

自動車用薄鋼板溶接部材の疲労寿命評価と  
疲労寿命予測手法に関する研究

吉 田 裕 一  
平成26年1月

# 博士論文

## 自動車用薄鋼板溶接部材の疲労寿命評価と 疲労寿命予測手法に関する研究

金沢大学大学院自然科学研究科

システム創成科学 専攻

次世代鉄鋼総合科学 講座

学 籍 番 号 1323122011

氏 名 吉 田 裕 一

主任指導教員名 潮 田 浩 作

# 目 次

## 第 1 章 序論

1.1 自動車を取り巻く環境と車体の耐久性評価の重要性	1
1.2 疲労寿命評価に関する基本的手法	7
1.3 自動車車体の疲労設計に関する従来の研究	15
1.4 本研究の目的と構成	22
第 1 章の参考文献	24

## 第 2 章 薄板溶接構造部材の疲労寿命予測手法に関する検討

2.1 緒言	26
2.2 スポット溶接構造部材の疲労寿命予測	27
2.2.1 予測手法	27
2.2.2 疲労実験データ	29
2.2.3 F E モデル	29
2.2.4 疲労試験実験データと予測寿命の比較	32
2.3 アーク溶接構造部材の疲労寿命予測	43
2.3.1 予測手法	43
2.3.2 疲労実験データ	44
2.3.3 F E モデルおよび弾性解析結果	54
2.3.4 疲労試験実験データと予測寿命の比較	58
2.4 結言	73
第 2 章の参考文献	74

## 第 3 章 スプリングバックの影響を考慮したスポット溶接箱型断面部材の 疲労寿命評価

3.1 緒言	76
3.2 供試部材と実験方法	78

3.2.1	供試材の材料特性	78
3.2.2	供試部材および成形条件	78
3.2.3	疲労試験方法	84
3.3	スプリングバックを考慮した疲労寿命評価方法	86
3.3.1	FEM 成形解析条件	86
3.3.2	スポット溶接部の疲労寿命計算方法	86
3.4	実験結果と計算結果の比較	91
3.4.1	スポット溶接箱型断面部材の形状	91
3.4.2	疲労試験実験結果	95
3.4.3	疲労試験計算結果	97
3.5	結言	100
第 3 章の参考文献		101

#### 第 4 章 変動荷重下での薄板アーク溶接部材の疲労寿命評価

4.1	緒言	102
4.2	疲労試験方法と試験結果	103
4.2.1	変動振幅入力荷重の設定	103
4.2.2	供試鋼および試験部材	105
4.2.3	試験方法	111
4.2.4	試験結果	113
4.3	疲労寿命推定方法	125
4.4	寿命評価結果と考察	126
4.5	結言	132
第 4 章の参考文献		133

#### 第 5 章 変動荷重下での薄板重ね隅肉アーク溶接継手の疲労寿命に及ぼす 荷重相互作用の影響

5.1	緒言	134
-----	----	-----



5.2 実験方法	135
5.2.1 供試鋼および試験継手	135
5.2.2 変動振幅入力荷重の設定	141
5.2.3 疲労試験方法	143
5.2.4 累積損傷値の計算	144
5.2.5 EBSD 観察	144
5.3 疲労試験結果および考察	145
5.3.1 疲労試験結果	145
5.3.2 破面観察	155
5.3.3 EBSD 測定結果	158
5.4 結言	165
第 5 章の参考文献	166
第 6 章 結論	
6.1 本研究で得られた結論	167
6.2 本研究の総括	170
謝辞	171

## 第 1 章 序論

### 1.1 自動車を取り巻く環境と車体の耐久性評価の重要性

我が国の自動車産業は、日本のGDPの10%を占める基幹産業であるとともに、石油危機、貿易摩擦、経済危機などさまざまな困難な問題を技術革新により乗り越え、世界をリードする自動車製造技術を保有している。日本の自動車産業の強みは、自動車部品産業、鉄鋼業をはじめとする素材産業、エレクトロニクスなどの水平的な高度技術の広がり、緻密な産業間連携による技術の進化により、高い信頼性と高品位で価格競争力のあるクルマを提供できることにある<sup>1)</sup>。

近年、温暖化問題に代表される地球環境保護に即応した自動車技術開発が社会的に強く要請されている。また、喫緊の技術課題として、CO<sub>2</sub>ガス排出削減、安全性向上、リサイクル性向上等がある。

CO<sub>2</sub>ガス排出削減に関しては、日本、米国、欧州各国で排出規制が行われており、日本では10・15モード燃費と自動車排ガスについて、エンジン形式、車型、重量区分などにより目標基準値が定められている。欧州では、自動車メーカー当たりの平均CO<sub>2</sub>ガス排出量基準を設けており、2012年までに120g/km以下にする目標値が定められた<sup>2)</sup>。燃費向上策として、内燃機関の効率アップ、ハイブリッド車、電気自動車などがあるが、車体開発においては、車両重量が軽いほど燃費性能が優れるため、さらなる車体軽量化が望まれる。また、自動車走行中に発生するCO<sub>2</sub>ガスだけでなく、自動車を製造する際に発生するCO<sub>2</sub>ガスの削減も求められており、原材料から製造、運搬、販売、使用期間を経てスクラップ化に到るまで、トータルの排出過程を前提としたCO<sub>2</sub>ガス総排出量を考慮する必要がある。

自動車の安全性向上については、とくに衝突安全性能基準の法規制が各国で行われており、衝突速度、バリア方法、乗員障害値などの衝突試験基準および評価方法が定められている。近年では前面衝突、側面衝突に加え、車両横転を想定したロールオーバーによるルーフ強度試験、オフセット前面衝突試験などが新たに定められ規制強化<sup>3)</sup>が進んでおり、車体強度向上、衝撃吸収構造の開発が必須となる。

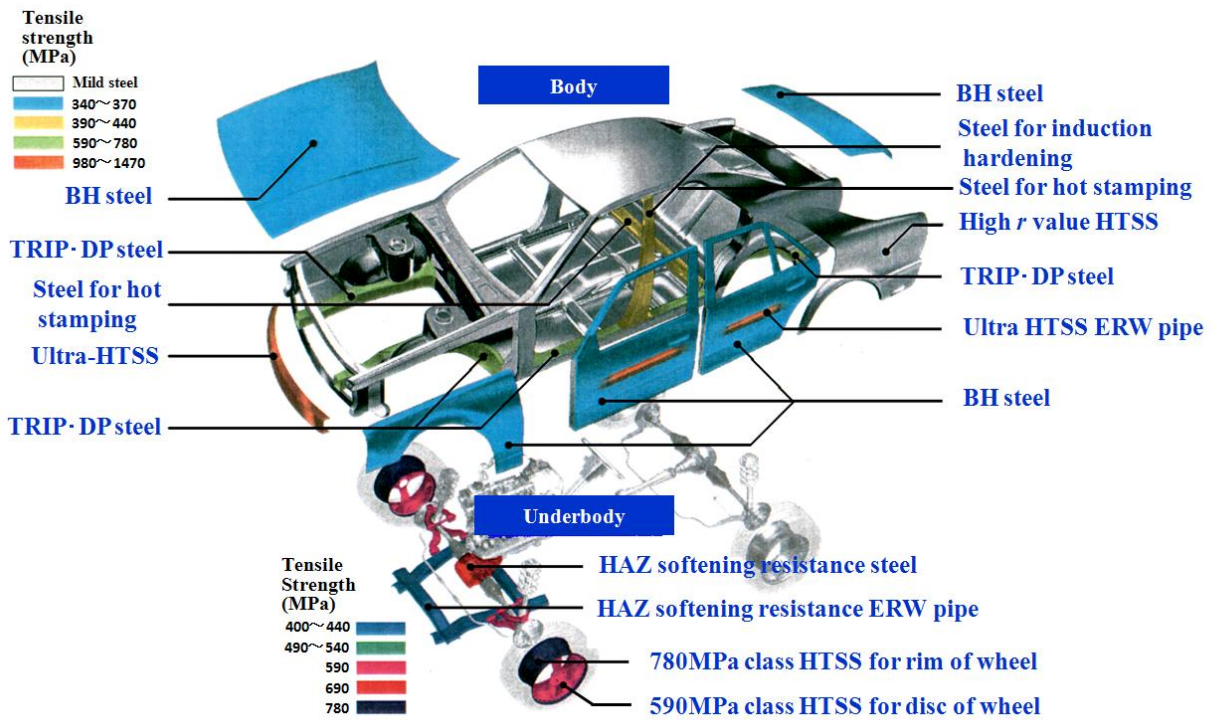
このように法規制が厳格化する情勢のなか、自動車産業は車体軽量化や CO<sub>2</sub> ガス排出量削減とともに、衝突安全性能の向上を両立させなければならない。このため、骨格部材や衝突部材に高強度鋼板を活用し、鋼板を薄肉化して軽量化しつつ、キャビンを変形から守りかつ衝突エネルギー吸収特性を向上させる車体設計が主流となっている。高強度鋼板は車体の 3~5 割を占めており<sup>4)</sup>、最近では 6~7 割に達しているものもある。高強度鋼板は Fig.1-1 に示すように外板パネル類 (~400 MPa)、足回り・シャシ類や内板・構造部材 (~800 MPa)、補強材 (1000 MPa 以上) などに用いられ、実用されている鋼板の強度は 1470MPa 級までに到っている<sup>5)</sup>。Fig.1-2 に各素材製造時の CO<sub>2</sub> 発生量<sup>6)</sup>を示す。高強度鋼板は、Fig.1-2 で示すように素材製造時の CO<sub>2</sub> ガス発生量は他素材に比べて少なく、車体軽量化に加え、トータルでの CO<sub>2</sub> ガス排出抑制に効果的である。また、コスト、素材品質、供給安定性、成形性、リサイクル性などから他素材に対して優位性があるとともに、超高強度 (超ハイテン) 材、ホットスタンプ材、耐食性・潤滑性に優れる表面処理鋼板などの材料開発が行われ、自動車用鋼材は着実に進化しており、衝突安全性能の向上に有効な素材として使用比率が年々上昇している。材料開発以外においても、高度な成形解析・衝突解析、ハイドロフォーム、ホットスタンピング、高度スポット溶接技術、摩擦撹拌接合、接着など、利用技術分野の進歩も著しい。

自動車の重要な車体性能として、前に述べた衝突安全性能以外に疲労耐久性、曲げ・ねじり剛性、振動騒音特性、操縦安定性などがあり、これらの諸特性を満足させつつ、軽量化、衝突安全性能向上を図らなければならない。とくに、自動車の信頼性を確保する観点から、保安上、疲労耐久性は極めて重要な性能の一つであり<sup>7)</sup>、高強度鋼板を車体へ適用拡大する際に車体の疲労耐久性を確保することは必要不可欠である。

車体用の部材は、量産性の高さから、成形加工された薄鋼板をスポットやアーク溶接などで締結された部材構造を成したものが多い。部材の疲労特性に関して、薄鋼板母材部と溶接部について評価すると、母材は高強度化にともない疲労強度は向上するが、溶接部はほとんど向上しないことが知られている<sup>8),9)</sup>。したがって、薄肉化による作用応力の増加は溶接部を含む車体の疲労強度を低下させることとなる。

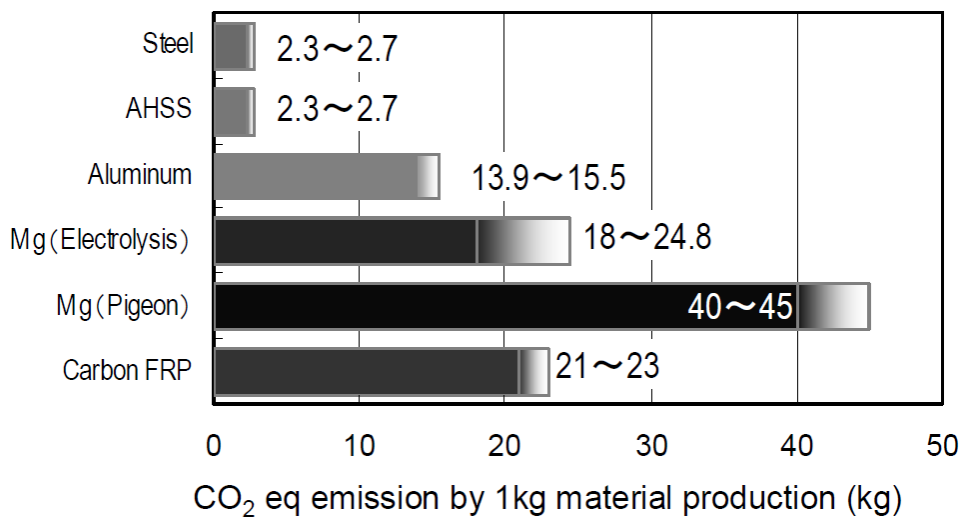
一方、自動車の生産、販売のグローバル化が進み、欧米自動車先進国はもとより、中国、ブラジル、インド、南アフリカ、いわゆる「BRICS」に代表される新興国を中心とした市場拡大により自動車は世界中で幅広く使用されている<sup>10),11)</sup>。このため、その使用条件、環境条件は多岐にわたっており、さまざまな疲労荷重条件のもとで安全性、耐久性を確保しなければならない。自動車の耐久性評価手法は、実車走行耐久試験、台上耐久試験、寿命推定評価の三つの手法に大別<sup>7)</sup>できる。実車走行耐久試験は市場での代表路面や環境を再現したテストコースで繰返し実車走行する試験であり、台上試験はロードシミュレータを用い、実働入力負荷を車体、部品に与える試験である。これらは、使用条件を再現することから比較的高い精度と信頼性が得られる反面、長い試験期間と試験コストを要することから必要最低限の試験に絞る必要がある。寿命推定評価は、累積損傷解析により実働荷重下での疲労寿命予測を行う手法であり、車体、部品の疲労設計に用いられる。Fig.1-3に疲労設計プロセスの基本的な構成<sup>12)</sup>を示す。累積損傷解析は、車体もしくは部品の応力、ひずみなどの評価パラメータに着目して、累積損傷度を算出する簡便な方法であり、ほとんど解析期間を要しない。一定振幅の繰返し荷重を受けて損傷、破壊する疲労現象については、構造部材の疲労設計を進める上で難易度は比較的低いが、荷重振幅が変動する実働荷重は、疲労寿命予測において取り扱いが複雑になり、予測値の精度に限界がある。実働荷重下における疲労寿命予測の事例や研究例は少なく、実働状態を前提にした寿命推定値の精度向上は、車体疲労設計の効率化、信頼性の観点から取り組むべき課題である。

以上のように市場拡大と車体軽量化がますます進むなか、車体用鋼材のさらなる高強度化に対応するため、使用環境条件下における車体の疲労耐久性、累積損傷度を精度よく的確に予測した上で、これらの性能低下を補うための構造、施工法などを車体設計段階で効率よく検討する必要がある。このことから自動車用薄鋼板部材の疲労寿命予測技術および評価技術の構築は、自動車開発において極めて重要な研究課題の一つである。



BH : Bake hardening  
 TRIP : Transformation induced plasticity  
 HTSS : High tensile strength steel  
 DP : Dual phase  
 ERW : Electric resistance welding  
 HAZ : Heat affected zone

Fig.1-1 Application of high strength steels for body and underbody



AHSS : Advanced high strength steel

CO<sub>2</sub> eq : Carbon dioxide equivalent

Fig.1-2 CO<sub>2</sub> emission for raw material production

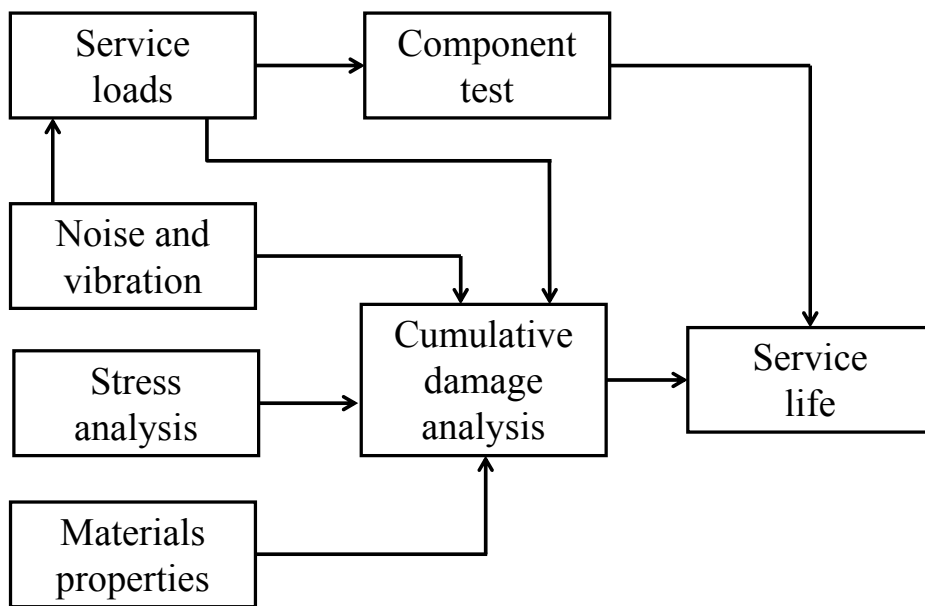


Fig.1-3 Basic elements of fatigue design process for automobile

## 1.2 疲労寿命評価に関する基本的手法

実働荷重下での疲労寿命予測について、耐疲労設計に用いられる基本的手法<sup>13),14)</sup>を述べる。Fig.1-4に疲労寿命予測の基本的な検討フローを示す。

まず、検討対象である機械要素部品や構造物について、危険部位となる母材部分もしくは溶接部などの接合部に関し、 $SN$  曲線、 $EN$  曲線、疲労き裂進展速度に対する  $da/dN-\Delta K$  の関係を実験データやデータベースなどから取得する。実際の機械要素部品や構造物に作用する疲労荷重は一定振幅であることはまれである。実働荷重波形については、稼働状態での荷重計測、各産業分野の設計指針、規格などで定められた試験パターンから設定される。設定された実働荷重波形に基づき、弾性応答解析や疲労試験での応力計測などにより、検討対象へ負荷された応力振幅、平均応力を波形計数手法により詳細に計数する。計数された変動応力振幅の組み合わせに対して、平均応力補正や荷重相互作用を考慮する修正則を適用し、線形累積疲労損傷則に基づいて疲労寿命を算出する。

実働応力波形に関する計数法はいくつかの方法が提案されているが、代表的な疲労被害計数法としてレインフロー法がある。レインフロー法は応力ひずみヒステリシスループを考慮して応力もしくはひずみの変動幅を正確に把握できる方法として知られる。材料や構造物が繰り返し負荷を受けた場合、ヒステリシスループが形成される。レインフロー法は時刻歴応力波形の時間軸を鉛直方向にとり、雨水が屋根を流れ落ちる状況に例え、すべての極値から順に雨だれを流出させヒステリシスループの 1/2 サイクルずつを計数することができる手法である。Fig.1-5 はレインフロー法による波形計数の一例である。Fig.1-5 に示すように、1 から流れ出した雨だれは、 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3a \rightarrow 4 \rightarrow 5a \rightarrow 6 \rightarrow 7a \rightarrow 8$  と順に流れていき、次の極大値の値 9 が 1 より小さいため停止し、 $1 \rightarrow 8$  の応力レンジが計数される。次に 2 から流れ出した雨だれは、 $3a$  から 4 にかけて既に雨だれが流れでているため、 $3a$  で停止し、 $3 \rightarrow 3a$  の応力レンジが計数される。この手順を繰り返すことで波形計数が行われる。

線形累積疲労損傷則 (Linear cumulative damage law) について、Fig.1-6 に示す。複数の応力振幅レベル  $\sigma_{a1}, \sigma_{a2}, \dots, \sigma_{ai}, \dots$  の応力振幅がおのおの単独で繰り返し負荷さ



れた場合の疲労寿命を  $N_1, N_2, \dots, N_i, \dots$  とし、応力レベルが疲労限度以下のものは寿命が無限大と考える。累積疲労損傷則では、応力振幅レベル  $\sigma_{a1}, \sigma_{a2}, \dots, \sigma_{ai}, \dots$  が  $n_1, n_2, \dots, n_i, \dots$  回負荷されたとき、各応力振幅により生じる疲労損傷は繰返し比  $n_i/N_i$  として、各応力振幅レベルに対する  $n_1/N_1, n_2/N_2, \dots, n_i/N_i, \dots$  の総和にて累積損傷値  $D$  を定義し、 $D$  値が 1 になったときに疲労破壊が生じると考え、以下の式で表される。

$$D = \sum n_i / N_i = 1 \quad (1-1)$$

この関係はパムグレン・マイナー (Palmgren-Miner) 則もしくはマイナー則 (Miner rule) と呼ばれる。マイナー則は Fig.1-6 の縦軸の応力振幅値のかわりに荷重振幅値を置く場合もある。寿命予測対象の応力振幅レベルがすべて疲労限度以上で、各レベルの応力繰返し数が比較的小さく、応力振幅の変動範囲が狭い周期的な繰返し変動である場合には破断時の損傷値  $D$  は比較的 1 に近くなる。しかしながら、実働荷重では疲労限度以下の過小応力を多く含んでおり、過小応力が疲労寿命に影響を与えることも知られている。疲労限度以下の過小応力振幅に対して損傷を見積もる簡便な方法として修正マイナー則 (Modified Miner rule) がよく用いられる。Fig.1-6 に示すように  $SN$  曲線の有限寿命域での関係を疲労限度以下まで延長した直線により、疲労限度以下の応力に対する仮想的な破断繰返し数  $N'_j$  を定義し、疲労損傷を見積もる。また、1 回だけ応力振幅を変化させる 2 段繰返し荷重のように変動回数の少ない場合には、高、低応力振幅の負荷順序により破断時の  $D$  値が異なってくる例もある。マイナー則では、負荷順序や応力負荷相互作用の影響はないものとみなしているため、各応力振幅での疲労損傷は完全に独立としている。しかし、実働荷重下では荷重相互作用があり、マイナー則は必ずしも成立しない場合も多い。したがって、実際の疲労耐久設計においては、破壊が生じる損傷値  $D$  を適切に修正して用いるか、基準の  $SN$  曲線そのものを修正する場合がある。応力振幅や平均応力が頻繁に変動する実働荷重においては、高レベル応力の負荷の影響により疲労限度近傍およびそれ以下の応力による損傷が一定振幅データから推定されるものより大き

