fig. 8.7 (a) の P_σ で表される各サイクル終了時での軸方向の応力と定義している。本結果より、ねじりの繰返し初期において保持応力が急激に減少し、その後の変化勾配は緩やかになることがわかる。また、その傾向は T_j -T および T_j -C とともに同様である。

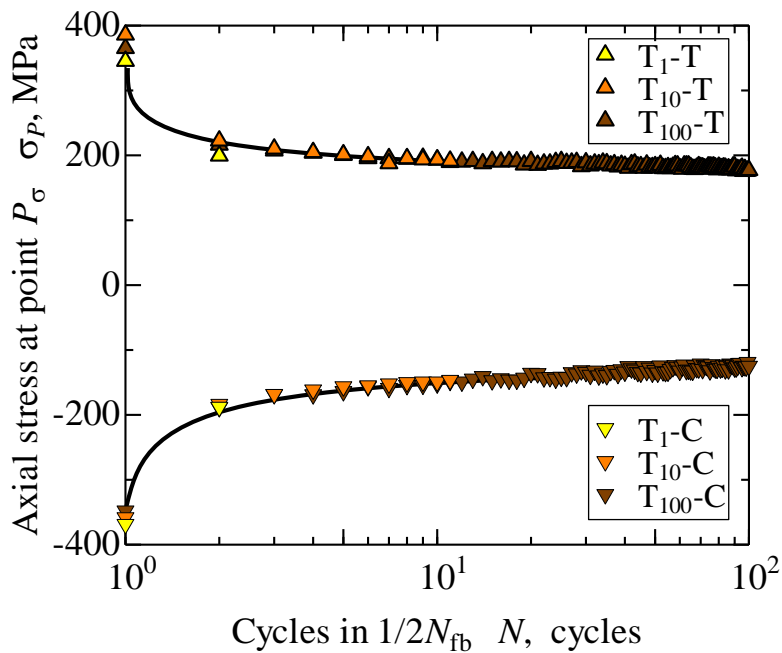


Fig. 8.6 Correlation of axial stress and cycle.

Fig. 8.8 に $1/2N_b$ における各試験条件での軸方向のヒステリシスループを示す．本試験はひずみ制御であるため，繰返しねじりによる保持応力の減少によって， T_j-T では圧縮の平均軸応力， T_j-C では引張の平均軸応力が生じていることがわかる．また，その効果程度は違いが見られるもののすべての試験条件において見られる．一般的に単軸の疲労試験では，引張の平均応力が加わる場合には疲労寿命は低下することが知られている．したがって， T 字負荷における T_j-T と T_j-C の疲労寿命の差は，繰返しねじりによって平均軸応力が変化したことによるものである．また，ねじりの繰返し数の増加に伴って T_j-T と T_j-C 間の疲労寿命の差が低下した要因として，1 block 中の引張圧縮負荷の繰返し数が低下したことが考えられる．

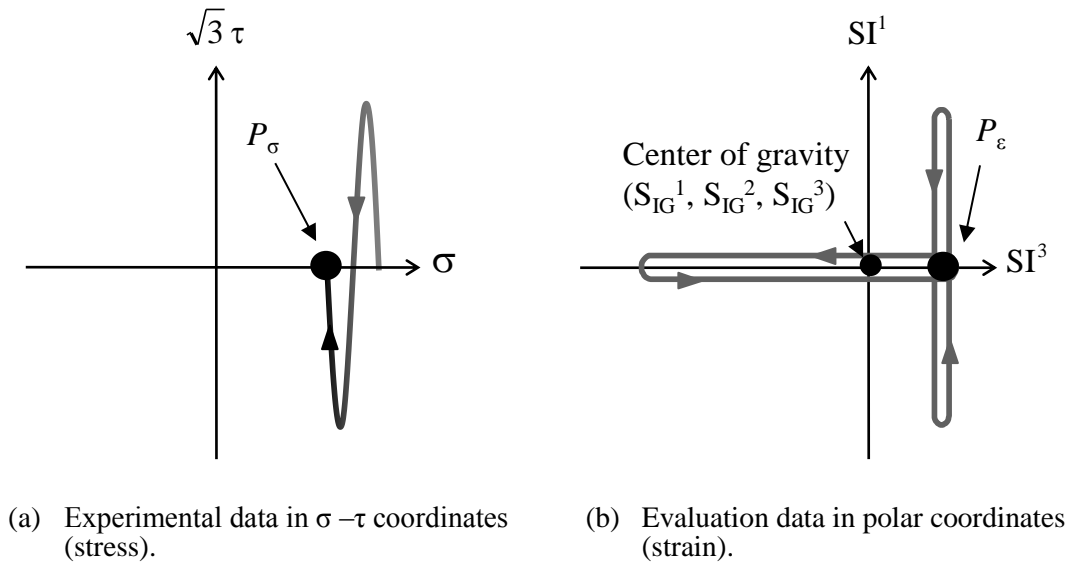


Fig. 8.7 Definition of stress and strain point P_σ and P_ϵ .