くなる。このような疲労損傷の評価方法として Fig.1-7 に示すように変動応力に含まれる最大応力振幅  $\sigma_{a,max}$  の点を基準として、この点から修正係数  $\beta (= \tan\theta_2/\tan\theta_1)$  を用い、一定振幅荷重下の SN 曲線より傾きの急な新しい SN 曲線を求める。これにより各応力レベルに対する破断繰返し数  $N'_j$  を見積もり、線形加算を行い、累積損傷値を求めるコーテン (Corten) - ドラン (Dolan) の方法と呼ばれる修正方法がある。また、傾きの修正を行う点を変動荷重に含まれる最大応力でなく、 $10^3$  ないし  $10^4$  サイクルの間のある点を取り、その点を基準として SN 曲線を修正するフロイデンタール (Freudenthal) - ヘラー (Heller) の方法も提案されている。修正係数  $\beta$  の値として 0.7 から 0.95 が推奨されているが、荷重パターンや材料によって左右されるため、実験的に求める場合もある。疲労限度以下の応力頻度が大きく、応力変動もあまり頻繁でない実働荷重の場合には、疲労限度以下の応力による疲労損傷はあまり大きくなり、修正マイナー則では過大に見積もりすぎる場合もある。このような場合、Fig.1-7 の破線で示すように修正マイナー則より緩やかな傾きを持つ直線で修正するハイバッハ (Haibach) の方法がある。疲労限度以下の傾き  $\gamma^*$  については、有限寿命域の SN 曲線の傾きが  $\gamma$  である場合、 $\gamma^* = 2\gamma - 1$  で推奨している。

疲労強度には応力振幅が強く影響するが、平均応力によっても疲労強度は変化する。実働荷重においては、応力振幅とともに平均応力が変化することからその影響を考慮する必要がある。一般的に同一の応力振幅で比較すると、平均応力の値が大きいほど低寿命となる。このことを考慮し、疲労限度における応力振幅  $\sigma_a$  と平均応力  $\sigma_m$  の関係として示した疲労限度線図 (Gerber 線図, 修正 Goodman 線図, Soderberg 線図) がある。Fig.1-8 は、疲労限度線図を平滑材の場合において図示したものである。平滑材の場合、縦軸上に両振りの疲労限度  $\sigma_{w0}$  (あるいは時間強度) の値を、横軸上に引張強度  $\sigma_B$  もしくは降伏応力  $\sigma_Y$  をとってその両点を直線で結ぶ。疲労限度線図を用いれば、任意の平均応力  $\sigma_m$  が作用する場合の疲労限度  $\sigma_{w0}$  を推測することができ、一般的には、修正 Goodman 線図がよく用いられる。溶接部の平均応力補正については、応力比を都度変更して平均応力と応力振幅の関係を求めて疲労限度線図にプロットし、そのプロットした点を直線で結んで疲労限度線図とする。その線図の傾きを平均応力感度と考え、溶接部の平均応力補正に用いる場合が多い。

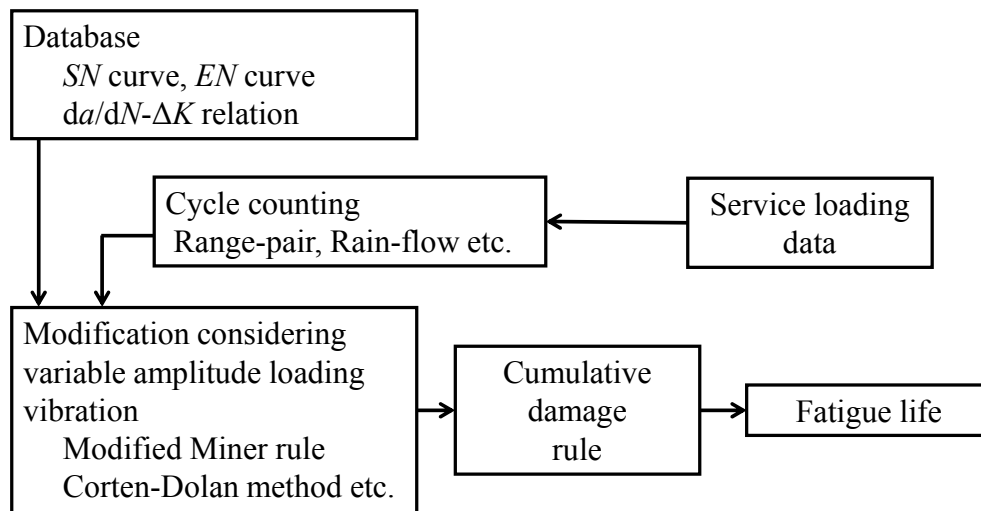


Fig.1-4 Fatigue life prediction

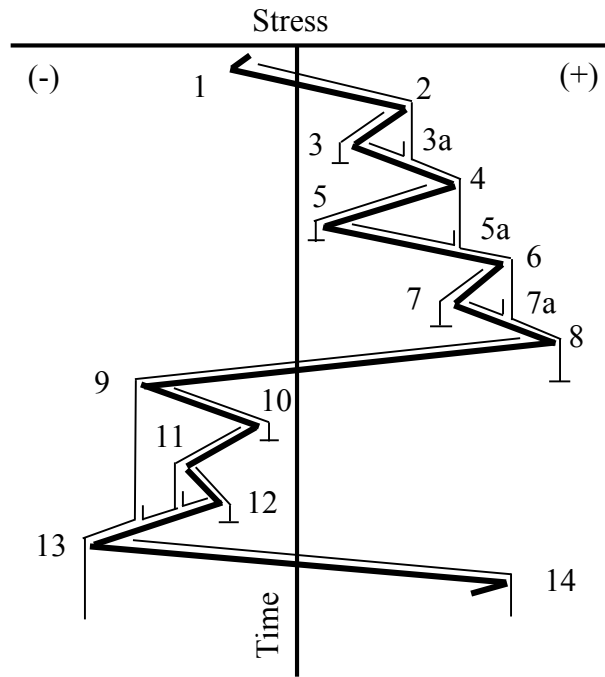


Fig.1-5 Example of rain-flow counting

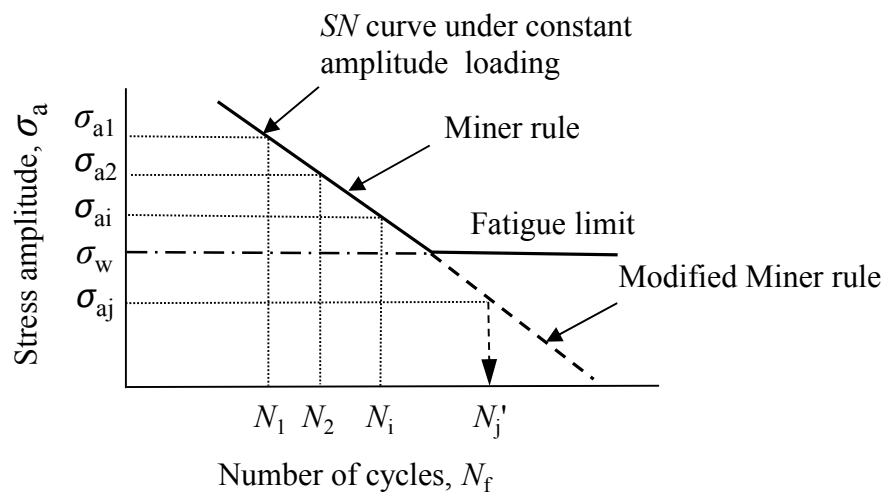


Fig.1-6 Miner rule and modified Miner rule

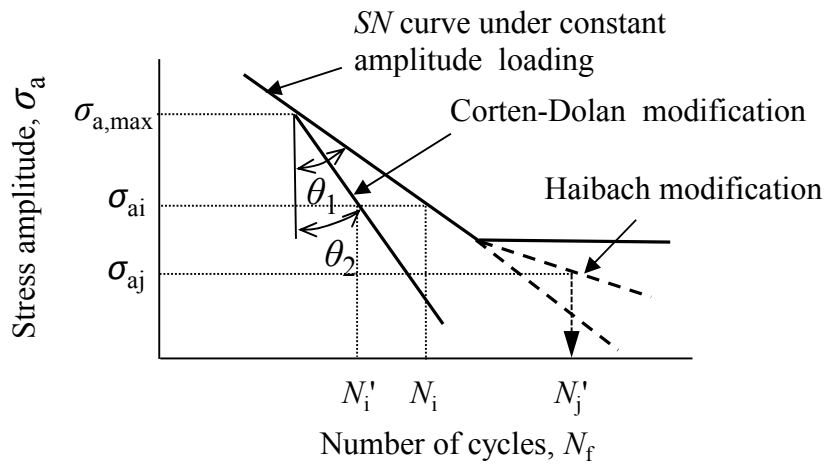


Fig.1-7 Modification for SN curve

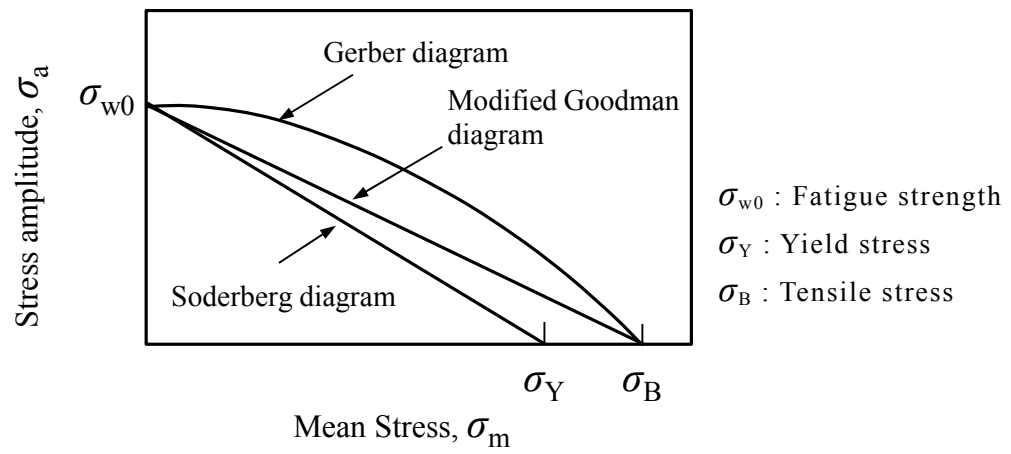


Fig.1-8 Fatigue limit diagram

### 1.3 自動車車体の疲労設計に関する従来の研究

近年、CAD (Computer Aided Design) ツールの高性能化や有限要素法構造解析汎用ソルバーの発達により、自動車車体をはじめとする機械構造物の設計は、数値計算を用いて行われることが一般的になった。数値計算は応力、変形、衝突特性、振動音響評価など、多くの構造検討に適用されている。自動車車体の疲労設計においても、数値解析は、*SN* 曲線、*EN* 曲線等による疲労寿命評価を行う場合、参照すべき応力、ひずみを求めるための応力解析や、振動解析に用いられている。また、数値解析と疲労問題の取り扱いに特化した市販の疲労解析プログラム<sup>15)</sup>を組み合わせ、車体の疲労耐久性評価を行う CAE (Computer Aided Engineering) 手法が設計現場に活用されている。車体開発の開発工期短縮、コスト削減の観点から、疲労耐久性を的確かつ簡便に評価分析可能な解析手法の構築が望まれ、数値解析を適用した疲労寿命評価手法はさらなる改善が必要である。自動車の車体部品は、成形加工された薄鋼板をスポット溶接やアーク溶接で接合した構造部材が多い。その接合部は応力集中し易く、疲労強度上の危険箇所は接合部になることがほとんどであることから、スポット溶接、アーク溶接の疲労強度評価は車体の耐疲労設計を行う上で、とくに重要である。以下、自動車車体設計を踏まえたスポット溶接、アーク溶接の疲労強度評価に関する従来の研究とその知見について述べる。

スポット溶接部の疲労強度評価に関する研究例は多くある。例えば、平板弾性変形理論から導かれるスポット溶接部の公称構造応力 (最大主応力) を評価パラメータとして複合荷重下の疲労寿命評価を検討したものがあり、Rupp ら<sup>16)</sup>、岡部ら<sup>17)</sup>、および自動車技術会疲労信頼性部門委員会<sup>18)</sup>が提唱している。公称構造応力を用いると、負荷形式、板厚に依存せずほぼ統一的に疲労寿命が整理できると報告されている。公称構造応力の考え方は、スポット溶接部を点接合とみなし、アーク溶接部の疲労評価でよく用いられるホットスポット応力の思想に類似している。公称構造応力は、局所的ではなく構造的な応力集中を表しており、局所応力場を代表する評価パラメータである。Fig.1-9 に示す解析モデルを仮定すると、公称構造応力は、ナゲット部を剛体とした場合のナゲット端の最大主応力を示し、スポット溶接部に作



用する分担荷重（はく離荷重  $F_z$ , 曲げモーメント  $M_x, M_y$ , せん断荷重  $F_x, F_y$ , ねじりモーメント  $M_z$ ）と，板厚  $t$ , ナゲット径  $d$ , フランジ幅  $D$  などの幾何形状寸法に基づいて算出される．スポットへ作用する分担荷重については，スポット溶接部を BAR（梁）要素，もしくはソリッド要素でモデル化し，FEM 部材モデルに所定の荷重を作用させて求める．その手法は，実車体構造モデルへの拡張性，実用性の観点で有効であり，市販の疲労解析プログラム（MSC 社 MSC.Fatigue, nCode 社 FE-Fatigue, Steyr-Dimlmer-Puch 社 FEMFAT）などに採用され，一部，実車の自動車車体耐久設計に適用されている．Fig.1-9 に示す解析モデルを前提に導出された公称構造応力  $\sigma_{ns}$  の算定式<sup>18)</sup>を以下に示す．

$$\sigma_{ns} = \max(\sigma_{p1}, \sigma_{p2}) \quad (1-2)$$

$$\sigma_{p1}, \sigma_{p2} = \frac{(\sigma_{rsum} + \sigma_{\theta sum}) \pm \sqrt{(\sigma_{rsum} - \sigma_{\theta sum})^2 + 4\tau_{\theta sum}^2}}{2} \quad (1-3)$$

$$\sigma_{rsum} = C_P F_z + C_B (-M_y \cos \theta + M_z \sin \theta) - C_S (F_z \cos \theta + F_y \sin \theta) \quad (1-4)$$

$$\sigma_{\theta sum} = \nu \sigma_{rsum} \quad (1-5)$$

$$\tau_{\theta sum} = C_S (F_z \sin \theta - F_y \cos \theta) - C_T M_z \quad (1-6)$$

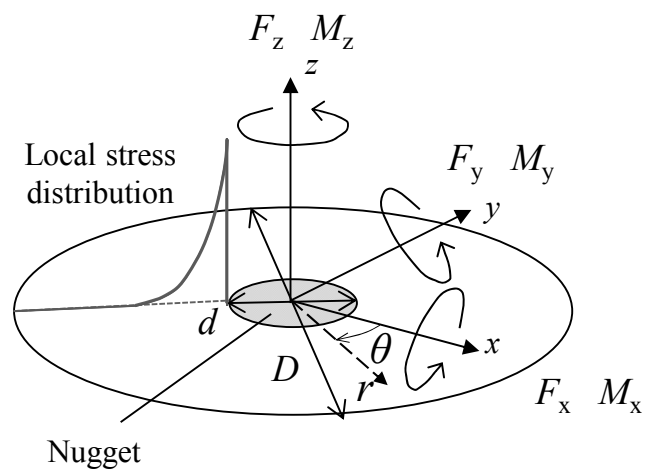
$$C_P = \left[ \frac{\ln\left(\frac{D}{d}\right)}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} - \frac{1}{2} \left\{ \frac{3}{\pi^2} + \frac{3F_z \{d^2(1+\nu) + D^2(1-\nu)\}(1-\beta)}{4\pi^2(D^2 - d^2)} \right\} \right] \times \left[ 2 \ln\left(\frac{d}{D}\right) + 2 \frac{(1+\nu) \ln\left(\frac{d}{D}\right) + 1}{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2 - \left\{ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right\}^\nu} \left\{ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right\} \right] \quad (1-7)$$

$$C_B = \left\{ \frac{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2} \right\} \frac{6}{\pi d t^2} \quad (1-8)$$

$$C_S = \frac{1}{\pi d t} \quad (1-9)$$

$$C_T = \frac{2}{\pi d^2 t} \quad (1-10)$$

ここに、 $\sigma_{p1}$  は最大主応力、 $\sigma_{p2}$  は最小主応力、 $\nu$  はポアソン比であり、 $\sigma_{rsum}$ 、 $\sigma_{\theta sum}$ 、 $\tau_{r\theta sum}$  は極座標系における半径方向応力、周方向応力、せん断応力である。また、 $F_x, F_y$  はせん断荷重、 $F_z$  ははく離荷重、 $M_x, M_y$  は曲げモーメント、 $M_z$  はねじりモーメント、 $t$  は板厚、 $d$  はナゲット径、 $D$  はフランジ幅である。  $\beta$  は板厚により変化する定数であり、文献<sup>18)</sup>では  $\beta = 0.8$  を用いている。



$d$  : Nugget diameter

$D$  : Flange width

$F_x, F_y, F_z$  : Force acting on spot weld

$M_x, M_y, M_z$  : Moment acting on spot weld

Fig.1-9 Analytical model for spot welds

破壊力学的な視点でスポット溶接部の局所応力場を解析し、スポット溶接の疲労強度評価について検討した研究がある。結城ら<sup>19)</sup>は、軟鋼(270MPa材)のスポット溶接継手試験片において、応力拡大係数を数値解析により算出し、Erdogan-Sihの混合モードき裂の破壊基準値を求め、その破壊基準値を適用することにより引張せん断、十字引張などの各試験片の異なる疲労強度が統一的に整理できることを報告している。東郷ら<sup>20)</sup>は、高強度鋼板(980MPa材)スポット溶接継手試験片について、ナゲット端でのき裂進展過程に焦点をあて、疲労限度を予測検討している。ナゲット端での疲労き裂の進展過程を細かく観察し、疲労き裂の3次元形態を明らかにするとともにソリッド要素による詳細モデルを用いた3次元FEM解析によりナゲット周りの局所応力分布、応力拡大係数を算出した上で、スポット溶接継手の疲労限度は母材の疲労き裂進展の下限界値 $\Delta K_{Ith}$ により予測できると結論づけている。

自動車の車体構造は多数のスポット溶接部が存在し、その溶接部にはせん断、はく離、曲げモーメントからなる複合荷重が作用する。このことから、自動車車体CAE解析においては、一般的に車体全体をシェル要素でモデル化し、スポット部を点接合とみなして簡易接合モデルを用いることが多い。先に述べた破壊力学的な解析アプローチについては、スポット溶接部の局所的な応力集中を評価できるレベルまで車体構造をソリッド要素で細かく厳密にモデル化し、き裂進展過程を含めた計算を行うことは理想的である反面、計算コストの観点から現状では実用上難しい。

種子島ら<sup>21)</sup>は、590MPa級自動車用鋼板を母材とするスポット溶接継手について、乗用車走行時の実働荷重状態を想定したランダム変動荷重下においてスポット溶接継手の疲労試験を実施し、得られた実験結果をもとに同荷重条件下における疲労損傷評価手法の研究を行っている。修正グッドマン法に基づく平均荷重効果を考慮した累積損傷評価手法を適用することにより、比較的精度の高い累積損傷評価が可能であることを示した。また、自動車車体を対象とした疲労寿命評価については、実車走行耐久試験を想定し、スポット溶接部および母材部を対象とした車体耐久性シミュレーションに関する検討例<sup>22)</sup>がある。この研究では車体入力荷重を算出するMulti Body Simulation、車体の応力計算および荷重履歴に対する疲労被害度計算で構成される手法を用い、計算結果は実車走行耐久試験で発生した疲労き裂との間に高

い相関があることを確認した。

先に述べたように、自動車用車両開発においては、車体軽量化、衝突安全性能の向上が強く求められており、骨格部材や衝突部材に高強度鋼板を活用し、鋼板を薄肉化して軽量化するとともに、衝突エネルギー吸収特性を確保する車体設計思想が定着している。高強度鋼板は、スプリングバック現象によりフランジ部の角度変化、ねじれなどの部材の形状不良が顕著に現われる。その形状不良が部材締結時の残留応力を誘発し、部材疲労強度の低下が懸念され、高強度鋼板の適用拡大が進むなか、成形過程での形状不良の影響を踏まえた疲労寿命評価手法の検討は今後ますます重要になる。成形過程の影響を扱った研究については、590MPa 級高強度鋼板を用い、母材疲労強度における塑性加工時の予ひずみの影響を評価したもの<sup>23)</sup>、車体実部品の成形品母材部について、成形後の板厚変化、予ひずみ、残留応力の疲労特性への影響を FEM 計算によって調査したもの<sup>24)</sup>、スプリングバック解析によるヘム加工品の面精度予測<sup>25)</sup>などが報告されている。しかしながら、高強度鋼板を用いたスポット溶接部材を対象に、成形加工の履歴を考慮した疲労寿命評価手法を系統的に扱った研究報告例は見当たらない。

次に自動車用部品におけるアーク溶接部の疲労強度評価に関する研究例について述べる。アーク溶接は自動車の保安部品であるシャシ部品において、ブラケットなどの接合に用いられることが多く、荷重負荷時は、船舶、橋梁などに用いられる厚板溶接構造物に対し、薄板の自動車溶接構造物では溶接部近傍の面外変形が比較的生じ易く、変形拘束は小さい特徴がある。自動車技術会疲労信頼性部門委員会では、軟鋼や 440MPa 級自動車用熱延鋼板を母材とし、シャシ部品の継手構造をモデル化した供試部材を用いて、継手形式、溶接ビード形状などの疲労強度への影響を調査した実験的研究<sup>8),26)</sup>を行っている。その結果、母材強度の違いによる継手疲労強度差が生じないこと、溶接ビードのフラック角の明確な影響はないなどの知見が得られている。また、ホットスポット応力と同様な思想で、溶接止端部より板厚の 0.3 倍離れた位置での局所ひずみ値を評価パラメータとして用いると、負荷形式、板厚に依存せずほぼ疲労寿命が整理できると述べている。遠山ら<sup>27)</sup>は、アーク溶接部の疲労寿命について、溶接止端部を鋭い切欠きとみなし、小規模降伏領域寸法を

評価パラメータとした予測手法を適用した研究を行っている。小規模降伏領域寸法を用いると、構造物の形状、継手形式、入力形態に関係なく疲労寿命が整理できると主張している。文献<sup>28)</sup>ではアーク溶接部の止端あるいはルート部に半径 1mm の曲率半径を有した切欠き部を仮定し、その切欠き部の最大主応力を評価パラメータとする予測手法を提唱している。最大主応力は、継手形式に対応して二次元詳細モデルを用いて有限要素法により求めており、実部品ではなくモデル継手における検証ではあるが、実用上問題のない精度で予測できたと報告<sup>28)</sup>されている。また、アーク溶接止端部の疲労き裂に焦点を絞った疲労寿命評価方法として、溶接部をシェル要素でモデル化し、その溶接止端部の節点に発生する構造応力を評価パラメータとした手法<sup>29)</sup>がある。

市場における繰返し荷重負荷は、一定振幅であることは少なく、振幅、平均荷重が変化する変動荷重である場合が多い<sup>30)</sup>。アーク溶接部の疲労評価パラメータを扱った研究は比較的多く存在し、スポット溶接継手における変動荷重を扱った研究例<sup>21)</sup>はあるが、シャシ部品を想定した薄板アーク溶接部材について、変動荷重下における疲労寿命を詳細に検討した報告例は見られない。

以上従来 of 研究成果を踏まえ、自動車用薄鋼板溶接部材の疲労寿命評価と疲労寿命予測手法について、実用性、拡張性、信頼性を高めるため、下記の 2 つの研究課題が重要で、かつ工学的に意義があるものと考えた。

- ①薄板スポット溶接部材において、高強度鋼板の適用拡大が進むなか、部材の成形性と疲労特性に着目した疲労寿命評価手法を検討する。
- ②薄板アーク溶接部材において、市場での実働荷重条件を想定し、変動荷重下での疲労特性の解明と疲労寿命評価手法の検討を行う。

## 1.4 本研究の目的と構成

本研究においては、自動車用薄鋼板溶接部材の疲労寿命評価と疲労寿命予測手法の確立に向け、①薄板スポット溶接部材における部材の成形性と疲労特性に着目した疲労寿命評価手法の検討、および②薄板アーク溶接部材における変動荷重下での疲労特性の解明と疲労寿命評価手法の検討を特徴とした研究成果について報告する。その構成は以下のとおりである。

第2章では、薄板溶接部材の疲労試験および過去の研究における疲労データをもとに、市販の疲労解析プログラムの一つである nCode 社の FE-Fatigue について、予測精度の検証を行った。さらに、自動車技術会疲労信頼性部門委員会が提唱する平板弾性理論に基づく公称構造応力を用いたスポット溶接構造寿命予測手法および、繰返し負荷を受ける小規模降伏領域の寸法  $\omega^*$  によるアーク溶接構造寿命予測手法を用いて、同様の計算を行い、予測結果を比較検証した。

第3章では、部材の成形性と疲労特性に着目し、車体骨格材を模擬したスポット溶接箱型断面部材を用い、スプリングバックの影響を考慮した疲労寿命評価手法について検討した。具体的には、590MPa 級 Dual Phase 高強度鋼板をプレス成形し、スポット溶接で箱型断面部材を製作した後、ねじり荷重下での疲労試験を行った。さらに、FEM によりスプリングバックによる部材組立て時の変形を考慮した箱型断面部材の弾性解析を行い、溶接部での分担荷重を求め、前に述べた公称構造応力によるスポット溶接部疲労寿命評価手法を用いて本部材の寿命予測を試み、試験結果との比較検証を行った。

第4章では、高強度熱延薄鋼板をアーク溶接で接合した継手試験部材を用い、変動振幅荷重下での疲労試験を実施し、その疲労挙動を詳しく調べた。さらに、有限要素解析により溶接部の発生応力を算出し、レインフロー法による応力履歴サイクルカウントと修正マイナー (Miner) 則に基づいて、当該継手部材の疲労寿命評価を行い、実験結果と比較考察した。

第5章では、荷重相互作用がアーク溶接部の疲労寿命に及ぼす影響に着目し、高強度 (440MPa 級) 熱延薄鋼板を母材とする重ね隅肉アーク溶接継手を用いて、二

段繰返し変動荷重による疲労試験を行い，修正マイナー（**Miner**）則に基づく累積損傷値とその変動荷重条件の関係について実験的に検討した．さらに，電子線後方散乱回折（**EBS****D** : **E**lectron **B**ack-**S**cattering **D**iffraction）法を用いて，重ね隅肉アーク溶接継手の疲労き裂発生近傍を観察し，累積損傷値と微細組織の変化の関係について詳しく調べた．

第6章は結論である．



## 第 1 章の参考文献

- 1) 松田久一・合田英了：自動車技術，66-6（2012），p.24-31.
- 2) 例えば，薄鋼板成形技術研究会編：プレス成形難易ハンドブック 第3版，（2007），p.2-18，日刊工業新聞社.
- 3) 宇治橋貞幸：自動車技術，66-7（2012），p.12-17.
- 4) 新日鐵住金株式会社ウェブサイト  
[http://www.nssmc.com/tech/nssmc\\_tech/car/car\\_01/index.html](http://www.nssmc.com/tech/nssmc_tech/car/car_01/index.html)，（2013/9/15）.
- 5) 潮田浩作：自動車技術，66-6（2012），p.32-37.
- 6) 栗山幸久・橋本浩二・稲積透・渡辺憲一・福井清之：自動車技術会論文集，44-2（2013），p.511-516.
- 7) 中丸敏明：自動車技術，66-7（2012），p.71-76.
- 8) 丸尾泰弘・向公聖・遠山敬助・赤崎智康・飯塚幸夫・大窪明・塩崎毅・竹内悦男・牧野泰三・山本宗平・渡邊博：No.06-00自動車技術会シンポジウムテキスト，（2000），p.50-57.
- 9) 渡辺修・松本重人・中野善文・斉藤良行：溶接学会論文集，13-3(1995)，p.438-443.
- 10) 例えば自動車技術会編：自動車技術ハンドブック第7分冊（試験・評価編），（2006），p.1-6，自動車技術会.
- 11) 荻野幸二・熊倉佐恵・板倉一志：自動車技術，67-8（2013），p.2-6.
- 12) SAE Fatigue design and evaluation committee：Fatigue design handbook third edition，（1997），p.5-14.
- 13) 日本材料学会疲労部門委員会編：初心者のための疲労設計法，（2007），p.39-53，日本材料学会.
- 14) 中井善一：材料強度学，（2005），p.88-118，日本材料学会.
- 15) 鯉淵興二：No.06-00自動車技術会シンポジウムテキスト，（2000），p.26-31.
- 16) Rupp, A., Störzel, K. and Grubisic, V.：SAE Technical Paper Series, 950711（1995），p.1-11.
- 17) 岡部顕史・富岡昇・金子恒昭：自動車技術会論文集，36-6（2005），p.145-150.

- 18) 高橋雅之・富岡昇・岡島公紀・中原裕司・高橋伸一郎・今井健二・波多野啓二・小林英市：No.06-00 自動車技術会シンポジウムテキスト，（2000）， p.19-25.
- 19) 結城良治・大平壽昭・中務晴啓・李湲：日本機械学会論文集 A 編，51-467(1985) ， p.1772-1779.
- 20) 東郷敬一郎・大熊伴哉・島村佳信・尾島良文：材料， 58-7（2009）， p.627-634.
- 21) 種子島亮太・曙紘之・加藤昌彦・菅田淳：日本機械学会論文集 A 編，78-787(2012)， No.787, p.278-288.
- 22) 小串俊明・後藤浩之・砂山良彦： SUZUKI TECHNICAL REVIEW， 32(2006)， p.62-66.
- 23) 豊田慎・西野創一郎・大屋邦雄：2003 年自動車技術会春季学術講演会前刷集， 10-3（2003）， p.1-3.
- 24) Chen,G., Lin,S.-D., Knoerr,L., Sato,K. and Liu,J.： SAE Technical Paper Series,2002-01-0640（2002）, p.1-6.
- 25) 寺田耕輔・高橋進・高井亮二：塑性と加工， 51-597（2010）,p.963-968.
- 26) 赤崎智康・塩崎毅・遠山敬助・笠原敏郎：自動車技術会論文集,34-3(2003)， p.139-143.
- 27) 遠山敬助：No.12-05 自動車技術会シンポジウムテキスト，（2005）， p.9-15.
- 28) 新井良子・Axel WerkhauseN・浦川和士：2001 年自動車技術会春季学術講演会前刷集， 26-01（2001）， p.13-16.
- 29) Fermér,M.,Andréasson,M. and Frodin,B.:SAE Transactions, 107-5(1998),p.1280-1286.
- 30) 菅田淳：日本機械学会誌， 113-1094(2010), p.4-7.

## 第 2 章 薄板溶接構造部材の疲労寿命予測手法に関する検討

### 2.1 緒言

近年，車体設計において，CAE を中心とした最適構造設計技術，テーラードブラ  
ンクやハイドロフォームなどの新成形技術，高強度鋼板などの材料技術の採用によ  
り，衝突安全性能，部材剛性を向上させ，軽量化，車体コスト削減を実現してきた。  
軽量化，開発コスト削減を進める上で重要な課題のひとつに，車体の耐久性向上が  
ある．ボディやシャシ部材は加工された薄鋼板をスポット溶接，アーク溶接，リベ  
ットなどで締結された構造を成しており，応力集中する接合部が，疲労強度上の危  
険箇所となることがほとんどである．従って，開発設計段階において的確な疲労設  
計ができるよう，部材接合部の疲労寿命を精度よく容易に予測できるツールが必要  
とされている．

ここ数年，多くの疲労解析プログラムが市販され，徐々に設計現場に浸透しつ  
つあるが，その実用性や解析精度を評価したものが少ない．そこで，著者らが行った  
薄板溶接構造部材の疲労試験実験結果，並びに過去の研究における疲労データをも  
とに，市販の疲労解析プログラムの一つである nCode 社の FE-Fatigue を用いて，薄  
板溶接構造部材の寿命計算を行い，その疲労試験実験結果と比較評価した．また，  
日本自動車技術会（以下本章では JSAE と称す．）で確立した技術として提唱されて  
いる，スポット溶接部の公称構造応力を評価パラメータとした予測手法<sup>1),2)</sup>，およ  
びアーク溶接部の繰返し塑性域寸法  $\omega^*$  を評価パラメータとした予測手法<sup>3),4),5)</sup>を  
用いて同様の計算を行い，その予測結果を検証した．さらに，アーク溶接で接合さ  
れた実部品（フロントサブフレーム）について，前に述べた予測手法を用いて疲労  
寿命を予測するとともに，同部品の疲労耐久試験を実施し，予測寿命を検証した．

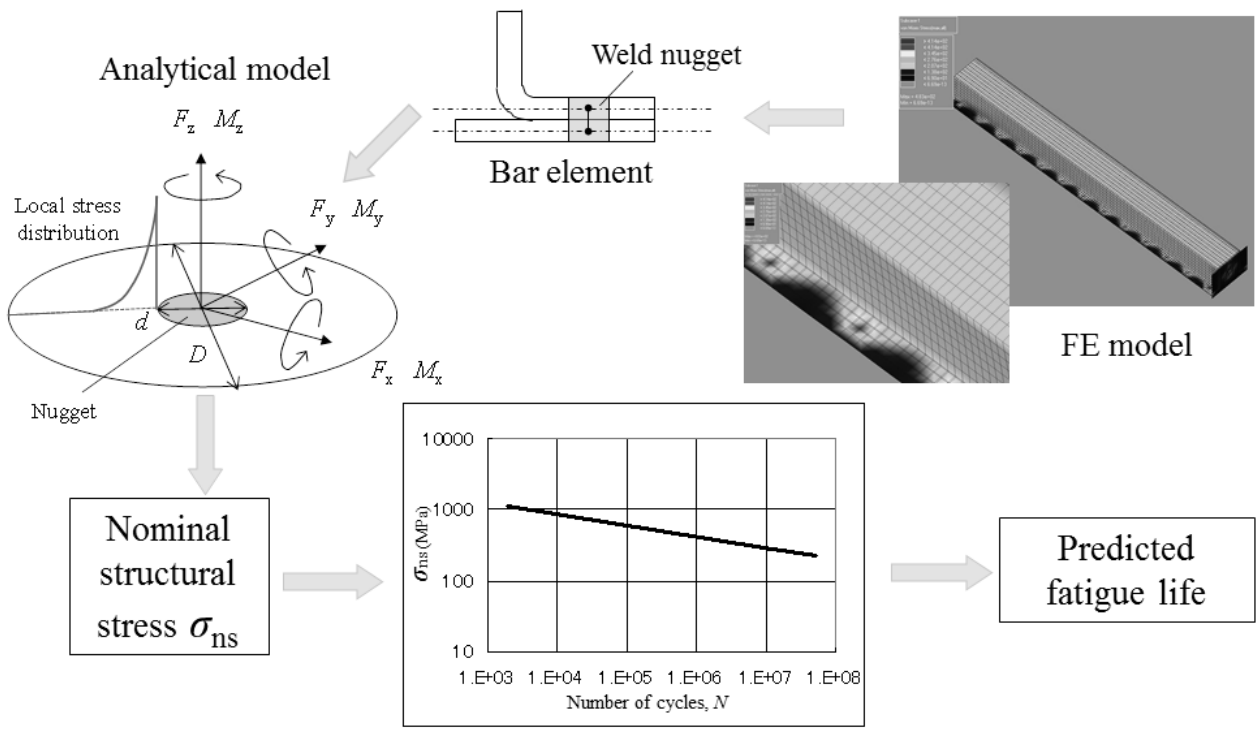
## 2.2 スポット溶接構造部材の疲労寿命予測

### 2.2.1 予測手法

FE-Fatigue が採用している疲労評価パラメータは、Rupp らにより提案された公称構造応力<sup>6)</sup>である。スポット溶接のシート部分およびナゲット部分に対応した基準の  $SN$  曲線がデータベースとして準備されており、これらのデータは薄板構造部材のスポット溶接に対応するように各種の実験結果をもとに作成されている。

予測手順の概要を Fig.2-1 に示す。溶接構造部材のモデルについては、接合される 2 枚の鋼板をシェル要素で、スポット溶接ナゲット部分を BAR（梁）要素でモデル化する。シェル要素は自動車部品のように曲面で構成する薄板構造物のモデル化によく用いられ、3 方向の並進変位成分と 3 軸回りの回転変位成分を持つ。BAR 要素はスポット溶接部の簡易モデルによく用いられ、シェル要素と同様に 6 つの変位成分を持ち、断面直径や断面二次モーメントなどの断面性能に関する数値を定義できる。通常、スポット溶接部の簡易モデルにおいては BAR 要素の直径をナゲット径とする。

つぎに、溶接構造部材のモデルを用いて実際に部材へ作用する荷重条件を設定して FEM 解析を行い、BAR 要素に作用する荷重  $F_x, F_y, F_z$  およびモーメント  $M_x, M_y, M_z$  を求める。ここで、 $F_x$  および  $F_y$  はせん断荷重、 $F_z$  ははく離荷重であり、 $M_x$  と  $M_y$  は曲げモーメント、 $M_z$  はねじりモーメントである。これらの荷重およびモーメントを用いて、各スポット溶接部に発生する公称構造応力を理論式より算出し、公称構造応力を基準の  $SN$  曲線に参照して各スポット溶接部の疲労寿命を求める。公称構造応力の算出手法については、Rupp らによる提案手法<sup>6)</sup>と JSAE 疲労信頼性部門委員会の提案手法<sup>2)</sup>を用いた。



$d$  : Nugget diameter  
 $D$  : Flange width  
 $F_x, F_y, F_z$  : Force acting on spot weld  
 $M_x, M_y, M_z$  : Moment acting on spot weld

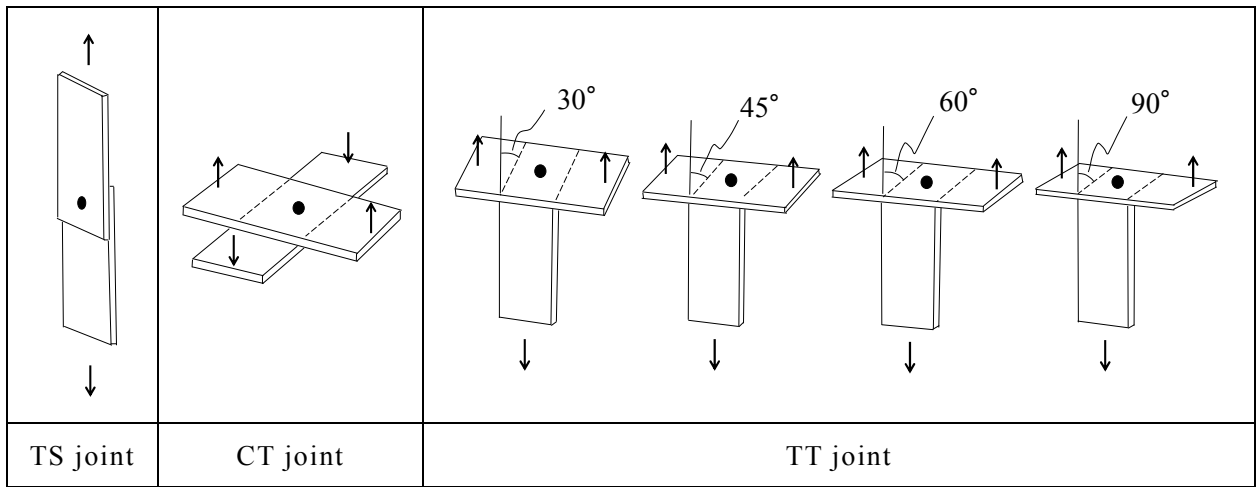
Fig.2-1 Procedure for fatigue life prediction

## 2.2.2 疲労実験データ

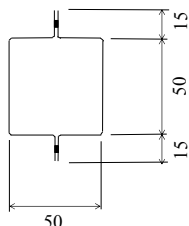
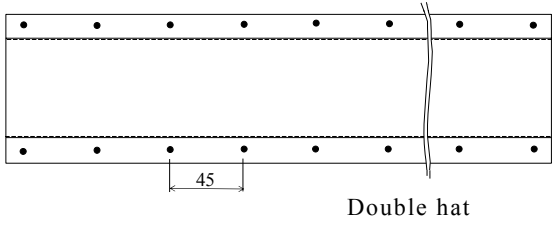
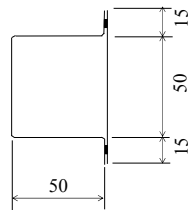
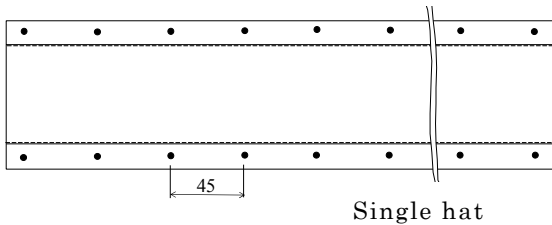
適用事例として、Fig.2-2(a)～(c)に示す過去に研究された部材モデル<sup>7)</sup>である単純スポット溶接継手<sup>8)</sup>、ハット型断面部材<sup>9)</sup>、箱形断面 T 字型結南部材<sup>10)</sup>を用いた。また、せん断荷重とはく離荷重が負荷する簡易スポット構造継手について、疲労試験を行い、本継手についても寿命予測計算を行った。簡易スポット構造継手の部材形状と荷重方向については Fig.2-2(d)に示す。

## 2.2.3 F E モデル

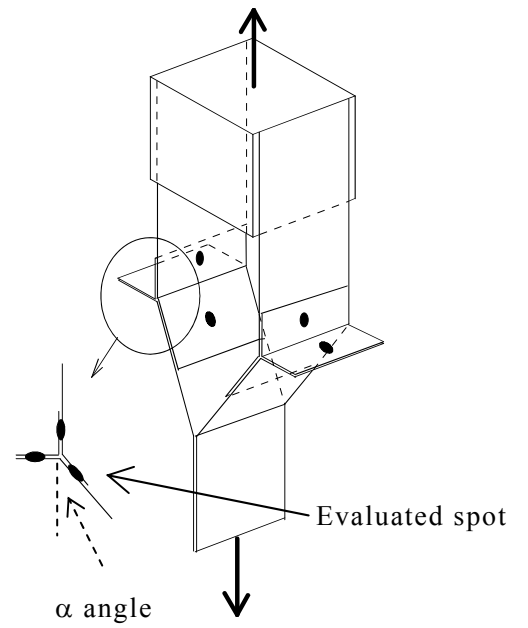
各試験部材の FE モデルを Fig.2-3 に示す。ソルバーは MSC.Nastran を使い、シェル要素と BAR 要素でモデル化した。各モデルとも接触は考慮せずに三次元弾性解析を実施した。但し、Fig.2-3(a)に示す TT 継手については、計算上、継手上部でシェル要素の貫通 (penetration) が生じ、実際の変形モードと乖離するため、図に示すように RBE 要素で鋼板端部の節点を上下方向の自由度のみについて連結し、シェル要素の貫通現象を無くした。RBE 要素は節点間を剛体結合する場合に用いられ、連結する自由度を指定することができる。