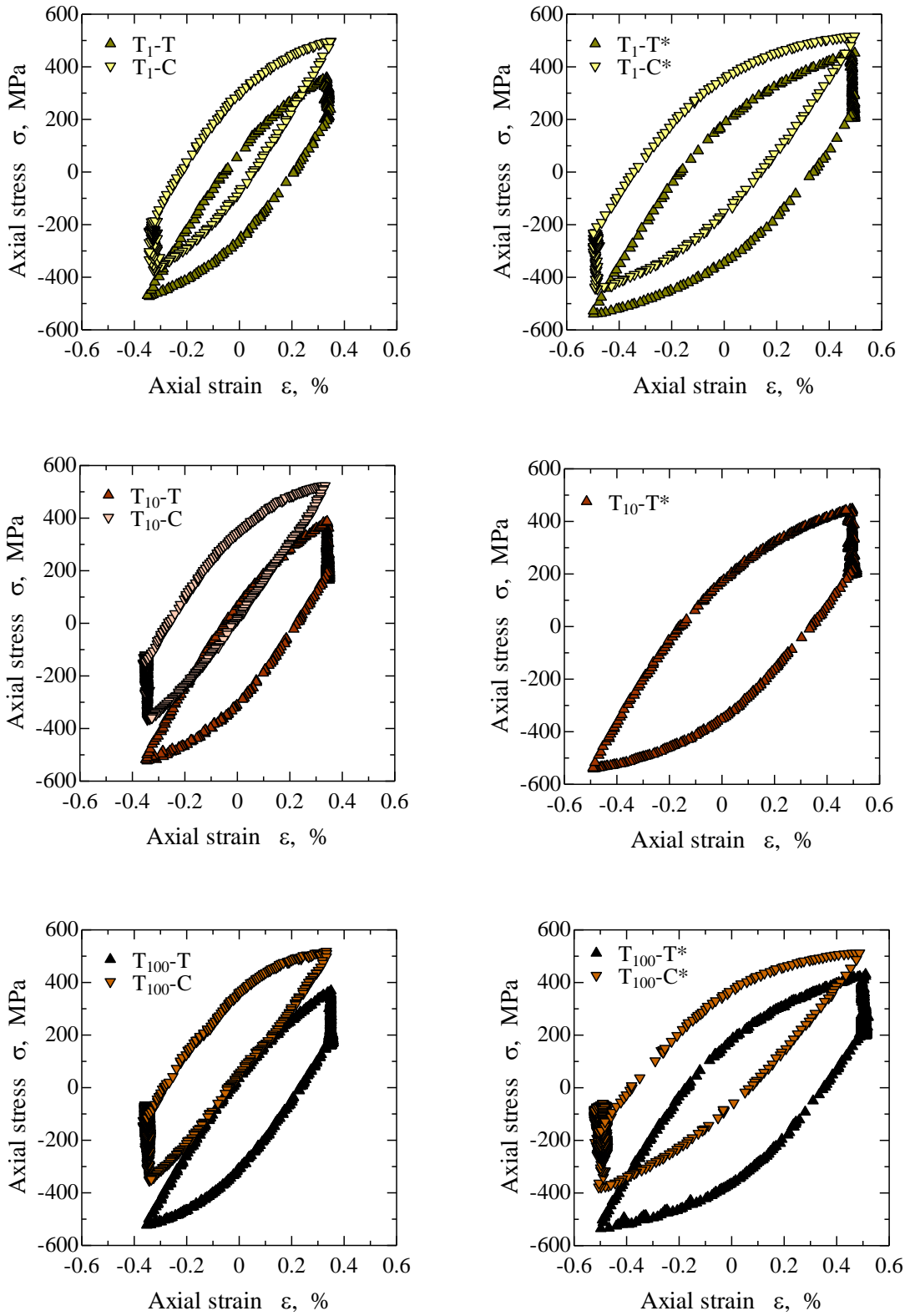


Fig. 8.8 Hysteresis loops at $1/2N_{fb}$.

8.5.2 疲労寿命評価

従来の IS 法および平均応力の減少を考慮した改良 IS 法のそれぞれで、T 字負荷の負荷経路を極座標表示したものを Fig. 8.9 に示す。なお、T 字負荷は T_j -T と T_j -C があるが、極座標上では点对称となるため、ここでは T_j -T のみを示す。また、軸方向のひずみ範囲 0.50% のものについてもほぼ同等の傾向を見せるため、ここでは図示を省略する。本図の結果より、従来の IS 法では最も大きな負荷方向を基準とするため、ねじりの繰返し数の増加に関係なく同一な損傷面で評価している。一方、改良 IS 法では、ねじりの繰返し数の増加に伴って T 字状の負荷経路が右回転していることがわかる。すなわち、ねじりの繰返し数の増加によって、支配的な損傷面が軸方向からねじり方向に変化していることを示している。

Fig. 8.10 に非比例度とねじりの繰返し数との関係を示す。図中の非比例度が 0.4 以上のデータが従来の IS 法で評価されたものであり、非比例度が 0.4 以下のデータが改良 IS 法で評価されたものである。これより、従来の IS 法では、ねじりの繰返し数の増加に伴う非比例度の低下を表すことができないため、逆に非比例度を過大に評価してしま

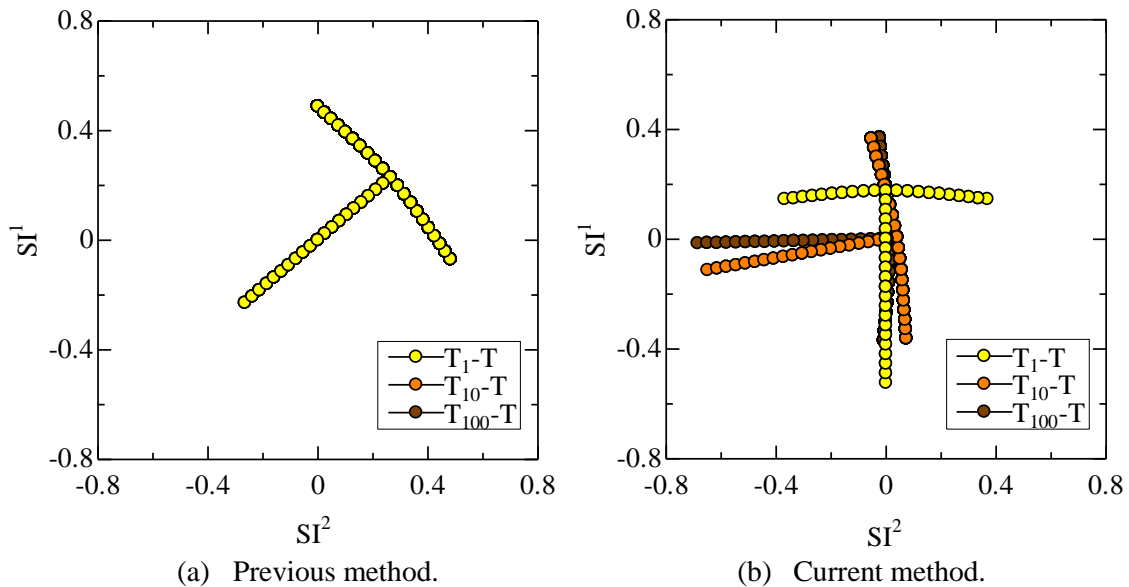


Fig. 8.9 Analysis result in polar coordinates.

っていることがわかる。一方，改良 IS 法では，ねじりの繰返し数の増加に伴う非比例度の低下が表されていることがわかる。

Fig. 8.11 に実験による保持応力と解析による一定引張および一定圧縮ひずみ（保持ひずみ）との関係を示す。ここでの保持応力は Fig. 8.7 (a) の P_e における $1/2N_{br}$ 中での最終サイクル終了時の軸方向の応力値である。保持ひずみは Fig. 8.7 (b) の P_e で表される重心位置への移動をした後の一定引張および圧縮ひずみ値である。つまり，縦軸は繰返しねじりによって実際に減少した保持応力値であり，横軸は繰返しねじりによる平均応力の減少を考慮した解析による保持ひずみ値である。本結果より，解析による保持ひずみ値と実験による保持応力値とよい相関があり，繰返しねじりによる保持応力の減少の度合いが実験と解析で同じであることがわかる。したがって，本手法によって平均軸応力の減少を考慮することが可能であると考えられる。しかしながら，ねじりの繰返し数が