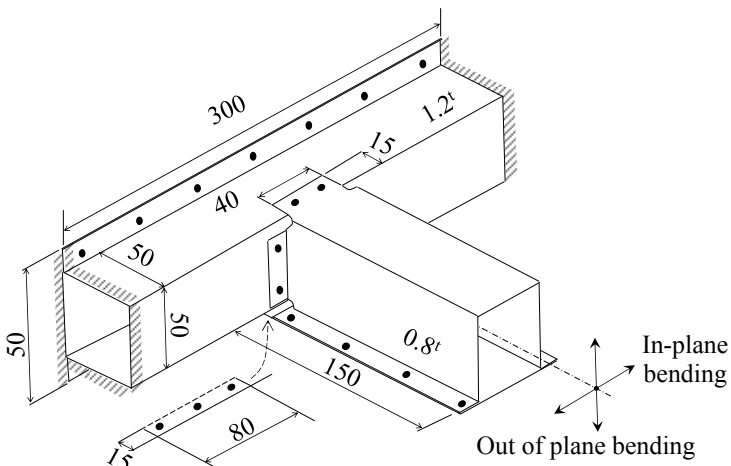
(a) Spot welded specimens



(b) Hat shaped section structure

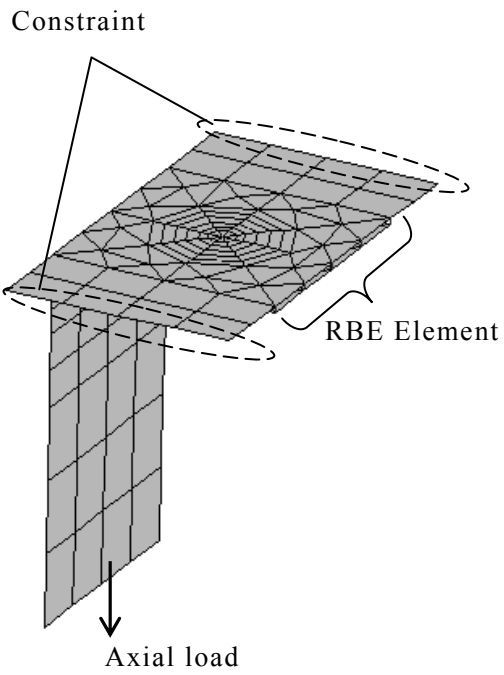


(d) Spot welded semi-structure

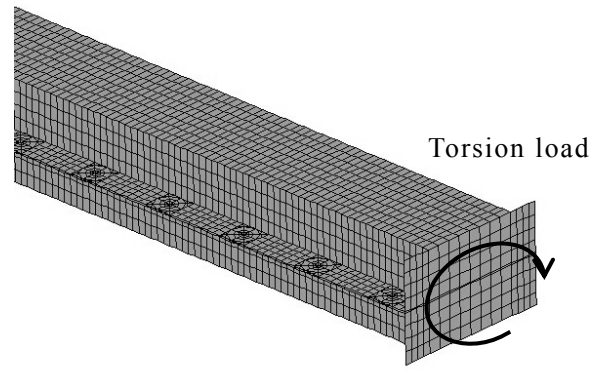


(c) T shaped structure

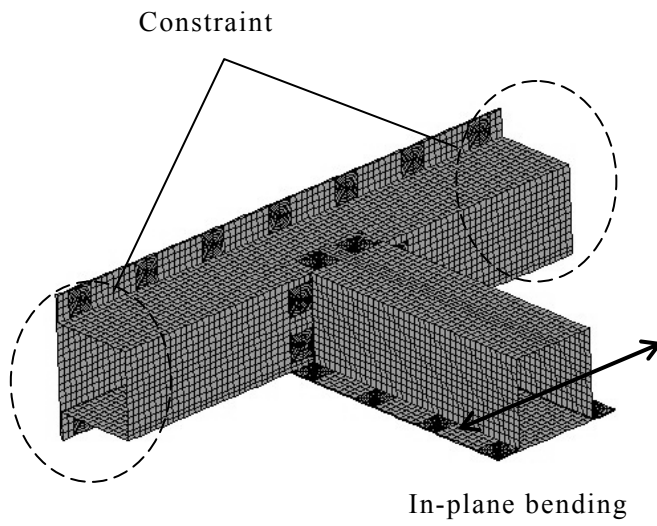
Fig.2-2 Schematic of spot welded structure



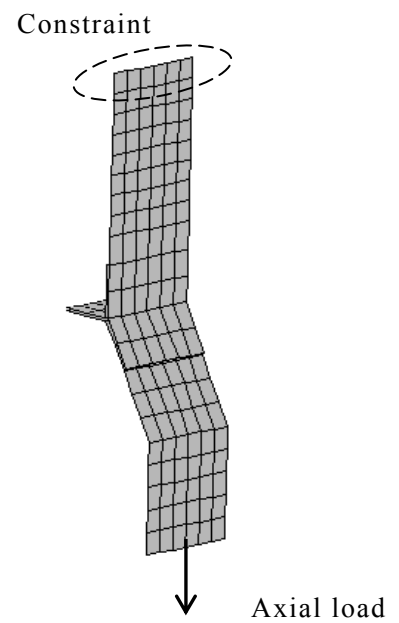
(a) TT joint



(b) Hat shaped section structure



(c) T-shape structure



(d) Spot welded semi-structure

Fig.2-3 Schematic representation of FE models



## 2.2.4 疲労試験実験データと予測寿命の比較

各単純スポット溶接継手の疲労試験実験結果と予測結果を比較した疲労寿命線図（縦軸を疲労荷重とする  $LN$  線図）を Fig.2-4~7 に示す。予測寿命値については、FE-Fatigue を用いた予測結果と JSAE 疲労信頼性部門会の提案手法を用いた予測結果を示している。グラフが示すように予測結果は実験結果とほぼ一致しており、FE-Fatigue と JSAE 手法の予測精度の差はほとんど無い。TT 継手以外については、予測結果は実験結果に対し低寿命側の傾向にあり、TT 継手については、高寿命側の傾向にある。これは、RBE 要素で鋼板端部の節点を上下方向の自由度のみについて連結し、水平方向に作用する摩擦は考慮していないため、スポット溶接部に作用するはく離荷重成分を幾分小さく見積もったためと考えられる。

ハット型断面部材、箱形断面 T 字型結合部材の疲労試験実験結果と予測結果を比較した疲労寿命線図（ $LN$  線図）を Fig.2-8, Fig.2-9 に示す。グラフが示すように予測結果と実験結果はほぼ一致しており、FE-Fatigue と JSAE 手法の予測精度の差はほとんど無い。また、せん断荷重（ $F_x$ ,  $F_y$ ）とはく離荷重（ $F_z$ ）が負荷する簡易スポット構造継手について、予測結果と実験結果の比較を Fig.2-10, Fig.2-11 に示す。簡易スポット構造継手では、Fig.2-2(d)に示す角度  $\alpha$  が大きくなるに従い、評価対象のスポット溶接部に作用するはく離荷重成分が増加する。FE-Fatigue と JSAE 手法の予測結果は同様な傾向を示し、 $\alpha$  の角度が 15 度以外の継手については、予測結果と試験結果が大きく異なった。この原因は不明であるが、モデルにおいて考慮しなかった摩擦や接触の影響が起因しているものと考えられる。

各部材の疲労試験実験結果と予測結果を総合的に比較するため、FE-Fatigue で算出した公称構造応力で整理した疲労寿命線図（ $\Delta \sigma_{ns}-N$  線図）を Fig.2-12 に、JSAE 手法で算出した公称構造応力で整理した疲労寿命線図（ $\Delta \sigma_{ns}-N$  線図）を Fig.2-13 に示す。双方のグラフが示すように、継手形式や負荷方向に関係なく実験データは比較的狭いバンド域で予測ベースライン上に分布しており、予測結果は、実験結果にほぼ一致している。また、FE-Fatigue と JSAE 手法の予測精度の差はほとんど無いことがわかる。

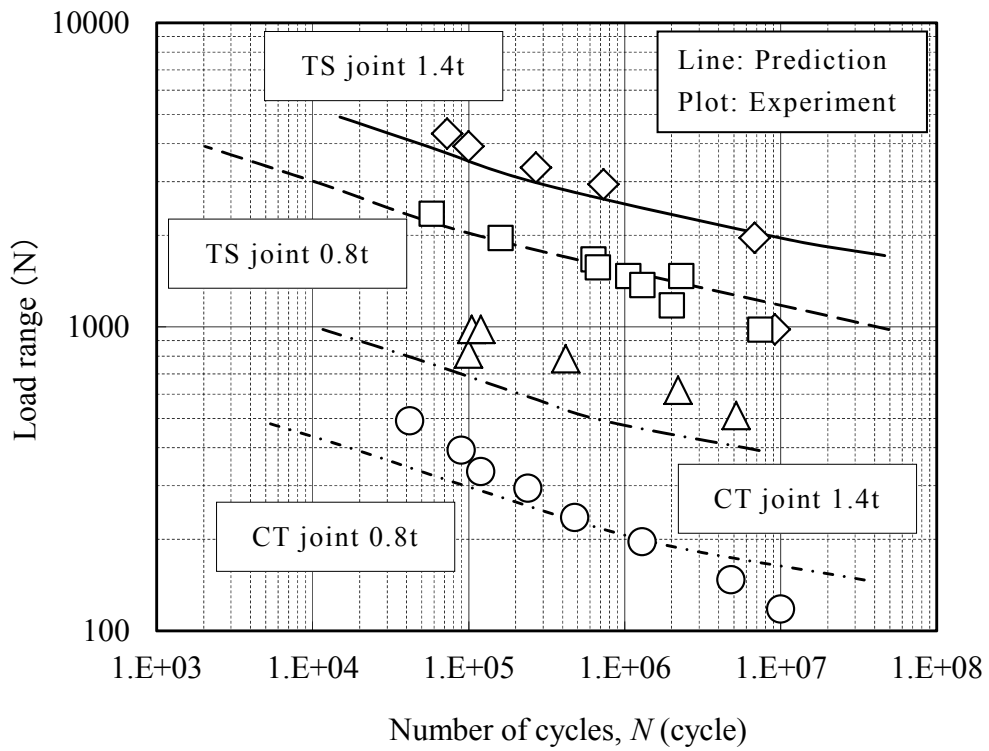


Fig.2-4 Comparison between predicted and experimental results for TS joint and CT joint by means of FE-Fatigue

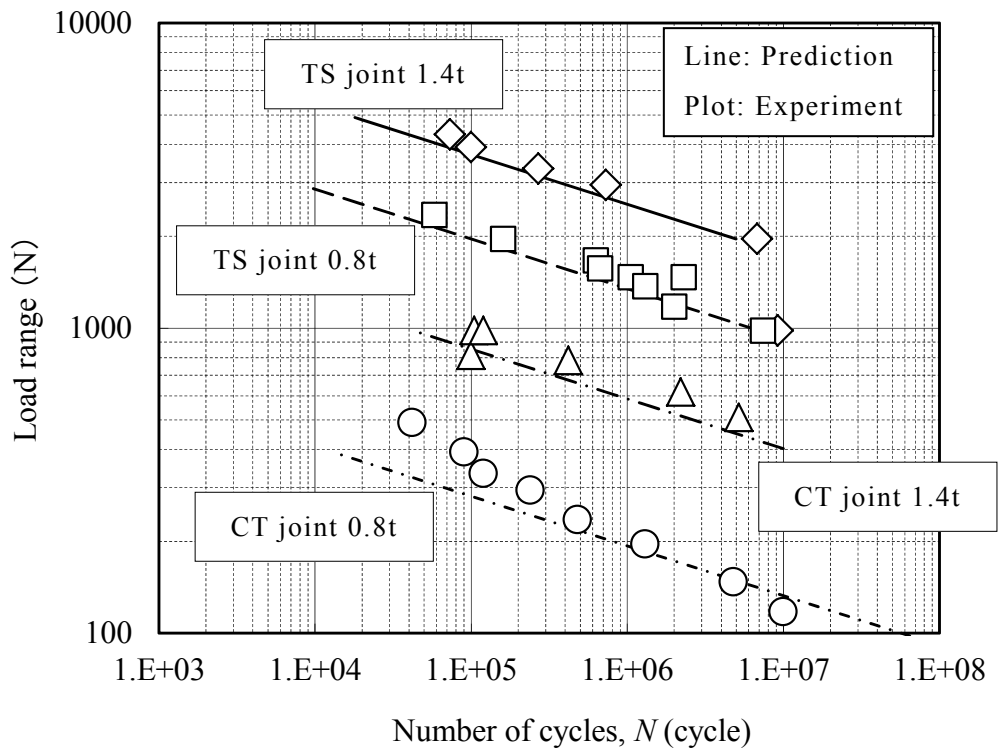


Fig.2-5 Comparison between predicted and experimental results for TS joint and CT joint by means of JSAE method

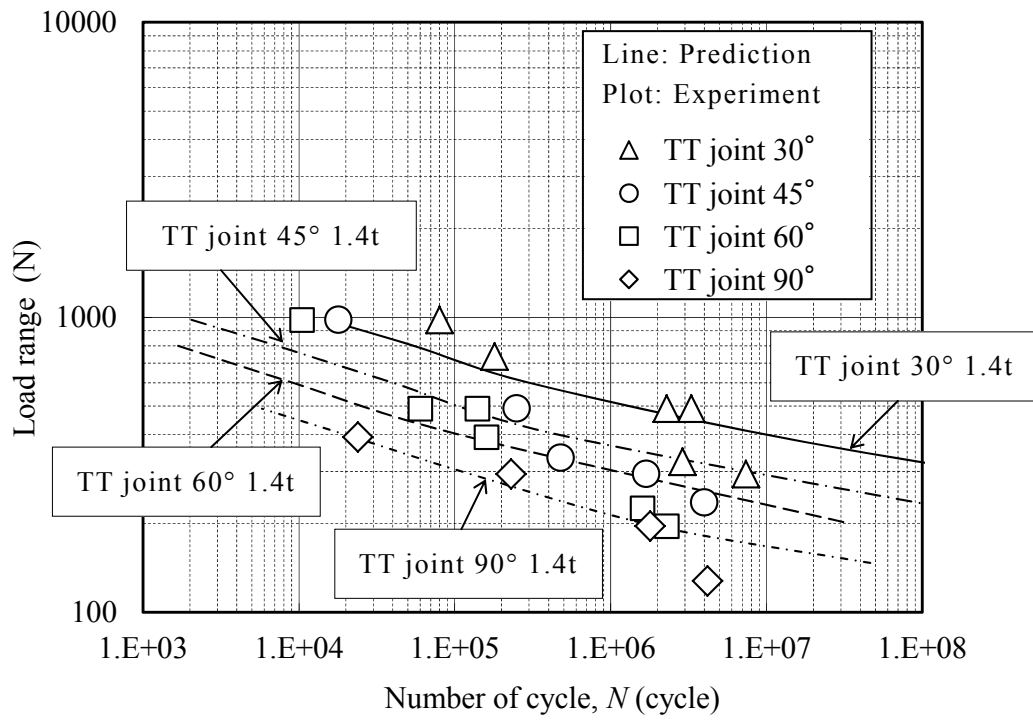


Fig.2-6 Comparison between predicted and experimental results for TT joint by means of FE-Fatigue

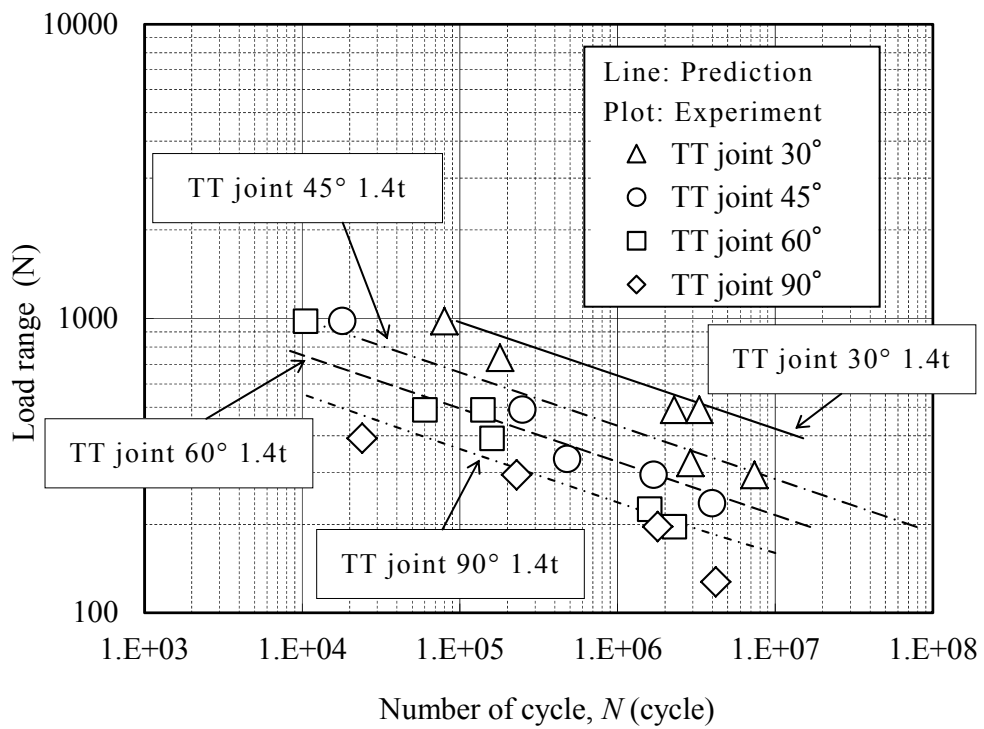


Fig.2-7 Comparison between predicted and experimental results for TT joint by means of JSAB method

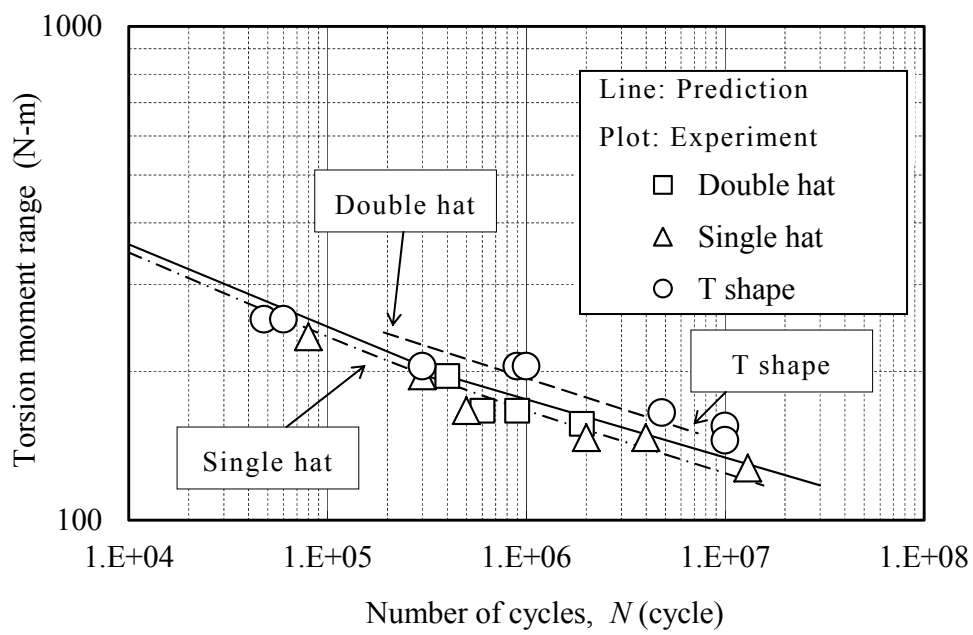


Fig.2-8 Comparison between predicted and experimental results for spot welded structures by means of FE-Fatigue

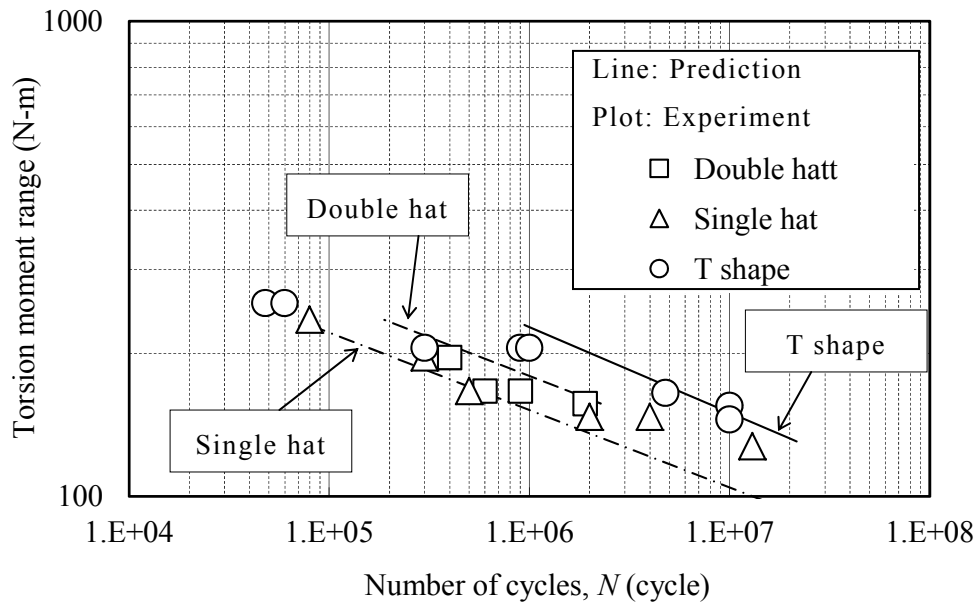


Fig.2-9 Comparison between predicted and experimental results for spot welded structures by means of JSAE method

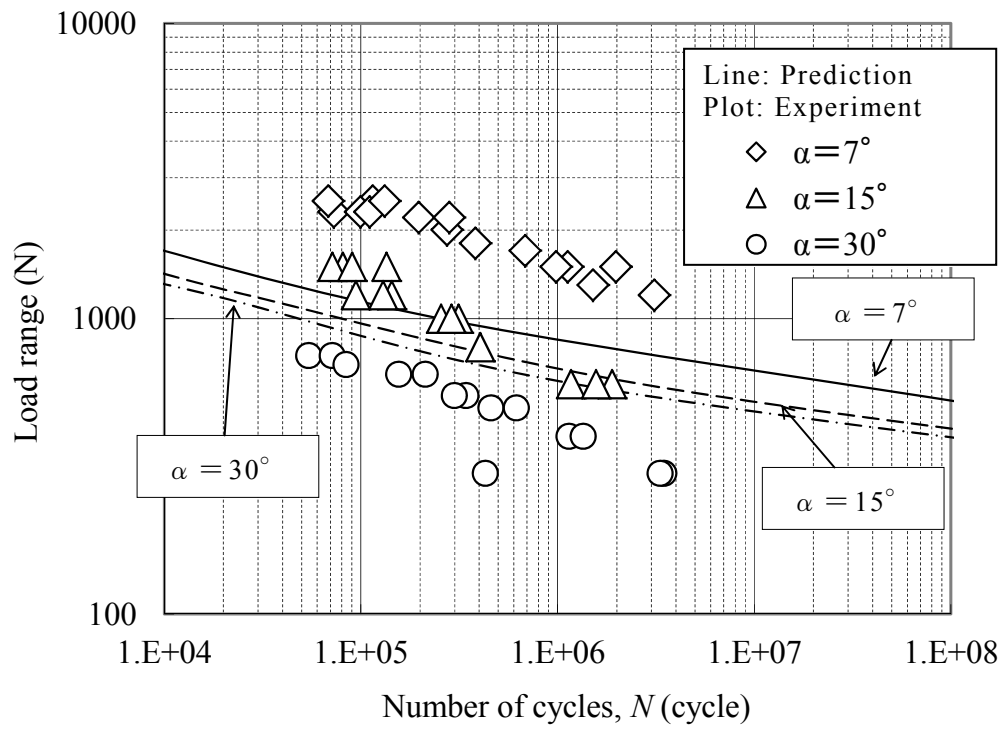


Fig.2-10 Comparison between predicted and experimental results for spot welded semi-structures by means of FE-Fatigue



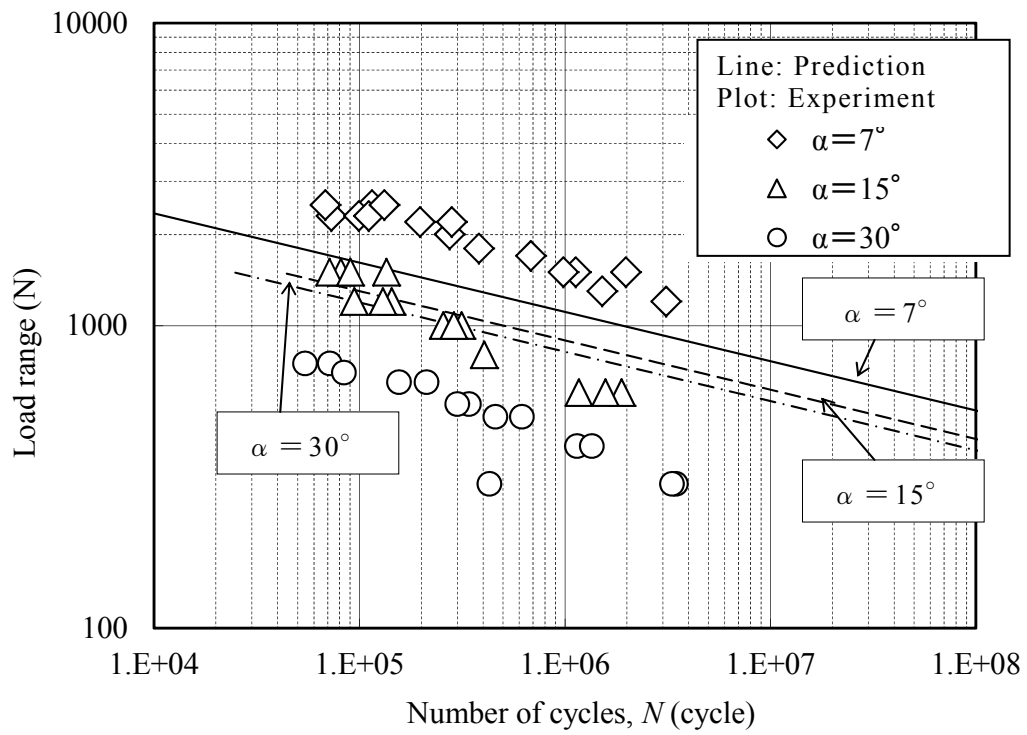


Fig.2-11 Comparison between predicted and experimental results for spot welded semi-structures by means of JSAE method

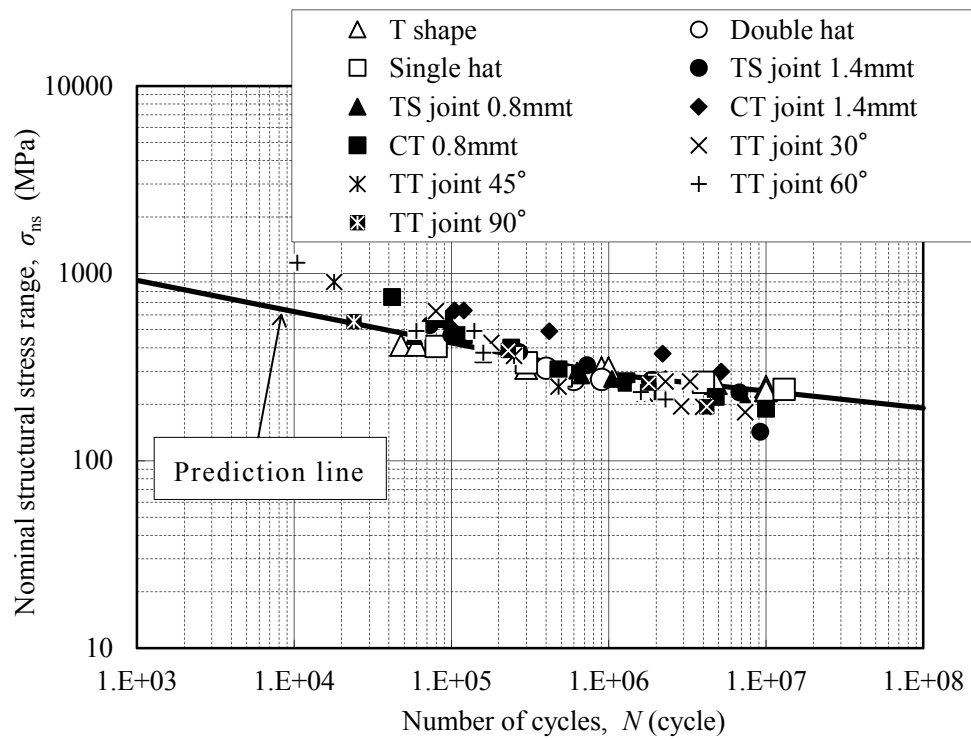


Fig.2-12 Comparison between predicted and experimental results for spot welded joints by means of FE-Fatigue on  $\Delta \sigma_{ns}-N$  curve

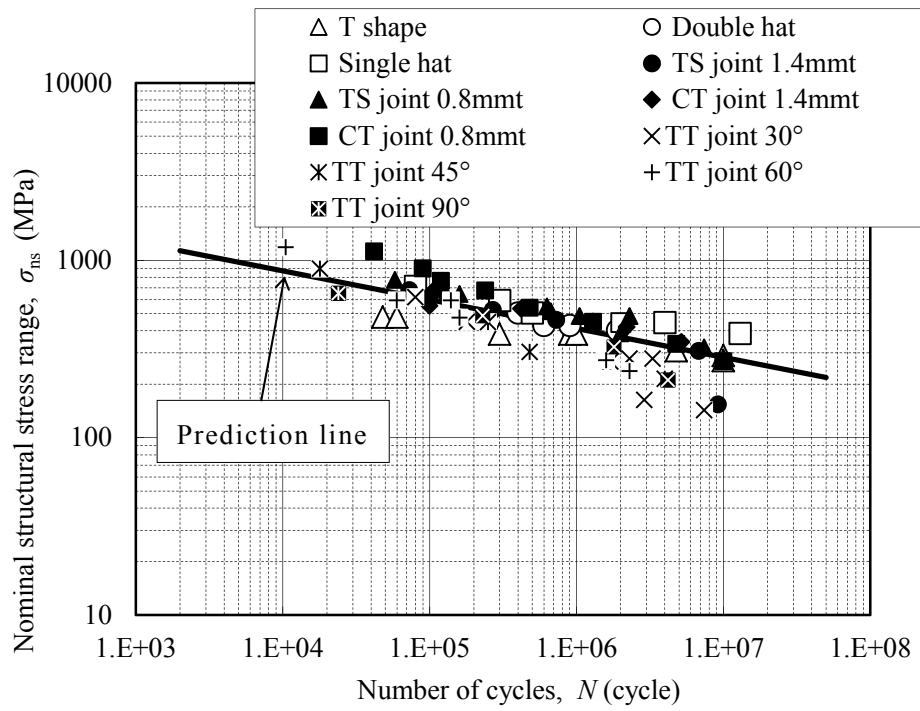


Fig.2-13 Comparison between predicted and experimental results for spot welded joints by means of JSAE method on  $\Delta \sigma_{ns}$ - $N$  curve

## 2.3 アーク溶接構造部材の疲労寿命予測

### 2.3.1 予測手法

疲労解析プログラム FE-Fatigue に採用されているアーク溶接構造部材の予測手法は、Volvo Car Corporation と Chalmers Univ. of Technology が提案する手法<sup>1)</sup>に基づいている。アーク溶接部を線接合とみなしてシェル要素でモデル化し、その溶接部に発生する主応力を評価パラメータとしており、構造応力と称している。その構造応力は、止端部に発生する曲げ応力と垂直応力を含んでおり、局所応力場を代表させる構造的な応力集中を示す評価パラメータである。FE-Fatigue には、さまざまな形状の溶接構造部材の疲労試験実験結果から求めた基準の  $SN$  曲線が設定されており、その基準の  $SN$  データは、溶接部に発生する応力形態によって二種類に分類されている。一つは、曲げ応力の寄与が大きい Flexible case であり、もう一つは曲げ応力の寄与が少ない Stiff case である。それぞれの応力形態に応じた基準の  $SN$  曲線(Flexible curve, Stiff curve)が準備されており、その応力形態の判別基準については、以下の式により Flexibility ratio  $R$  を求めて判断し、Stiff curve と Flexible curve のしきい値は標準値として  $R = 0.5$  としている。

$$R = \frac{|\sigma_b|}{|\sigma_b| + |\sigma_n|} \quad (2-1)$$

$$\sigma_n = (\sigma_{top} + \sigma_{btm})/2 \quad (2-2)$$

$$\sigma_b = (\sigma_{top} - \sigma_{btm})/2 \quad (2-3)$$

ここに、 $\sigma_{top}$  は板上面の応力、 $\sigma_{btm}$  は板下面の応力である。

式(2-1), (2-2), (2-3)より求めた  $R$  の値と構造応力に基づいて基準の  $SN$  曲線を参照し、各アーク溶接部の疲労寿命を予測する。

また、本予測手法に加えて、予測精度の比較のため、JSAE 疲労信頼性部門委員会で検討された小規模降伏領域寸法  $\omega^*$  によるアーク溶接構造寿命予測手法<sup>3),4),5)</sup>を

用い、同一の試験片について寿命予測を実施した。その予測手法は、溶接止端部を鋭い切欠きと仮定し、その切欠き近傍の小規模降伏領域寸法  $\omega^*$  を寿命評価パラメータとする手法である。なお、小規模降伏<sup>12)</sup>とは、切欠き先端の塑性域の寸法が切欠きの長さに比べて十分小さく、切欠き先端近傍を除いては弾性変形をなす状態である。

### 2.3.2 疲労実験データ

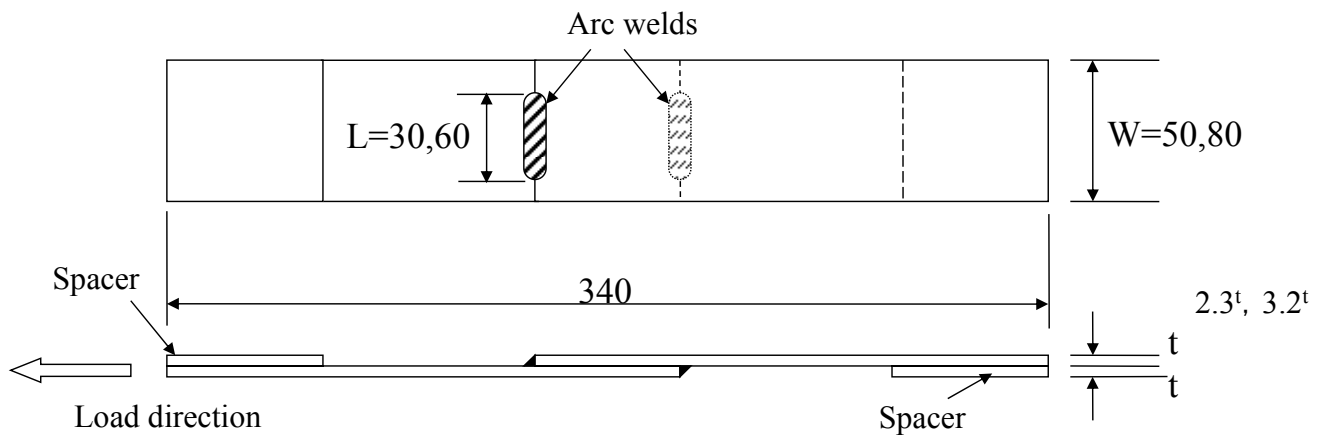
前に述べた予測手法の検証事例として、440MPa級の熱延鋼板を用いて溶接始末端を持つ2枚組の重ね隅肉継手<sup>13)</sup>(以下重ね隅肉継手と称す。)と、3枚組の重ね隅肉継手を製作し、繰返し引張荷重による疲労試験を行いその疲労試験実験結果を用いた。Fig.2-14に示すように、重ね隅肉継手については、板厚、溶接長さ、試験片幅を変更した四種類の継手試験片を製作した。Fig.2-15に示す3枚組の重ね隅肉継手については、板厚2.3mmの鋼板を用い、一種類の試験片を製作した。継手鋼板の化学組成および機械的性質をTable 2-1に示す。疲労試験は、荷重容量200kNの島津製作所製油圧サーボ式疲労試験機を用い、荷重制御状態で応力比0.1の条件で実施した。負荷時における継手の面外変形を極力小さくするため、チャック部に同じ板厚の小片スペーサを挟んで当該継手を試験機に装着した。継手の溶接止端にできる限り近い位置にゲージ長さ1mmのひずみゲージを数箇所貼付し、試験中に一定の間隔でひずみ値を取得して、疲労き裂の発生に伴うひずみの変化を測定した。本実験では、測定されたひずみ範囲が初期値の20%低下した時点の繰返し数をき裂発生寿命  $N_{20}$  と定義<sup>14)</sup>した。止端から5mm離れた位置の残留応力をX線により測定し、測定結果をFig.2-16に示す。残留応力は始端では各継手とも圧縮残留応力である。終端では他に比べて比較的拘束力が大きいと思われる板厚3.2mmで溶接長さ30mmの2つの試験片で引張残留応力が測定された。その他の場合には、圧縮の残留応力であった。本試験片は溶接時の入熱が板を貫通して裏面まで達しており板厚方向の変形拘束はないこと、かつ溶接時に重ね部の中央のみを表裏面から挟むのみで試験片の面内変形に対して拘束しなかったことから、厚鋼板の溶接部で測定されるような降伏応力レベルの引張残留応力は測定されなかった。

Fig.2-17 に各試験片の試験後の外観を示す。いずれも疲労き裂は試験片の幅方向、中央付近では溶接止端に沿って真っ直ぐに進展しているようであるが、始端では溶接止端に沿って少し湾曲したような形になっており、始端の応力集中がき裂進展経路に影響したと考えられる。全般的に、始端部付近に位置するひずみゲージの測定値が他の位置のゲージに比べ低下が早い傾向であり、始端部付近でき裂が発生したと推察される。Fig.2-16 によると始端部には降伏応力以下の圧縮残留応力が認められた。しかしながら、始端部の止端半径は終端部の止端半径より小さく<sup>13)</sup>、応力集中の度合いが大きいため始端部から疲労き裂が発生したと考えられる。

各重ね隅肉継手について、ひずみ範囲 20%低下を最初に示した位置のひずみゲージの初期ひずみ範囲を縦軸にとってき裂発生寿命  $N_{20}$  との関係を示したものを Fig.2-18 に示す。板厚、溶接長さ、試験片幅の違いにかかわらず、ひずみ範囲で  $N_{20}$  を整理するとあるバンド幅に収まり、JSAE で求められたアーク溶接継手の疲労寿命データの回帰式<sup>14)</sup>の傾きにおおむね一致する結果となった。

また、予測手法の検証事例として、JSAE 疲労信頼性部門委員会の共同研究で実施されたアーク溶接継手の疲労試験実験結果<sup>14),15)</sup>について、実験結果と予測結果の比較検討も行った。アーク溶接継手の三種類（T 字継手、フレア継手、重ね継手）の継手形状と荷重方向を Fig.2-19 に示しており、各継手は溶接始末端を有している。

さらに、実部品における検証事例として、市販のシャシ部品を用いて疲労試験を行い、実験結果と予測結果の比較を行った。シャシ部品は 2.3mm の 270MPa 級鋼板製で板厚は 2.3mm であり、Fig.2-20 に示すようにシャシ部品にブラケットがアーク溶接で接合されている。疲労試験では、シャシ部品の 4 か所を治具で固定し、ブラケットを介して装着したロアアームへアクチュエーターにより繰返し荷重を作用させた。寿命判定については、適当な間隔で試験を停止し、カラーチェックにより溶接部近傍のき裂の有無を目視で確認してき裂発生寿命を求めた。



L \ W		t	2.3	3.2
		30	50	○
30	80	—	○	
60	80	—	○	

○ : Test  
 — : No test

Unit : mm

Fig.2-14 Schematic representation of arc welded lap joints with weld start and end points

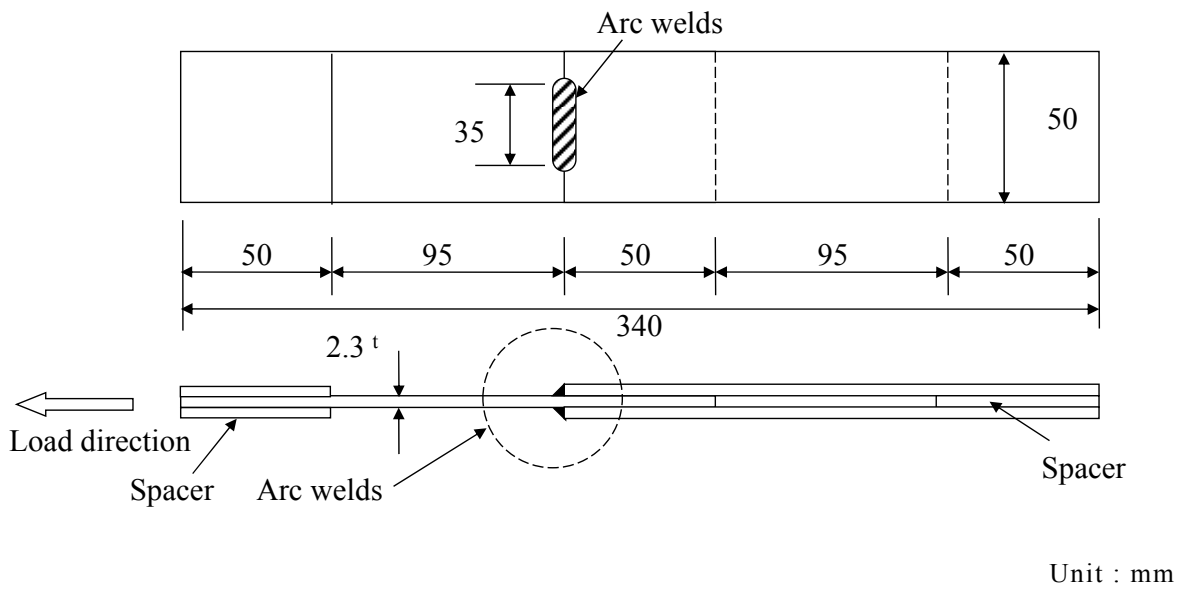


Fig.2-15 Schematic representation of three-sheet arc welded lap joints with weld start and end points



Table 2-1 Chemical composition and mechanical properties of base metals

Steel	Thickness (mm)	Chemical compositions (wt%)					Mechanical Properties*		
		C	Si	Mn	P	S	Yield stress	Tensile strength	Elongation
440MPa Class	2.3	0.14	0.01	0.42	0.011	0.0054	306	430	36.5
	3.2	0.13	0.09	0.76	0.018	0.0035	323	474	34.7

\*Unit: Yield stress and Tensile strength(MPa), Elongation(%)

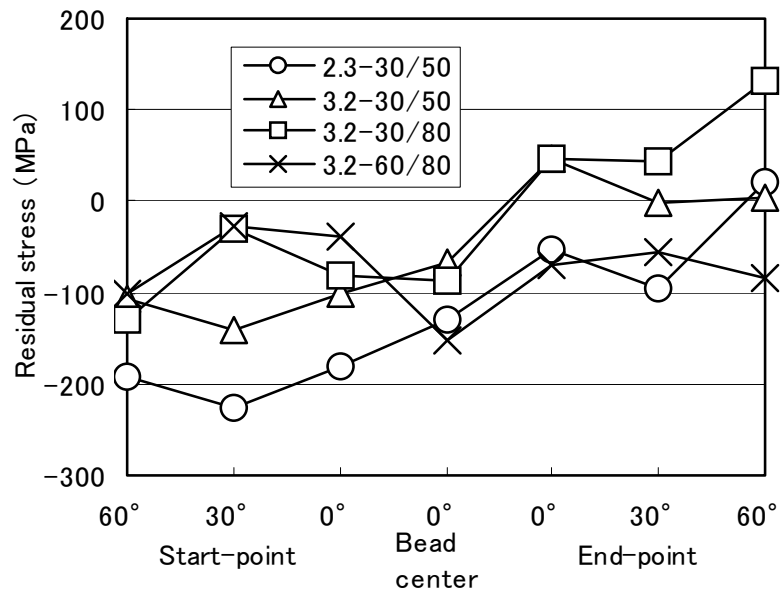
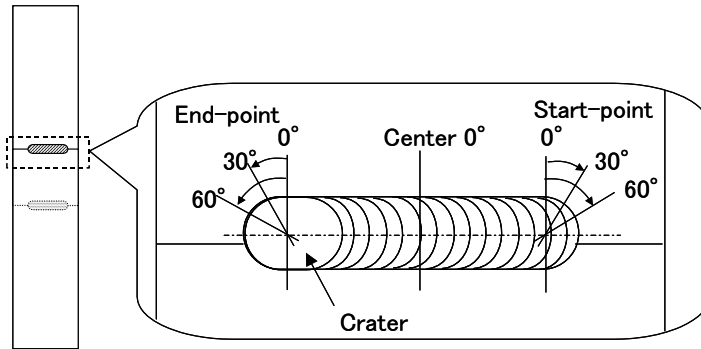