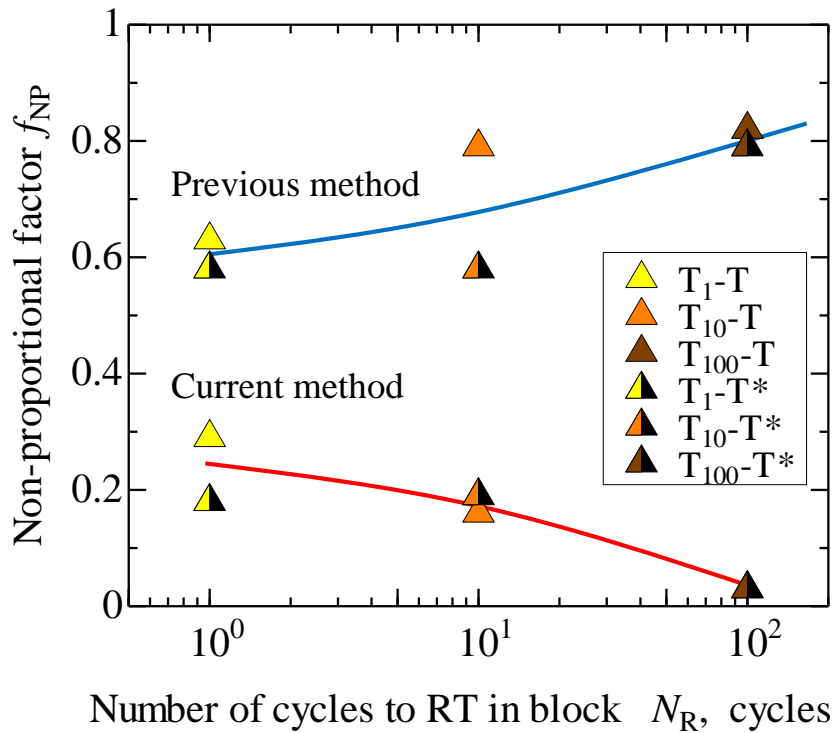


Fig. 8.10 Correlation of f_{NP} and N_R .

1 cycle の試験のみが解析と相関が取れていないことから、急激な保持応力の減少への対応が今後の課題として挙げられる。

非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式 $\Delta\varepsilon_{NP}$ から予測した疲労寿命 N_b^{eva} と実験より得られた疲労寿命 N_b^{cal} との比較を Fig. 8.12 に示す。なお、ここでの繰返し数は、ブロック数で示している。Fig. 8.12 (a) に示す従来の IS 法では、繰返し数の増加に伴って、疲労寿命を過大評価する傾向が見られる。これは、先に述べたねじりの繰返し数の増加に伴う非比例度の低下を考慮できていなかったことが原因として考えられる。一方、Fig. 8.12 (b) に示す改良 IS 法では、ねじりの繰返し数の増加に伴う非比例度の低下が考慮されているため、ねじりの繰返し数が 10 および 100 cycle の試験を適切に評価することが可能であることがわかる。これにより、 T_{10} や T_{100} のように平均軸応力の減少が生じる非比例多軸負荷についても疲労寿命評価が可能であることが明らかとなった。しか

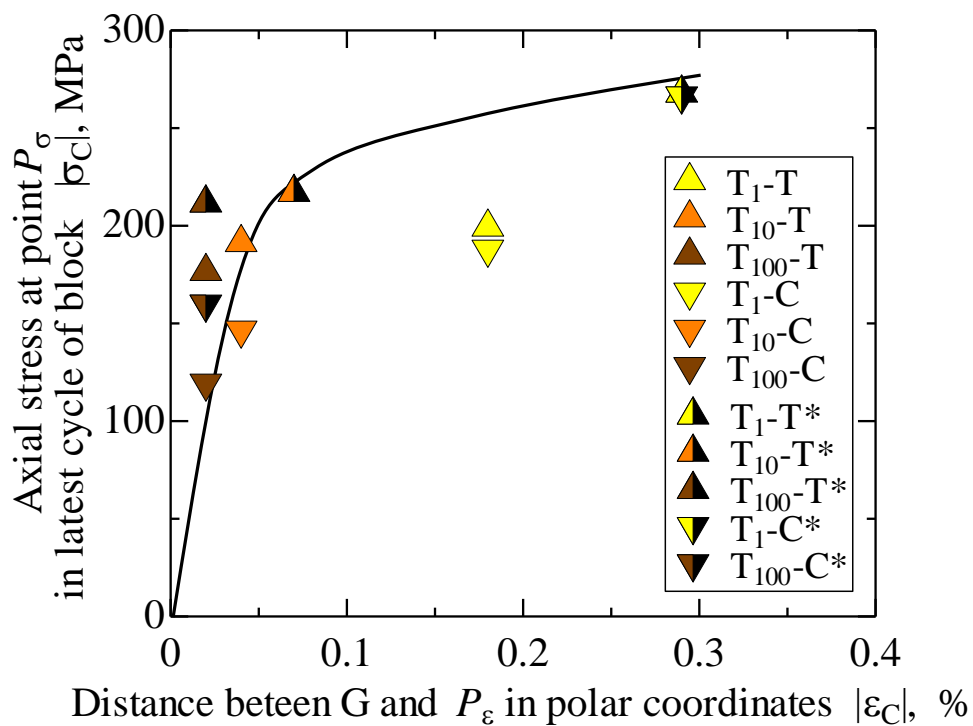
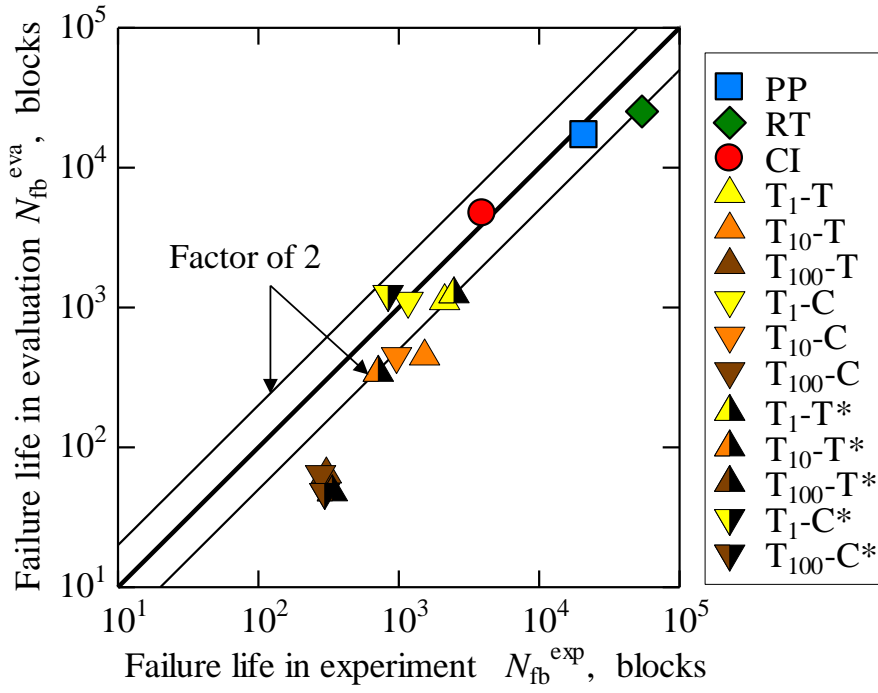
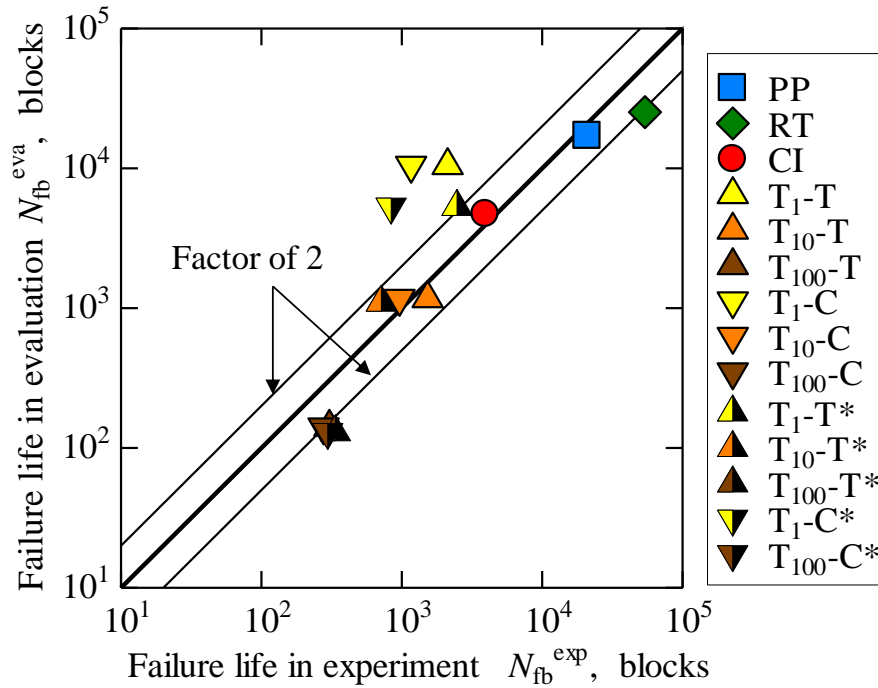


Fig. 8.11 Correlation of σ_C and ε_C .