Fig.2-16 Residual stress distributions 2 mm apart from weld toe



Fig.2-17 Photograph of typical tested specimens on arc welded lap joints

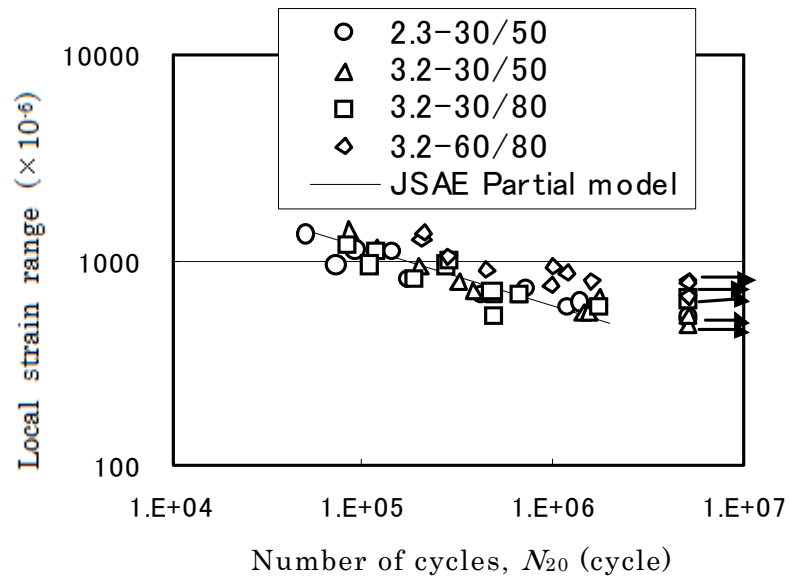


Fig.2-18 Fatigue strength of arc-welded lap joints with weld start and end point

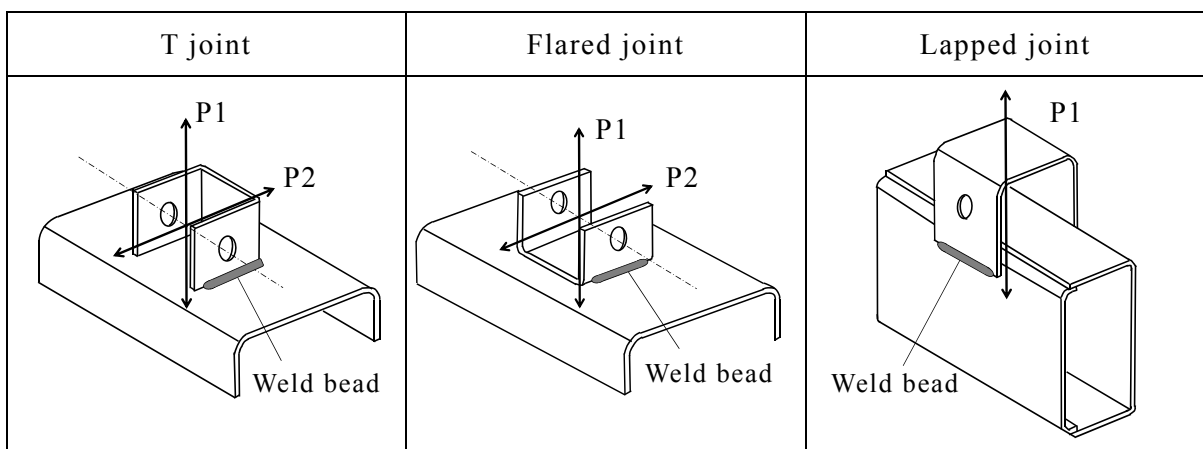
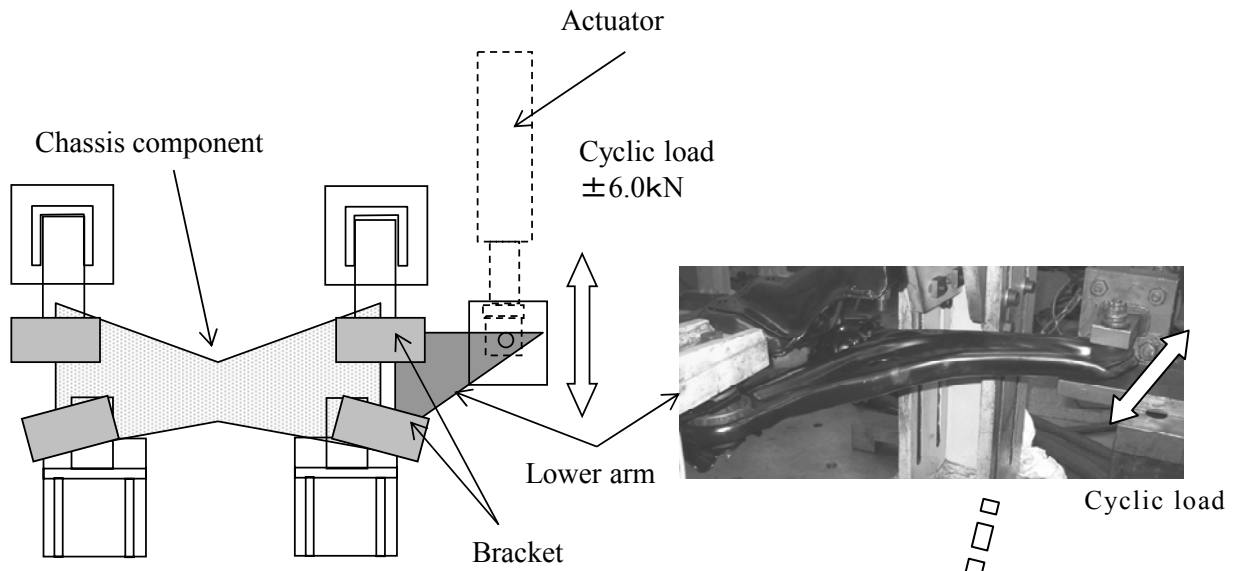
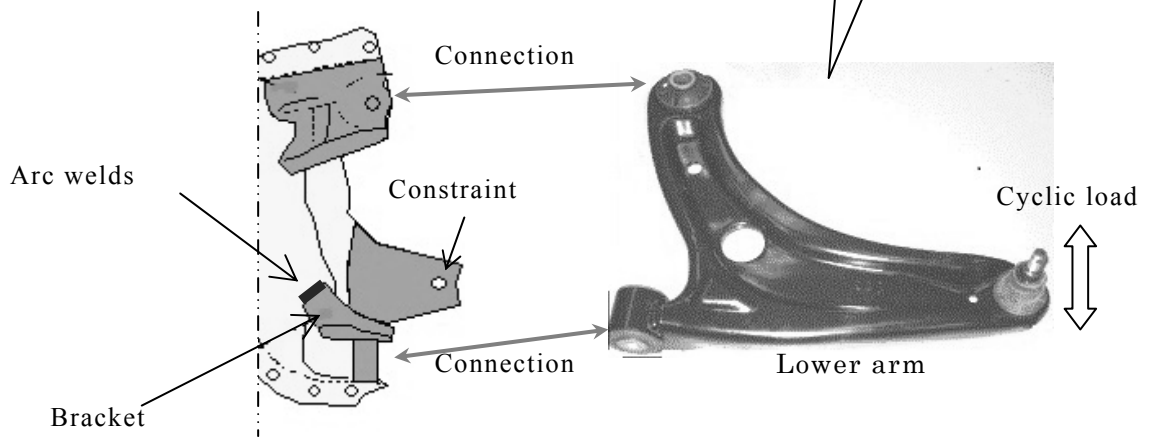


Fig.2-19 Schematic of arc welded structures studied by JSAE



(a) Overview of chassis fatigue test



(b) Underside view of chassis fatigue test

Fig.2-20 Fatigue test of chassis component

### 2.3.3 FEモデルおよび弾性解析結果

FE-Fatigueによる寿命予測に用いたFEモデルの一例をFig.2-21に示す。本モデルの鋼板部および溶接部をシェル要素でモデル化しており、三次元弾性解析を汎用ソルバーであるMSC.Nastranを用いて行った。

Fig.2-22に、小規模降伏領域寸法 $\omega^*$ を求めるために用いた重ね隅肉継手のFEモデルを示す。 $\omega^*$ による寿命予測手法においてはFig.2-22(c)に示すように止端部断面形状を折れ線境界で近似し、止端半径をゼロとして鋭い切欠きと仮定している。止端部折れ線境界の二等分線上の応力分布は特異場となり、止端に原点をとるとその応力分布は式(2-4)で表される。

$$\sigma = \frac{K}{r^\lambda} \quad (2-4)$$

ここに、 $r$ は二等分線上での原点からの距離、 $\sigma$ は止端部断面における主応力、 $K$ は局所応力パラメータ、 $\lambda$ はフランク角(止端部の角度) $\alpha$ によって決まる定数である。式(2-4)を用いて、小規模降伏を仮定して止端部近傍の繰返し応力に対する塑性域寸法 $\omega^*$ は以下に示す式(2-5)で求めることができる<sup>3),4),5)</sup>。

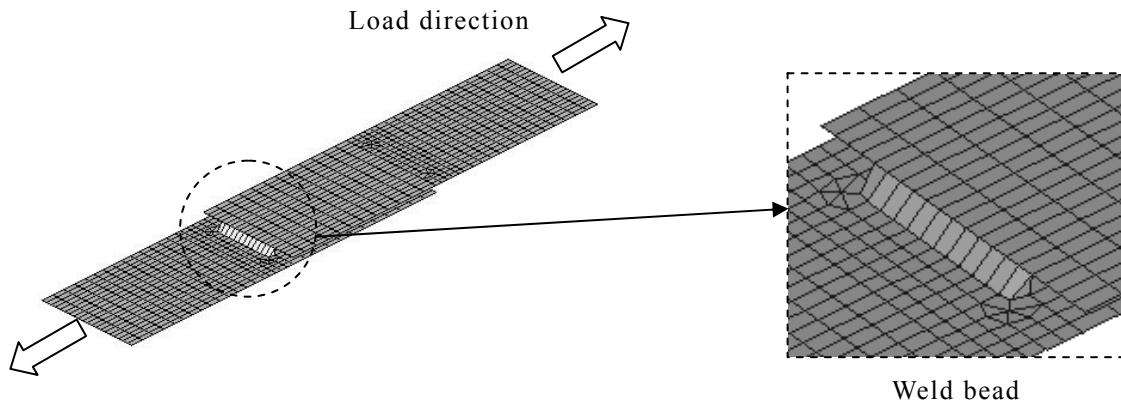
$$\omega^* = \frac{1}{1-\lambda} \sqrt[\lambda]{\frac{K}{2\sigma_y}} \quad (2-5)$$

ここに、 $\sigma_y$ は降伏応力である。

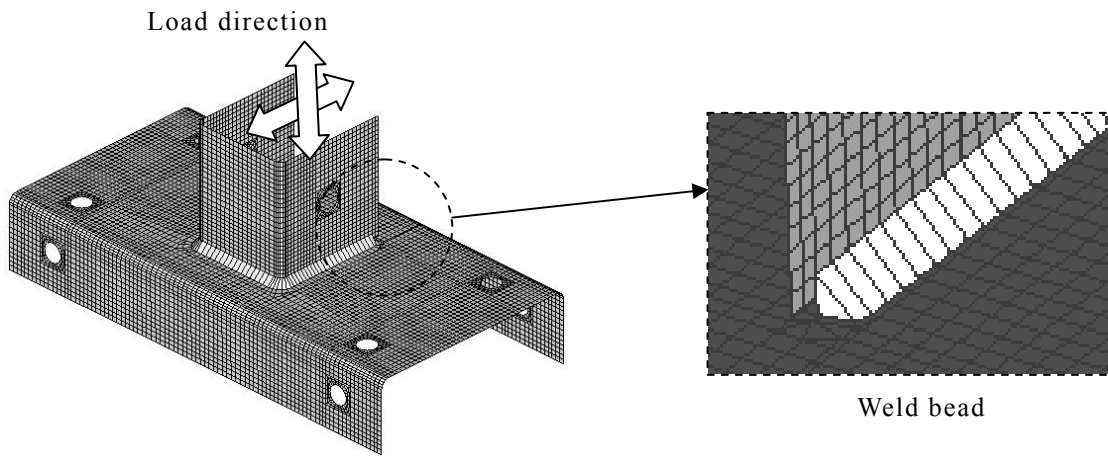
Fig.2-22(a)に示すように、重ね隅肉継手の鋼板部および溶接部をソリッド要素でモデル化しており、溶接部はフランク角135度である標準的なビード形状とした。ソルバーはMSC.Nastranを用いて三次元弾性解析を実施し、最大応力が発生する溶接部の断面を求めた。Fig.2-22(b)は、主応力分布の計算例を示しており、いずれの継手においても溶接始末端部に最大応力部が存在した。溶接部の最大応力発生部の断面を約0.001mmサイズの平面応力要素を用いて二次元平面モデルとした。二次元平面モデルの境界条件として、三次元弾性解析より得られた変位データをもとにモデル周囲に強制変位を与えて溶接止端部近傍の応力分布を求めた。その応力分布

を式 (2-4) で近似し,  $K$ ,  $\lambda$  の値を求めた上で, 式 (2-5) から  $\omega^*$  の値を算出した.  
 $\omega^*$  の値を文献<sup>3),4),5)</sup>で実験的に求められている基準の  $\omega^*$ - $N$  線図に参照して重ね隅  
肉継手の疲労寿命を求めた.



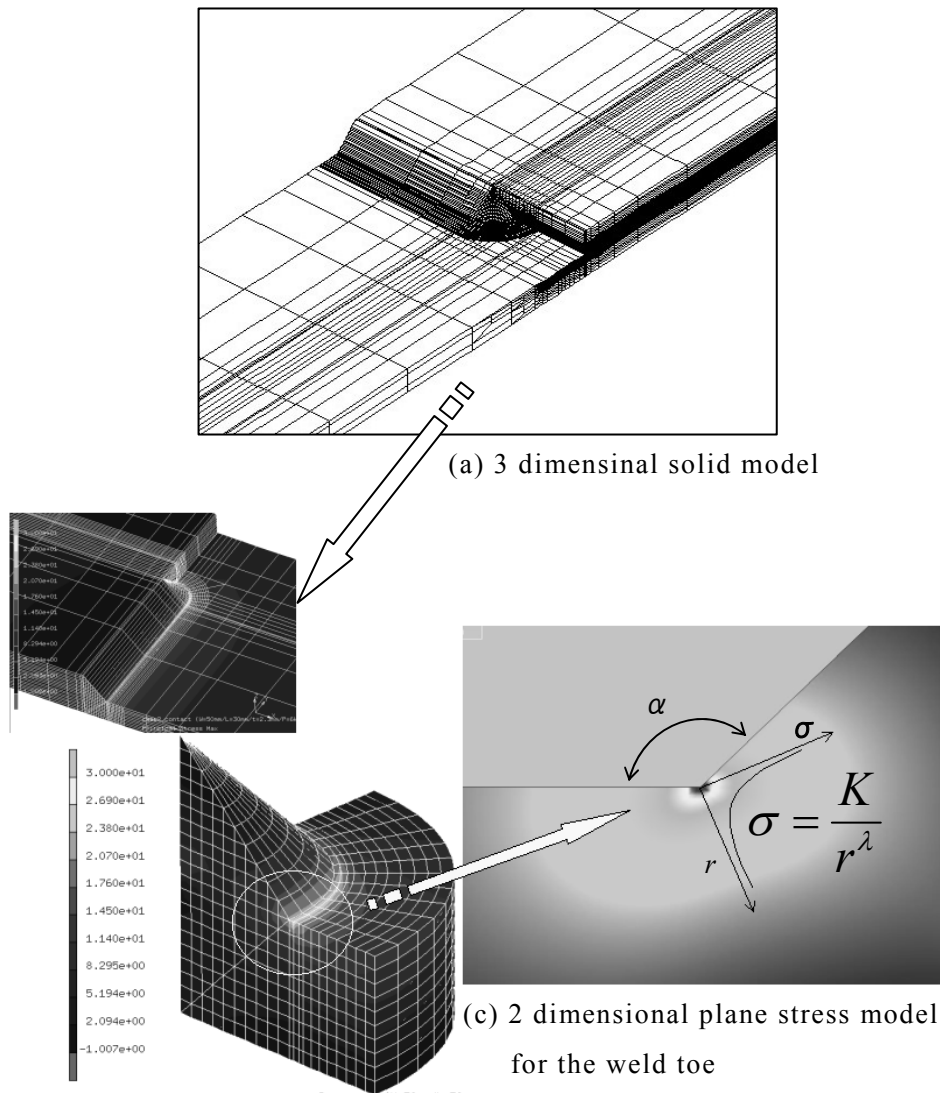


(a) FE-model for two-sheet lap joints



(b) FE-model for T-joints

Fig.2-21 Schematic representation of FE models of arc-welds for FE-Fatigue



$r$  : Distance from the toe on the flank angle bisecting line  
 $\sigma$  : Principal stress  
 $K$  : Local stress parameter  
 $\lambda$  : Local stress singularity index

Fig.2-22 Schematic representation of FE models of arc welded lap joints with weld start and end points for obtaining  $\omega^*$

### 2.3.4 疲労試験実験データと予測寿命の比較

各重ね隅肉継手に関する疲労試験実験結果と予測結果を比較した疲労寿命線図（縦軸を疲労荷重とする  $LN$  線図）を Fig.2-23～26 に示す。各継手において、FE-Fatigue の予測結果は、長寿命側の予測となり実験結果と一致しなかったが、 $\omega^*$  による手法での予測結果は実験結果に比較的一致した。FE-Fatigue において定義される Flexibility ratio  $R$  の値は、各継手とも 0.9 以上である。曲げ応力が支配的である Flexible case の応力形態であると判別され、曲げ応力状態に対応した基準の  $SN$  曲線 Flexible curve を寿命予測に用いている。疲労試験においても、試験片は弾性範囲内で面外変形を生じ、溶接止端部に曲げ応力が生じる状態になると思われ、妥当な判別であると言える。Fig.2-27 は、縦軸を FEM 解析で得られた構造応力範囲とし、実験データである各重ね隅肉継手のき裂発生寿命  $N_{20}$  をプロットしたものである。また、同図に FE-Fatigue に用いられている基準の  $SN$  曲線および重ね隅肉継手の実験結果の回帰曲線を示した。重ね隅肉継手の実験結果の回帰曲線は、曲げ応力が支配的な場合の基準  $SN$  曲線 (Flexible curve) よりも低寿命側となった。

Fig.2-28～31 に、JSAE で求められた T 字継手、フレア継手、重ね継手の疲労試験実験結果について、予測結果との比較を示す。図中の破線が、Fig.2-27 で示した FE-Fatigue の基準  $SN$  曲線で算出した寿命予測結果である。予測結果は重ね隅肉継手の場合と同様に実験結果と一致せず、長寿命側となった。

FE-Fatigue では、基準となる  $SN$  曲線のデータベースを容易に追加、変更できる。基準  $SN$  曲線である Flexible curve を、Fig.2-27 で示した重ね隅肉継手の実験結果を回帰した曲線に変更して、再度、JSAE で求められた T 字継手、フレア継手、重ね継手の疲労試験実験結果について寿命予測を行った。その比較結果を Fig.2-28～31 の実線で示す。基準  $SN$  曲線を変更することにより、FE-Fatigue による予測結果は各継手形式の実験結果と概ね一致した。

以上のように、FE-Fatigue で採用している構造応力を用いた予測手法については、基準の  $SN$  曲線を最適化すれば予測値は実験値と一致ことが確認できた。また、 $\omega^*$  による寿命予測も有用な手法であることが確認できた。ただし、 $\omega^*$  による予測手法においては、溶接部を微細なメッシュで分割した有限要素モデルが必要であり、計

算負荷が高く煩雑な手順を要するため実設計への適用が難しい。以降では、簡便に精度よく寿命予測ができる FF-Fatigue の手法を用いた疲労寿命予測結果について述べる。

Fig.2-28, Fig.2-29 にプロットされた疲労試験実験データは、JSAE 共同研究において板厚の影響を評価したものである。板厚が厚くなると耐疲労荷重が高くなっており、予測結果もそれをよく再現している。Fig.2-30 は、母材の強度レベルが及ぼす疲労強度への影響を評価したデータであり、270MPa 級と 440MPa 級の鋼板が用いられている。FE-Fatigue では、溶接部について材質別の疲労データベースを用意していないため、材質の違いによる疲労寿命の評価はできない。実験結果では、材質による疲労強度の差は明確に表れておらず、これは、母材強度の増加に伴い引張残留応力および切欠き感受性が増し、溶接部の疲労強度に大きな差が生じなかったものと考えられる。実験結果に若干ばらつきがあるが、実験データと予測結果はよく一致し、供試材である 440MPa 級までの鋼板であれば、材質に関係なく統一された基準 SN 曲線で予測して実用上問題ないと思われる。Fig.2-31 は、継手形式の違いによる疲労強度への影響を調べたものであり、重ね継手の耐疲労荷重が最も高く、僅かな差ではあるが、フレア継手が T 字継手よりも若干高い。予測結果においても、その実験結果をよく再現できている。

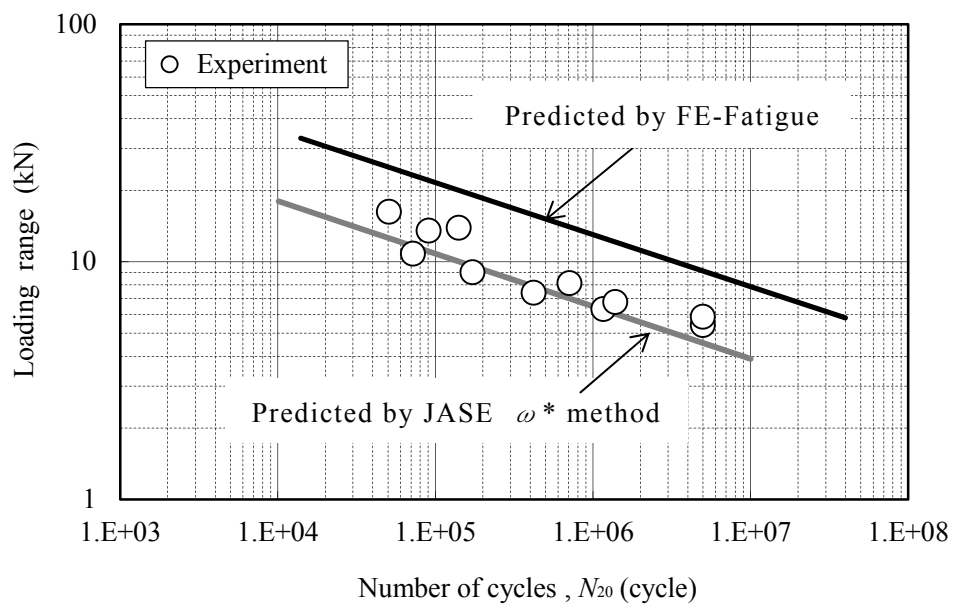


Fig.2-23 Comparison between predicted and experimental results for lap joints (L=30mm,W=50mm,t=2.3mm)