(a) revious method.



(b) Current method.

Fig. 8.12 Comparison of N_{fb}^{eva} and N_f^{exp} .

しながら、ねじりの繰返し数が1回の試験は、やや過小評価する傾向が見られる。これは、引張・圧縮負荷中での平均軸応力の効果が考慮されていないためである。Fig. 8.13に従来のIS法および改良IS法によるT₁-Tの負荷波形を示す。改良IS法では平均軸応力の変化を考慮しているため、従来のIS法では表すことのできなかつた、圧縮側の平均ひずみが表現されている。しかし、評価にはひずみ振幅のみを用いているため、平均ひずみの効果が考慮されておらず、疲労寿命を過小評価してしまったものと考えられる。今後は平均ひずみを考慮した疲労寿命評価法を提案し、非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式 $\Delta\varepsilon_{NP}$ の拡張を行う必要があることを触れておく。

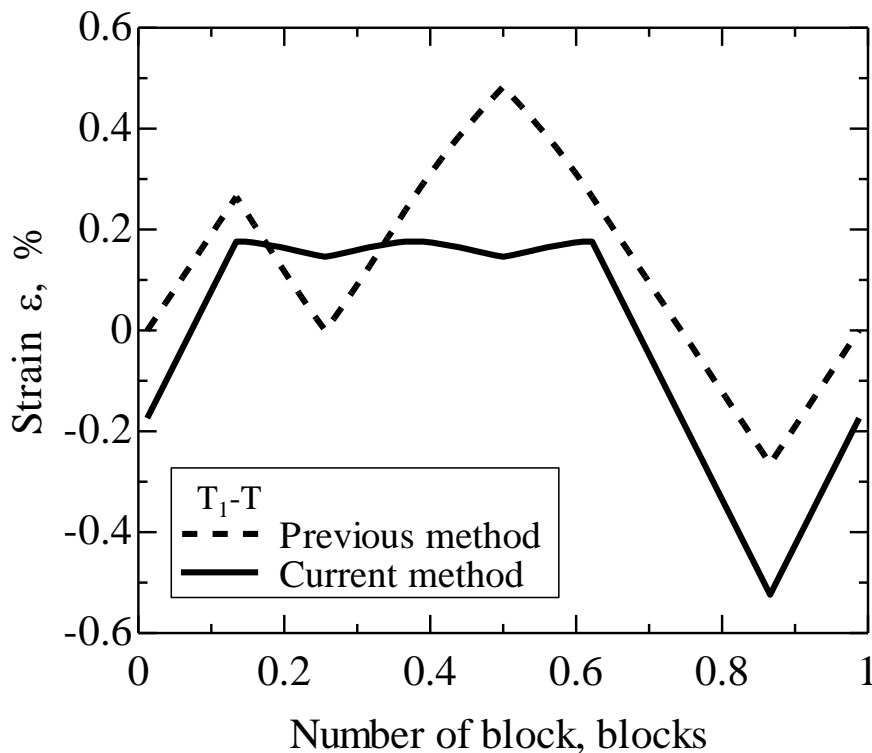


Fig. 8.13 Strain waveforms.

8.6 結言

- (1) 比例負荷である引張圧縮および繰返しねじり試験，非比例負荷である円形負荷試験を実施し，非比例負荷による疲労寿命の低下を示した．これに加えて，熱疲労を模擬した変動負荷である T 字負荷試験を実施し，負荷経路と変形挙動および疲労寿命の関係を示した． T_i -C の疲労寿命が， T_i -T のそれに比べて低下することを示すとともに，その要因が軸方向の平均応力によるものであることを示した．また，ねじりの繰返し数の増加に伴って疲労寿命が増加することを示すとともに，その要因が引張圧縮負荷の繰返し数が低下したことおよびそれに伴う非比例度の低下でありことを示した．
- (2) ひずみ制御の試験において平均ひずみを伴う繰返し負荷を与えた場合，繰返し数の増加に伴って平均応力は繰返し初期の値から急激に減少する．この繰返し負荷による平均応力の減少を考慮する手法として，極座標表示における負荷経路の重心位置を原点に移動させる改良 IS 法を提案した．
- (3) T 字負荷試験における平均応力の低下に伴う非比例度の低下を本評価式では再現できることを確認するとともに，従来の評価方法に比べて，より少ないバラツキ範囲で疲労寿命を評価することが可能であることを示した．
- (4) 今後の課題として平均ひずみの効果を考慮すべきであることを示した．

参考文献

- [1] 釜谷昌幸, 岡崎正和, 伊藤隆基, 笠原直人. 配管の熱疲労評価法の高度化に関する研究 (3) 熱応力と疲労強度評価に関する研究課題の設定. *M&M2010 材料力学カンファレンス* 2010; 10-9: 1208–1210.
- [2] Soda K, Suzuki M, Kasahara N. Thermal fatigue of pipes induced by fluid temperature change: Influence of thermal stratification oscillation characteristics on thermal stress response. *Mechanical Engineering Congress 2014*; J0560105-1–5.
- [3] Miyoshi K, Nakamura A, Utanohara Y. An Investigation of Wall Temperature Characteristics to Improve Evaluation Method for Thermal Fatigue at a T-Junction Pipe. *INSS JOURNAL* 2013; 20: 45–55.
- [4] Nakamura A, Utanohara Y, Miyoshi K, Kasahara N. A review of evaluation methods developed for numerical simulation of the temperature fluctuation contributing to thermal fatigue of a T-junction pipe. *INSS JOURNAL* 2015; 22: 213–224.
- [5] Kanazawa K, Miller KJ, Brown MW. Cyclic deformation of 1%Cr-Mo-V steel under out-of-phase loads. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1979; 2(3): 217–228.
- [6] McDowell FL. On the path dependence of transient hardening and softening to stable states under complex biaxial cyclic loading. In: Desai and Gallagher, editors. *International Conference on Constitutive Laws for Engineering Materials* 1983; 125–135.
- [7] Krempl E, Lu H. Comparison of the stress response of an aluminum alloy tube to proportional and alternate axial and shear strain paths at room temperature. *Mechanics of Materials* 1983; 2(3): 183–192.
- [8] Socie DF. Multiaxial fatigue damage models. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1987; 109(4): 293–298.

- [9] Nitta A, Ogata T, Kuwabara K. 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* 1987; 36(403): 376–382.
- [10] Doong SH, Socie DF, Robertson IM. Dislocation substructures and nonproportional hardening. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1987; 112(4): 456–465.
- [11] Fatemi A, Socie DF. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1988; 11(3): 149–165.
- [12] Itoh T, Sakane M, Ohnami M, Socie DF. Non-proportional low cycle fatigue criterion for type 304 stainless steel. *Journal of Engineering Materials and Technology* 1995; 117(3): 285–292.
- [13] Chen X, Gao Q, Sun XF. Low-cycle fatigue under non-proportional loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 1996; 19(7): 839–854.
- [14] Itoh T, Nakata T, Sakane M, Ohnami M. Non-proportional low cycle fatigue of 6061 aluminum alloy under 14 strain path. In: Macha et al., editors. *Multiaxial Fatigue and Fracture*, Elsevier International Series on Structural Integrity 1999; 25: 41–54.
- [15] Socie DF, Marquis GB. *Multiaxial fatigue*. SAE International 2000.
- [16] Itoh T. Effect of direction change in maximum principal strain axis on multiaxial low cycle fatigue life of type 304 stainless steel at elevated temperature. *Journal of the Society of Materials Science* 2000; 49(9): 988–993.
- [17] Itoh T. A model for evaluation of low cycle fatigue lives under non-proportional straining. *Journal of the Society of Materials Science* 2001; 50(12): 1317–1322.
-

- [18] Chen X, An K, Kim KS. Low-cycle fatigue of 1Cr-18Ni-9Ti stainless steel and related weld metal under axial, torsional and 90°out-of-phase loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 2004; 27(6): 439–448.
- [19] Shamsaei N, Gladskyi M, Panasovskyi K, Shukaev S, Fatemi A. Multiaxial fatigue of titanium including step loading and load path alteration and sequence effects. *International Journal of Fatigue* 2010; 32(11): 1862–1874.
- [20] Itoh T, Yang T. Material dependence of multiaxial low cycle fatigue lives under non-proportional loading. *International Journal of Fatigue* 2011; 33(8): 1025–1031.

結 論

第1章では、本研究の背景として非比例多軸負荷が疲労寿命に及ぼす影響および社会的ニーズについて述べた。さらに、他研究室における研究状況および非比例多軸負荷下における材料の寿命評価に対する問題点について述べた。

第2章では、上記の研究背景から、本研究の目的と本論文の構成について述べた。

第3章では、本研究室で提案されているひずみ経路および材料依存性を考慮した次式の非比例多軸低サイクル疲労寿命評価式 ($\Delta\varepsilon_{NP}$) を提示した。本評価式は非比例多軸負荷下における疲労寿命を適切に評価できるものとして、実験データを基に示されているが、その試験データは限定された負荷状態に限定されている。よって、本研究では下記に示す各種試験条件での試験を実施し、本評価式の適応性を確認するとともに改良を行った。