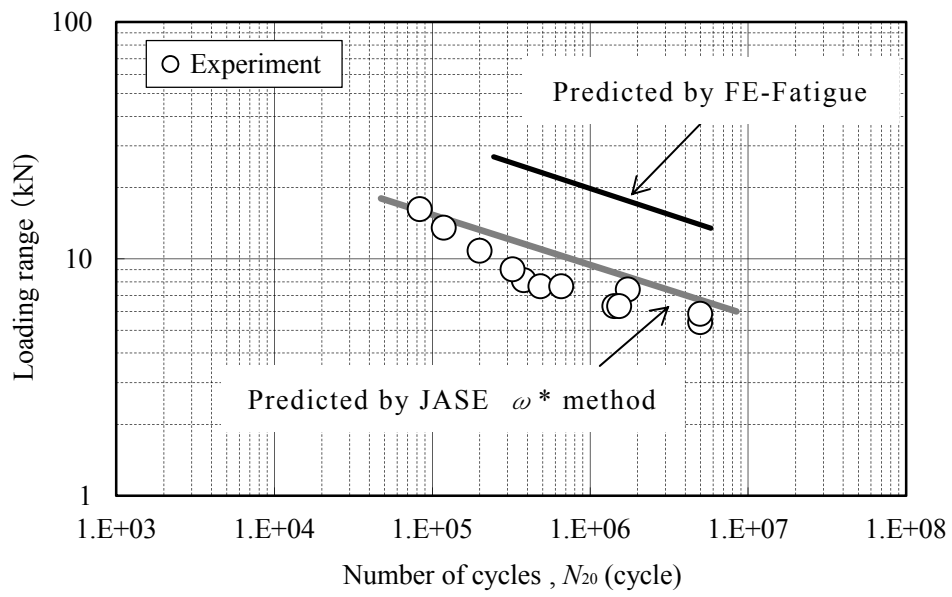


Fig.2-24 Comparison between predicted and experimental results for lap joints (L=30mm,W=50mm,t=3.2mm)

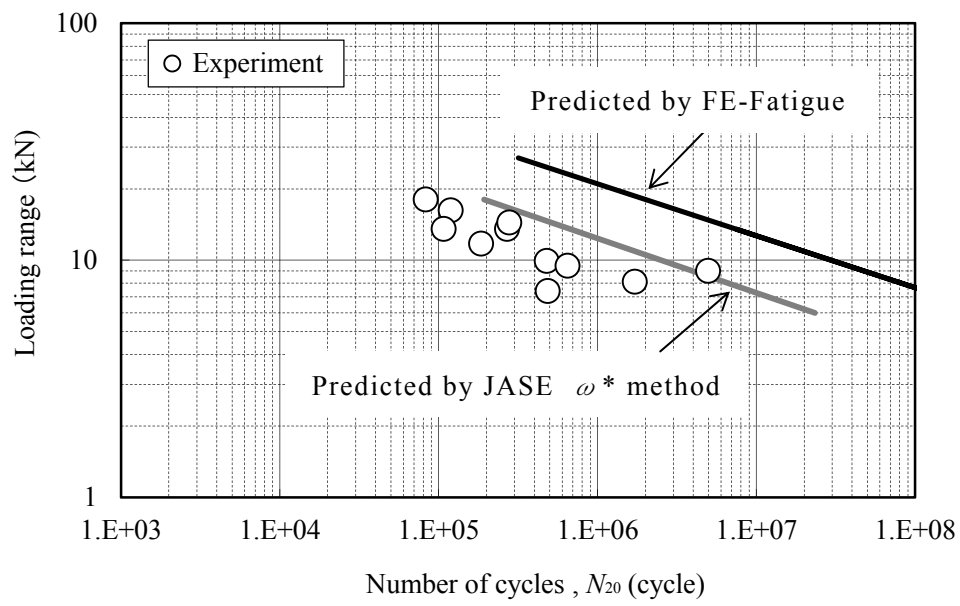


Fig.2-25 Comparison between predicted and experimental results for lap joints (L=30mm,W=80mm,t=3.2mm)

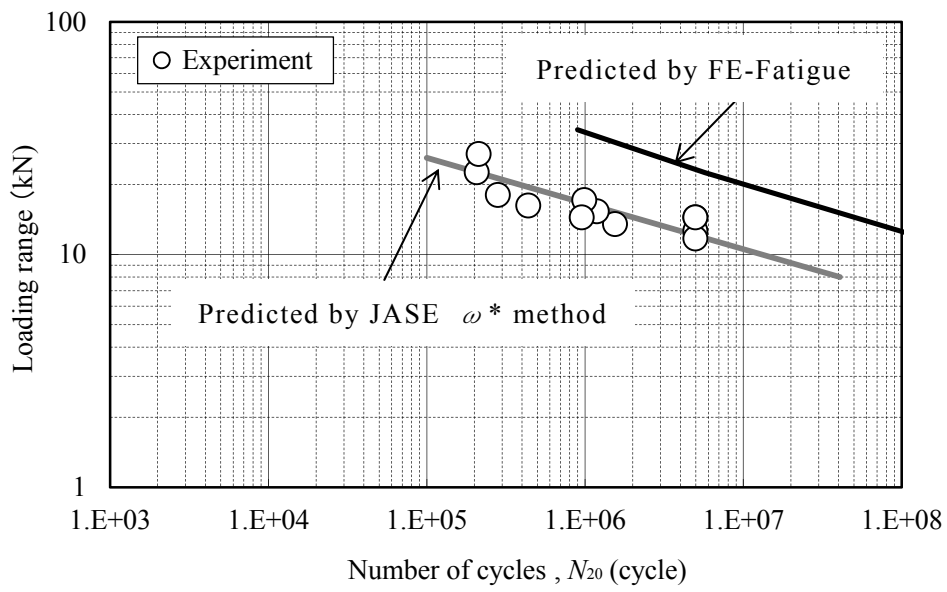


Fig.2-26 Comparison between predicted and experimental results for lap joints (L=60mm,W=80mm,t=3.2mm)



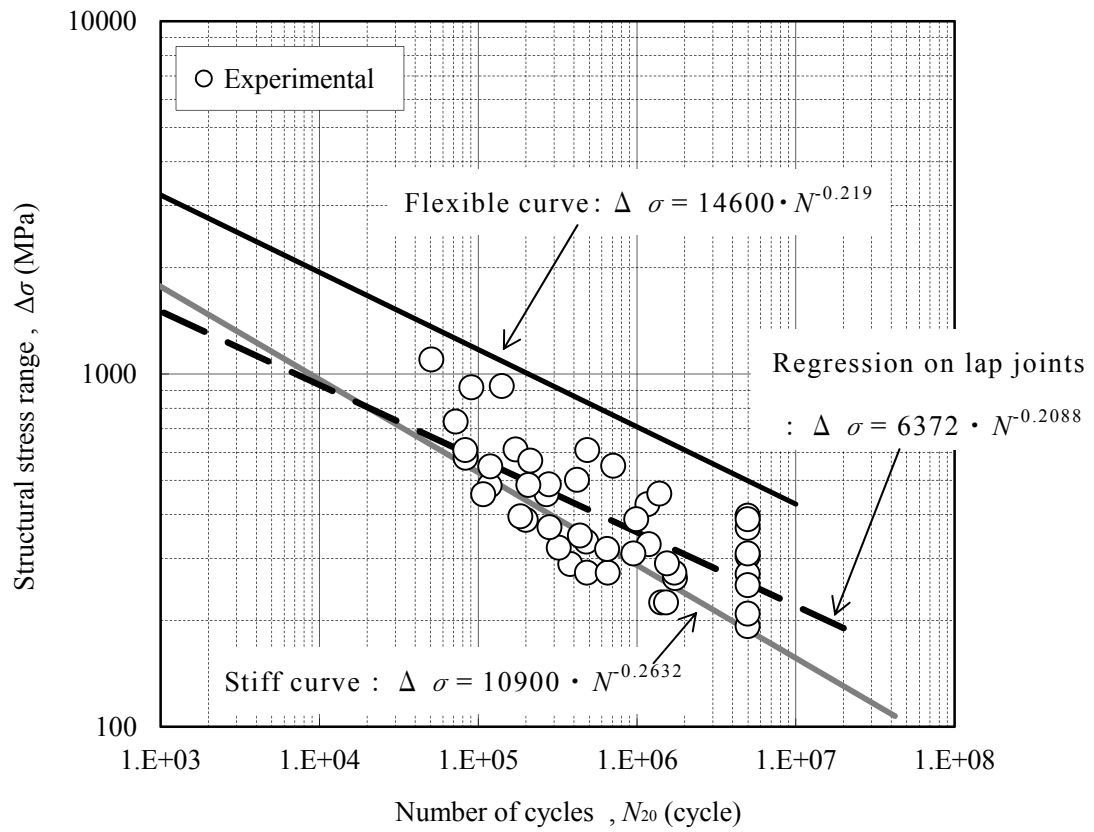


Fig.2-27  $\Delta\sigma$ - $N$  curve with experimental data of arc welded lap joints

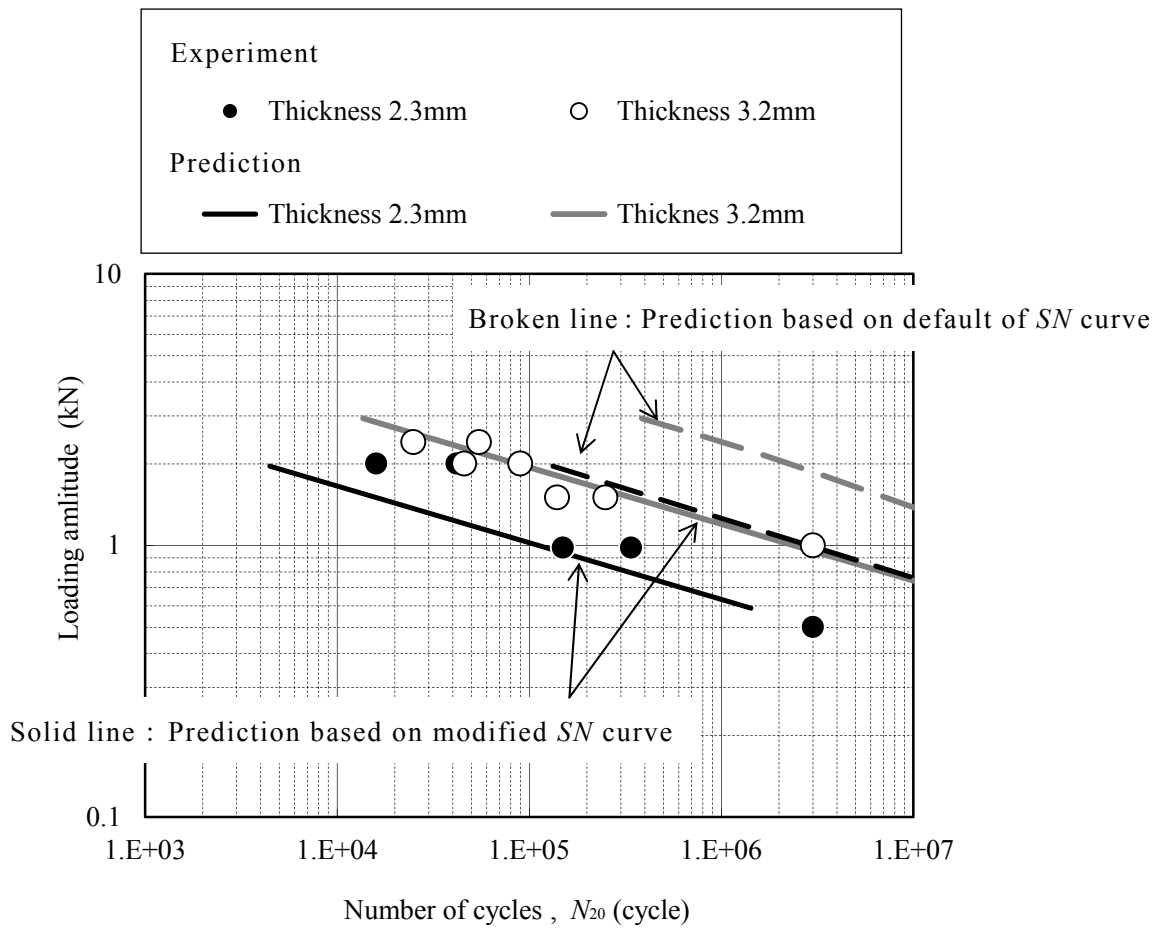


Fig.2-28 Comparison between predicted and experimental results for T-joint with P1 load

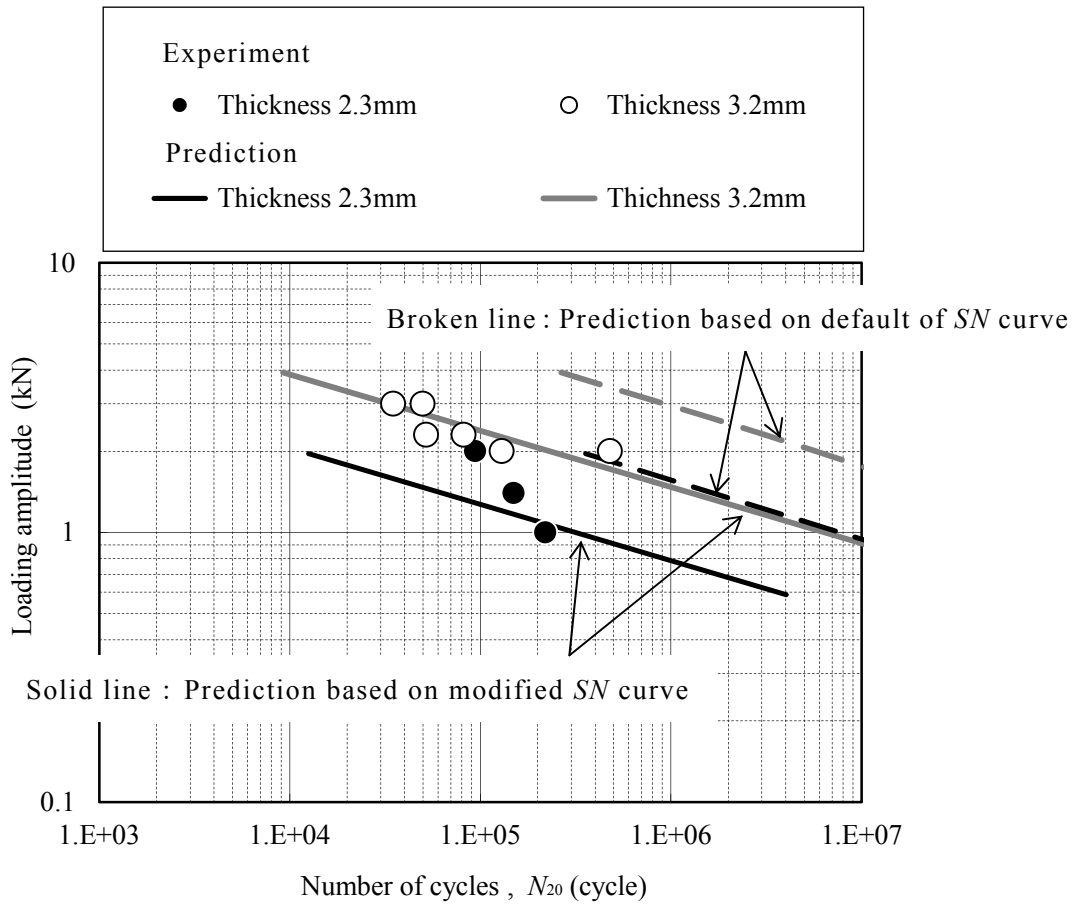


Fig.2-29 Comparison between predicted and experimental results for T-joint with P2 load

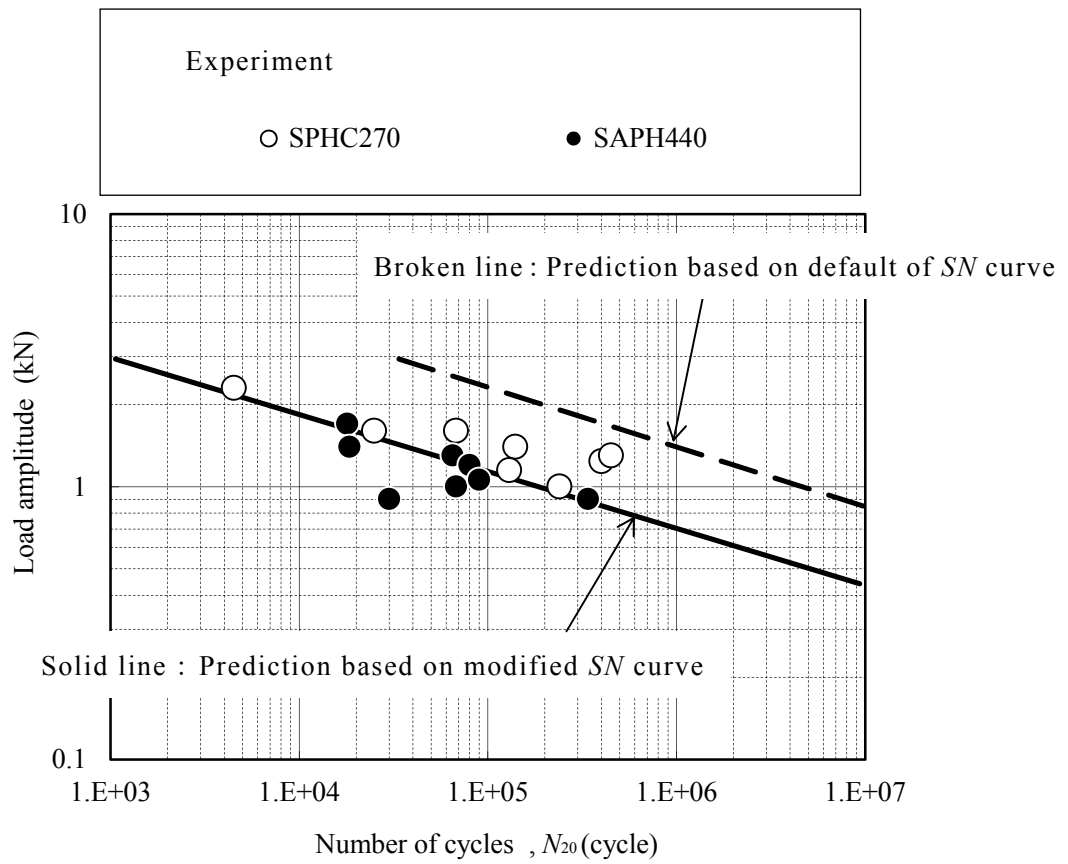


Fig.2-30 Comparison between predicted and experimental results for flared joint with P2 load (t=2.3mm)

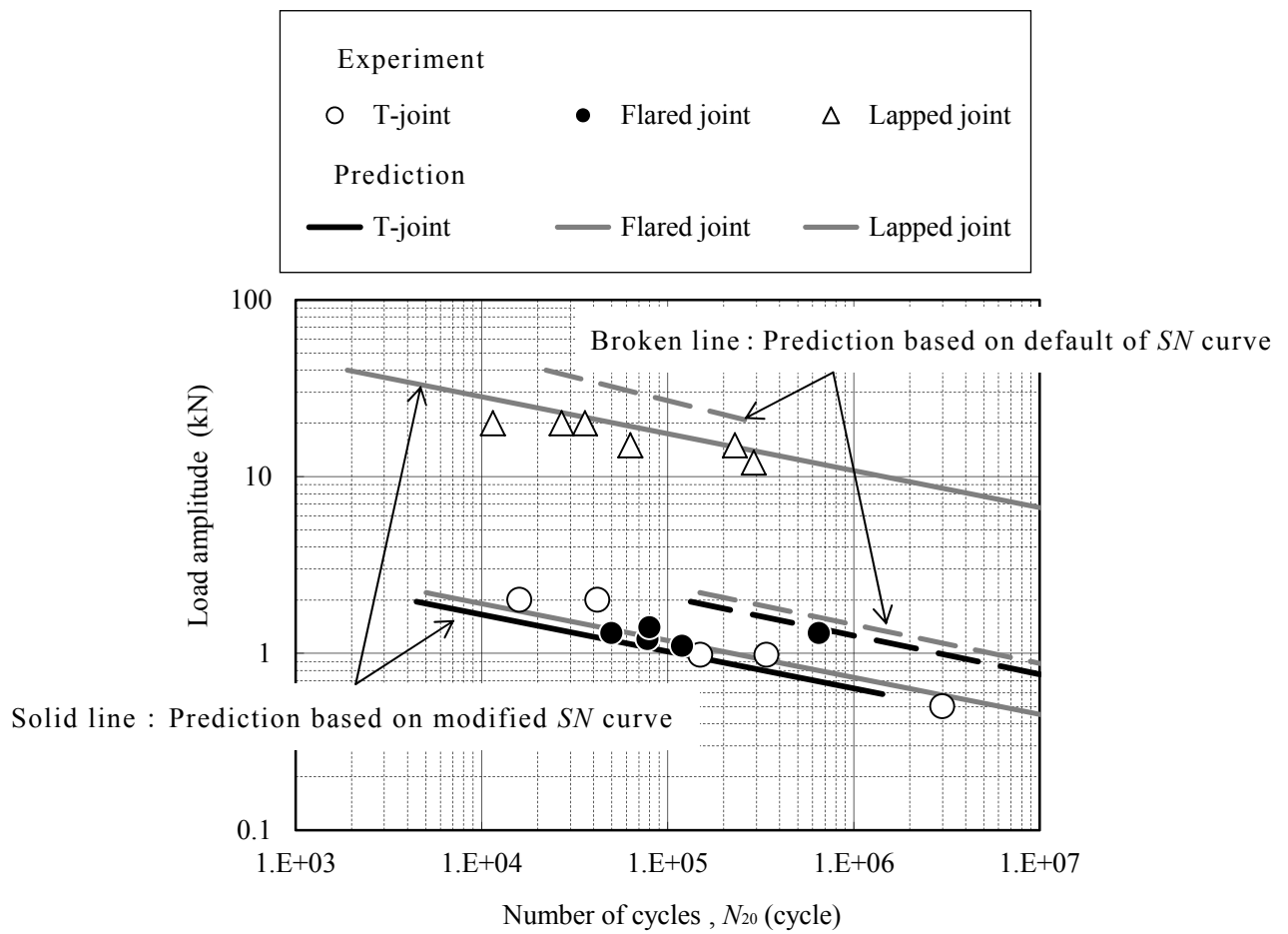


Fig.2-31 Comparison between predicted and experimental results for several joint types with P1 load ( $t=2.3\text{mm}$ )