第4章では、SS400鋼を用いた非比例多軸低・高サイクル疲労試験を実施し、高サイクル域における変形破壊挙動を求めた。なお、低サイクル域はひずみ制御で試験を実施し、高サイクル域では応力制御で試験を実施した。非比例多軸負荷が疲労限度を低下させることを実験的に示した。本実験データを基に、 $\Delta\varepsilon_{NP}$ を高サイクル域への拡張を行い、従来の弾性域の非比例負荷の影響を過大評価する傾向をなくすことで、適切に疲労寿命を評価することを可能にした。

第5章では、本研究室で開発した内外圧／軸・ねじり疲労試験装置の説明を行うとともに、同装置を用いて広域な多軸状態での荷重制御での疲労試験を実施した。本試験装置は主応力比 λ を $-1 \leq \lambda \leq 1$ の範囲で試験が可能な装置であり、従来の試験装置では試験不可能であった広域な多軸状態での試験が可能な試験装置である。疲労寿命より、主応力比の増加に伴う疲労寿命の低下が生じることを示した。試験片の表面き裂観察より、き裂形状は最大せん断面および中間せん断すべり面に依存することを示した。

第6章では、内外圧／軸・ねじり疲労試験装置を用いた広域な多軸状態での非比例負荷試験を実施した。なお、本試験では内圧／軸・ねじり疲労試験および内外圧／軸・ねじり疲労試験を実施しており、前者は変位制御、後者は荷重制御の試験である。ひずみ制御の内圧／軸・ねじり疲労試験では、内圧の負荷レベルの増加に伴って疲労寿命が低下することを示すとともに、負荷経路および内圧レベルによらずミーゼス基準の相当応力で評価可能であることを示した。

第7章では、切欠きを有する試験片を用いた非比例多軸疲労試験を実施し、応力集中部での非比例多軸負荷の影響について考察した。また、切欠き試験片では応力集中部における局所ひずみおよび局所応力による寿命評価が有効であることから、FEAを用いたひずみおよび応力の解析を行った。本結果を基に、FEA解析に基づく切欠き底近傍の平均した局所応力を用いることで、疲労寿命を適切に評価できることを示し、 $\Delta\varepsilon_{NP}$ を形状に依存しないパラメータに拡張した。

第8章では、熱疲労を模擬した非比例多軸低サイクル疲労試験を実施した。一定ひずみ振幅ではない、ランダム負荷状態に対する本評価式の適応性について考察した。ひずみ制御の試験では平均ひずみを伴う繰返し負荷を与えた場合、繰返し数の増加に伴って平均応力は繰返し初期の値から急激に減少することを実験的に示した。従来のIS法ではこの平均応力の低下が考慮されていないため、疲労寿命を過大に評価する傾向があった。そのため、極座標表示における負荷経路の重心位置を原点に移動させる改良IS法を提案し、平均応力の低下に伴う非比例度の低下を本評価式では再現できることを確認した。

以上より、各種負荷状態および試験片形状が及ぼす疲労寿命への影響を実験的に明らかにするとともに、疲労寿命に影響を及ぼす要因を示した。また、提案した $\Delta\varepsilon_{NP}$ の改良評価法はそれらの要因を反映しており、疲労寿命を適切に評価し得るパラメータである。よって、本研究より得られた結果は、学術的にも工業的にも有益である。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり，終始熱心な御指導とご鞭撻を賜りました，立命館大学理工学部機械工学科教授 伊藤隆基博士に深い敬意と感謝の意を表します。伊藤隆基博士には，著者が福井大学工学部機械工学科および大学院工学研究科機械工学専攻在学中より，御指導いただきました。日々の厳しくも優しい御指導は，著者自身を研究者として大きく成長させてくれました。また，立命館大学博士課程後期課程への進学に対して，当研究室に快く受入れてくださるとともに，多岐にわたるご支援をいただきました。研究指導に留まらず，様々な困難に対して親身になって接していただいたことに，心から感謝いたします。

本研究に関する有益な御助言および御協力いただきました，立命館大学理工学部機械工学科教授 坂根政男博士に深甚なる謝意を表します。坂根政男博士よりいただいた御助言により，本研究を大きく発展させることができました。研究指導のみならず，日頃の研究に向かう姿勢に対して，数々の御指導および御助言いただきましたことを深く感謝いたします。

また，筆者とともに研究を進めてきた，福井大学の旧伊藤研究室の皆様および立命館大学の現伊藤研究室の皆様には多大なる御協力いただきました。ここに記して感謝の意を表します。