Fig.2-32 は、縦軸を構造応力範囲とした Fig.2-27 のグラフに、各アーク溶接継手（T 字継手、フレア継手、重ね継手）の疲労強度データを構造応力で整理してプロットしたグラフである。Fig.2-32 に示すように、実験データに若干ばらつきはあるが重ね隅肉継手の疲労寿命データの回帰式に概ね一致する結果となった。これは、構造応力を用いると、継手形式、板厚、荷重形態が異なるアーク溶接部材の疲労寿命データがあるばらつき範囲に収まり、統一的に疲労強度評価できることを示唆している。FE-Fatigue で採用されている構造応力は、薄板アーク溶接構造部材の有効な疲労評価パラメータであると考えられる。一方、各重ね隅肉継手の疲労試験実験データの回帰線は、FE-Fatigue で標準設定されている Flexible case の基準 SN 曲線（Flexible curve）に一致しなかった。さらに、Fig.2-32 には Fig.2-15 に示す 3 枚組の重ね隅肉継手の疲労試験実験データを構造応力で整理してプロットした結果も示している。3 枚組の重ね隅肉継手の場合、FEM 解析結果から Flexibility ratio  $R$  の値は各継手とも 0.1 以下を示し、面外変形が少なく、溶接部への曲げ応力の寄与が小さい Stiff case の応力形態であった。3 枚組重ね隅肉継手の疲労寿命データの回帰線は、前に述べた Flexible curve の場合と同様に FE-Fatigue で標準設定されている Stiff case の基準 SN 曲線（Stiff curve）に一致しなかった。その原因は不明であるが、今回検証に用いた試験継手は溶接ビード部に始末端を有しており、比較的応力集中度が高い。したがって、FE-Fatigue の基準となる SN 曲線（Flexible curve, Stiff curve）を求める疲労試験で、溶接ビードに始末端を持たない箱型の部材を主に採用していたこと<sup>11)</sup>も一因と考えられる。

つぎに、基準の SN 曲線を重ね隅肉継手の疲労試験実験データの回帰線に修正した上で FE-Fatigue を用い、Fig.2-20 に示すシャシ部品について疲労寿命計算を試みた。Fig.2-33 に疲労試験実験結果と解析結果の比較を示す。ロアアーム部へ繰返し荷重±6.0kN を作用させる本試験条件では、FEM 計算結果から Flexibility ratio  $R$  の値は 0.3 を示し、面外変形が少なく溶接部への曲げ応力の寄与が小さい Stiff case の応力形態であった。Fig.2-33(b)に示すようにブラケットの溶接始末端部に高い応力が発生し、溶接始末端部において 20,500 回で疲労き裂が発生することを予測した。また、FE-Fatigue で標準設定されている基準 SN 曲線（Stiff curve）を用いると、寿

命予測値は 189,000 回となった。

実験結果は Fig.2-33(c)が示すようにブラケットの溶接始末端部に疲労き裂が発生した。目視観察によると、15,000～20,000 回でブラケットの溶接始末端部に疲労き裂が発生したことを確認しており、基準の *SN* 曲線を修正した場合の寿命予測値は妥当な結果であったと判断した。一方、FE-Fatigue で標準設定されている基準 *SN* 曲線を用いた寿命予測値は、実験結果よりやや高寿命値となった。これは、FE-Fatigue を用いた場合、実部品に即した溶接条件、板厚、応力状態等を反映させた溶接継手試験片の疲労試験実験データに基づき、適正な基準の *SN* 曲線を設定すれば、実部品の疲労寿命を簡便かつ精度よく予測でき得ることを示唆する。

Experiment	
■ T-joint 2.3t , P1 load	▲ T-joint 3.2t , P1 load
✕ T-joint 2.3t , P2 load	◆ T-joint 3.2t , P2 load
△ Flared joint 2.3t , P2 load	× Flared joint 3.2t , P1 load
□ Flared joint 3.2t , P2 load	◇ Flared joint 2.3t , P1 load
+ Lapped joint 2.3t , P1 load	○ Two-sheet arc welded lap joints
● Three-sheet arc welded lap joints	

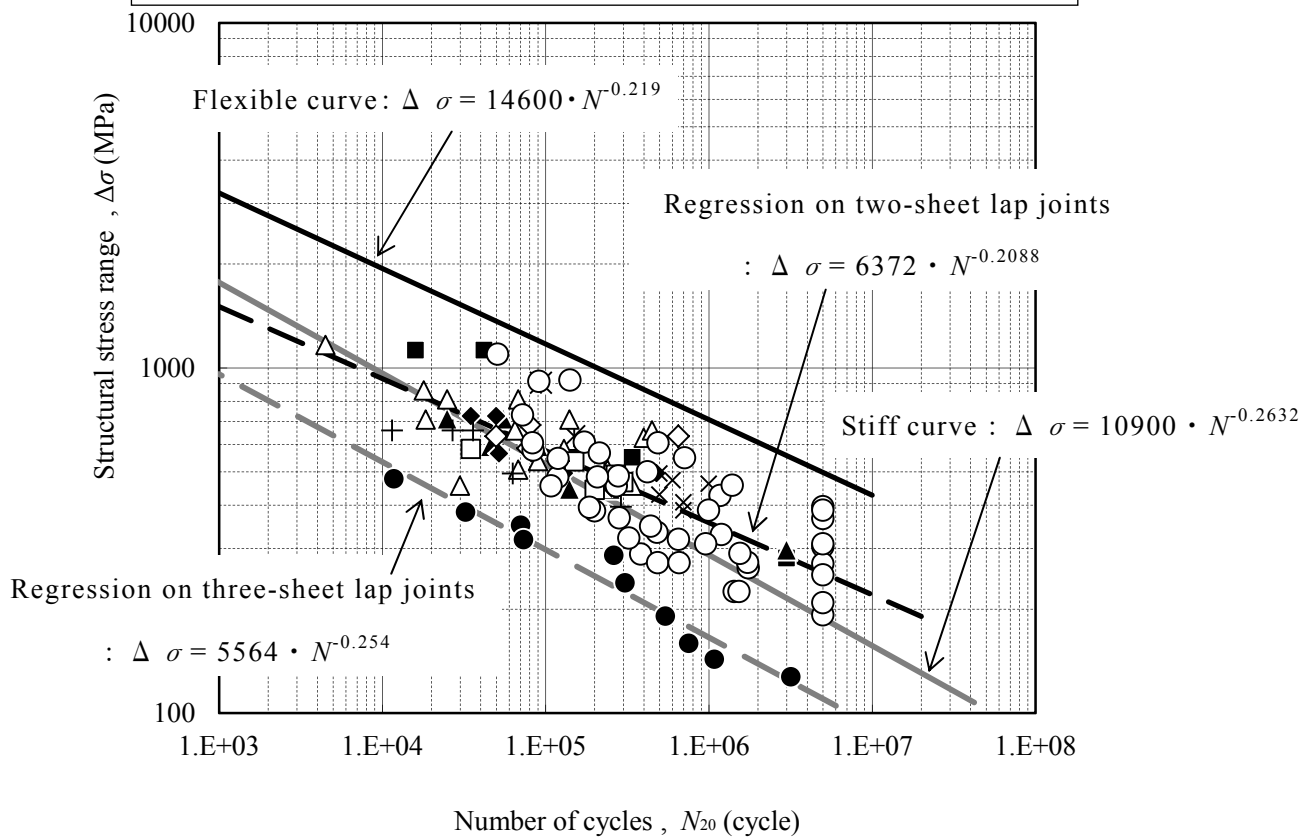
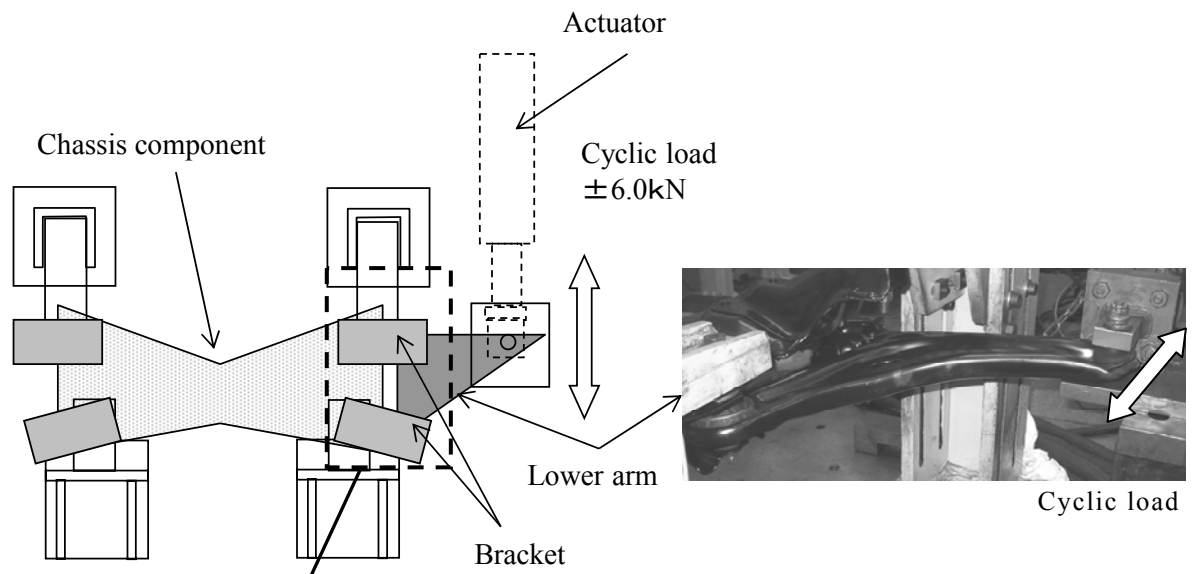
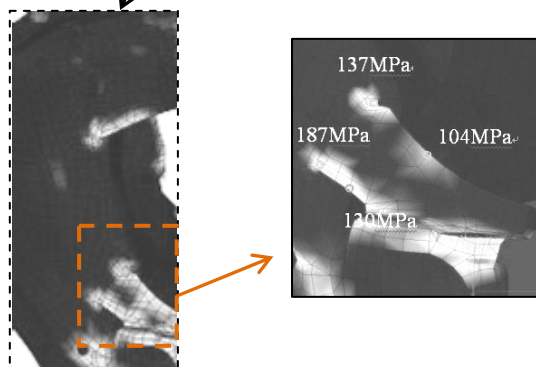


Fig.2-32  $\Delta\sigma$ - $N$  curve with experimental data of arc welded lap joints and arc welded structures

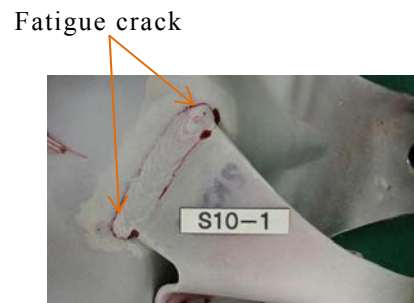




(a) Chassis component fatigue test



(b) Principal stress distribution around the bracket



(c) Penetration checking result showing crack initiation at start and end point of arc welding

Fig.2-33 Comparison between the experimental result and the analytical results

## 2.4 結言

本研究で疲労実験を行って独自に取得したスポット，アーク溶接部材の疲労試験実験データおよび，過去の研究の溶接部材疲労試験実験データを用いて，疲労解析プログラム FE-Fatigue の寿命予測精度を詳しく評価，検討した．

(1) スポット溶接構造部材の寿命予測において，FE-Fatigue による寿命予測結果と実験結果は全体的によく一致し，JSAE が提案する予測手法を用いた計算結果とほぼ一致した．このことから，寿命予測において，公称構造応力は有効な疲労評価パラメータであると言える．

(2) 重ね隅肉アーク溶接継手の寿命予測においては，FE-Fatigue による寿命予測結果と疲労試験実験結果は一致しなかったが，一方，鯉淵らが提案する  $\omega^*$  による予測手法を用いた寿命予測結果は，実験結果とよく一致した．

(3) JSAE で研究されたアーク溶接継手（T字継手，フレア継手，重ね継手）の寿命予測においては，構造応力を疲労評価パラメータとする FE-Fatigue の基準 SN 曲線を重ね隅肉継手の疲労試験実験データをもとに修正すると，FE-Fatigue の予測結果と疲労試験実験結果はよく一致した．また，市販されている足回り部品について，3枚組重ね隅肉継手の疲労試験データをもとに修正した基準 SN 曲線を用い，FE-Fatigue による寿命予測を行った結果，実験結果と予測結果は良く一致した．これは，実部品の溶接ビード形状，板厚，応力状態等を反映させた，適正な基準の SN 曲線を設定すれば，実部品の疲労寿命を簡便かつ精度よく予測できることを示唆しており，構造応力は寿命予測において有効な疲労評価パラメータであると考えられる．

## 第 2 章の参考文献

- 1) 川本淳・中原裕司・日下部雅幸・角田浩一・荻野正人・金子光輝・横井龍雄・田村浩・渡辺憲一・瀬戸一洋・藤本正男：No.06-00 自動車技術会シンポジウムテキスト，（2000）， p.13-18.
- 2) 高橋雅之・富岡昇・岡島公紀・中原裕司・高橋伸一郎・今井健二・波多野啓二・小林英市：No.06-00 自動車技術会シンポジウムテキスト，（2000）， p.19-25.
- 3) 笠原敏郎・鯉淵興二・真柄秀一・内山広・及川明德：No.06-00 自動車技術会シンポジウムテキスト，（2000）， p.42-49.
- 4) 鯉淵興二・小久保邦雄：製品開発のための材料力学と強度設計ノウハウ，（2002）,p.128-135, 日刊工業新聞社.
- 5) Koibuchi,K., To,K., Iida,M. and Hosomi,T. : Engineering Against Fatigue (Edited by Beynon,J.H., Brown,M.W., Smith,R.A., Lindley,T.C. and Tomkins, B.),(1999),p.373-380,A.A.Balkema.
- 6) Rupp, A., Störzel,K. and Grubisic,V. : SAE Technical Paper Series,950711（1995）, p.1-11.
- 7) 自動車技術会疲労信頼性部門委員会スポット溶接構造信頼性分科会編：自動車車体スポット溶接構造の疲労強度と寿命推定共同研究成果資料，（1986）， p.24-43, 自動車技術会.
- 8) 水井正也：自動車技術， 40-9（1986）， p.1210-1217.
- 9) 大島恵・馬淵晃：自動車技術， 40-10（1986）， p.1350-1358.
- 10) 森信行・馬淵晃：自動車技術， 40-11（1986）， p.1489-1497.
- 11) Fermér,M.,Andréasson,M. and Frodin,B. : SAE Transactions , 107-5(1998), p.1280-1286.
- 12) 岡村弘之：線形破壊力学入門，（2000）， p.73-75, 培風館.
- 13) 瀬戸厚司・吉田裕一・Galtier,A. : 自動車技術会論文集,36-2(2005), p.95-100.
- 14) 丸尾泰弘・向公聖・遠山敬助・赤崎智康・飯塚幸夫・大窪明・塩崎毅・竹内悦男・牧野泰三・山本宗平・渡邊博： No.06-00 自動車技術会シンポジウムテキスト，

(2000), p.50-57.

15) 新井良子・Axel Werkhausen・浦川和士：2001年自動車技術会春季学術講演会前刷集，26-01（2001），p.13-16.

## 第 3 章 スプリングバックの影響を考慮したスポット溶接箱型断面部材の疲労寿命評価

### 3.1 緒言

自動車用車両開発においては、地球温暖化問題に伴う各国での燃費規制の高まりと、衝突安全基準の厳格化に伴い、なお一層の車体軽量化、衝突安全性向上が求められている。その対応の一つとして、骨格部材や衝突部材に高強度鋼板を活用し、鋼板を薄肉化して軽量化しつつ、衝突エネルギー吸収特性を向上させる車体設計が主流となっている。一方、車体用の部材は、量産性の高さから、成形加工された薄鋼板をスポット溶接で締結された部材構造を成したものが多い。その溶接部が応力集中部位となり、疲労強度上の危険個所になりやすく、高強度鋼板を用いても、母材強度上昇に比例した部材の疲労強度向上は期待できない。一方、高強度鋼板は、スプリングバック現象によりフランジ部の角度変化、ねじれなどの部材の形状不良が顕著に現われ、部材締結時の残留応力を誘発し、部材疲労強度の低下が懸念される。

近年、市販の疲労解析プログラムなどを用いた CAE による車体性能評価が適用されているが、開発工期、コスト削減の観点からも、疲労耐久性を的確に評価分析可能な解析手法の構築が望まれる。スポット溶接部の疲労強度評価に関する研究例は多くある。例えば、平板弾性変形理論から導かれるスポット溶接部の公称構造応力（最大主応力）を評価パラメータとして複合荷重下の疲労寿命評価を検討したものがある<sup>1),2)</sup>。公称構造応力を用いると、負荷形式、板厚に依存せずほぼ統一的に疲労寿命が整理できると報告されている。また、980MPa 級高強度鋼板を母材とするスポット溶接継手の疲労限度について、混合モードき裂の破壊基準を用いて予測したもの<sup>3)</sup>、590MPa 級高強度鋼板について、塑性加工時の予ひずみが疲労強度に及ぼす影響を評価したもの<sup>4)</sup>、など関連する研究<sup>5),6)</sup>がいくつか報告されている。

本研究では、部材の成形性と疲労特性に着目し、車体骨格材を模擬したスポット溶接箱型断面部材を用い、スプリングバックの影響を考慮した疲労寿命評価手法に

ついて基礎的な検討を行うことを特徴とした。具体的には、590MPa 級 Dual Phase 高強度鋼板をプレス成形し、スポット溶接で箱型断面部材を製作した後、ねじり荷重下での疲労試験を行った。さらに、FEM によりスプリングバックによる部材組立て時の変形を考慮した箱型断面部材の弾性解析を行い、溶接部での分担荷重を求め、前に述べた公称構造応力によるスポット溶接部疲労寿命評価手法を用いて本部材の寿命予測を試み、試験結果との比較検証を行った。

## 3.2 供試部材と実験方法

### 3.2.1 供試材の材料特性

供試材は板厚 1.2mm の 590MPa 級の Dual Phase 高強度鋼板であり、Table 3-1 に機械特性を示す。表中の強度と伸びは圧延方向と平行に採取した JIS5 号試験片を用いて求めた。r 値は圧延方向から 0°,45°,90°方向に採取した JIS5 号試験片に 15%の単軸引張ひずみを付与し、長手方向と幅方向の塑性ひずみを用いて求めている。また、本供試材の母材疲労強度を示す SN 線図と疲労試験片を Fig.3-1 に示す。SN 線図は、Fig.3-1 に示す試験片を圧延方向から採取し、載荷容量 100kN の MTS 社油圧サーボ式疲労試験機を用い、一軸引張繰返し荷重を負荷させて求めた。負荷形式は荷重制御であり、応力比（最小応力／最大応力）は-1、繰返し速度 10Hz で室温、大気中で実施した。SN 線図から供試材の疲労強度は約 270MPa であると判断した。

### 3.2.2 供試部材および成形条件

本研究に用いた供試部材の形状を Fig.3-2 に示す。供試部材は、自動車骨格部材であるフロントメンバ材を想定し、部材長手方向に断面変化する箱型断面形状とした。供試部材は、2000kN プレス機を用いてプレス成形され、BHF（しわ押え力）を 400kN および 800kN とした。供試部材は箱型断面形材に底板がスポット溶接で締結されており、60mm の溶接間隔としている。部材組立て時は、箱型断面形材のフランジ部と底板を固定治具で密着させてスポット溶接し、スプリングバックによる残留応力がスポット溶接部へ作用するように製作した。その後、本形状を維持した状態で、部材の両端部は厚さ 10mm の鋼板をアーク溶接にて接合し、後述する疲労試験において、その鋼板を介して所定の繰返しねじり荷重を入力した。Table 3-2 はスポット溶接の溶接条件を示す。Fig.3-3 はスポット溶接部ナゲット近傍のビッカース硬度分布を示す。硬度分布が示すように、母材部の平均的な硬度は約 200HV であり、母材強度とほぼ一致する値を示している。ナゲット部の硬度は約 380HV と硬化しており、熱影響部での軟化は見られなかった。

Table 3-1 Mechanical property of evaluated material

<i>YS</i> /MPa	<i>TS</i> /MPa	<i>T-El</i> /%	<i>n</i> value	<i>r</i> <sub>0</sub>	<i>r</i> <sub>45</sub>	<i>r</i> <sub>90</sub>	<i>r</i> <sub><i>m</i></sub>
386	620	27.7	0.19	0.778	0.795	1.052	0.855



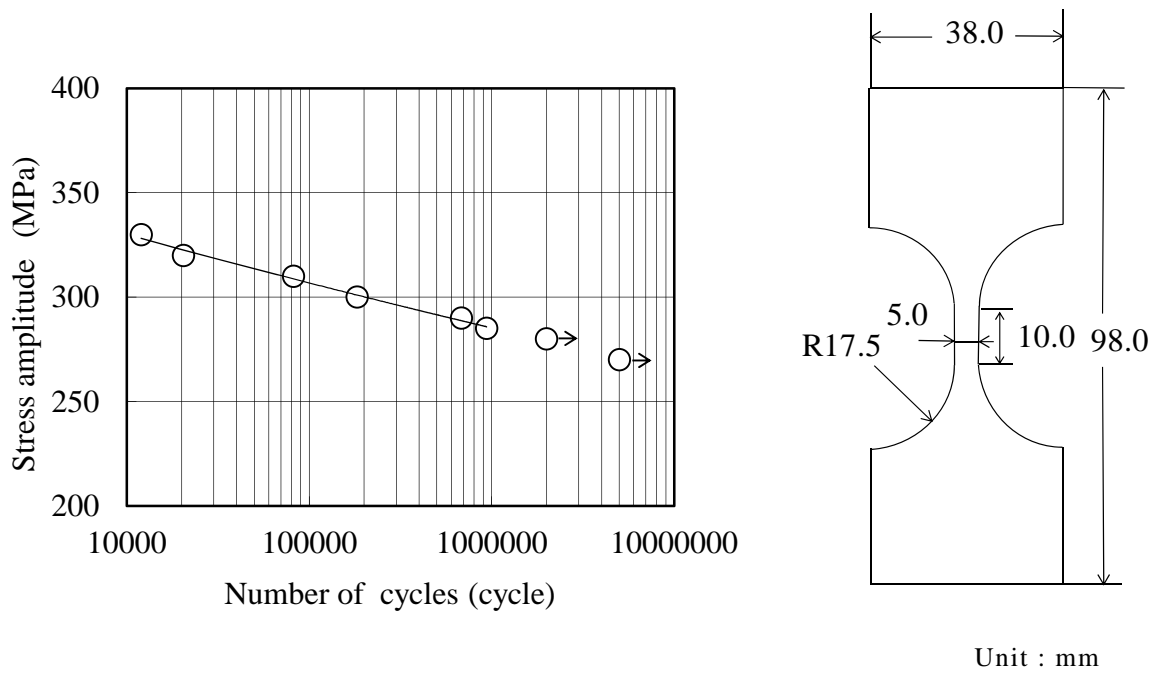
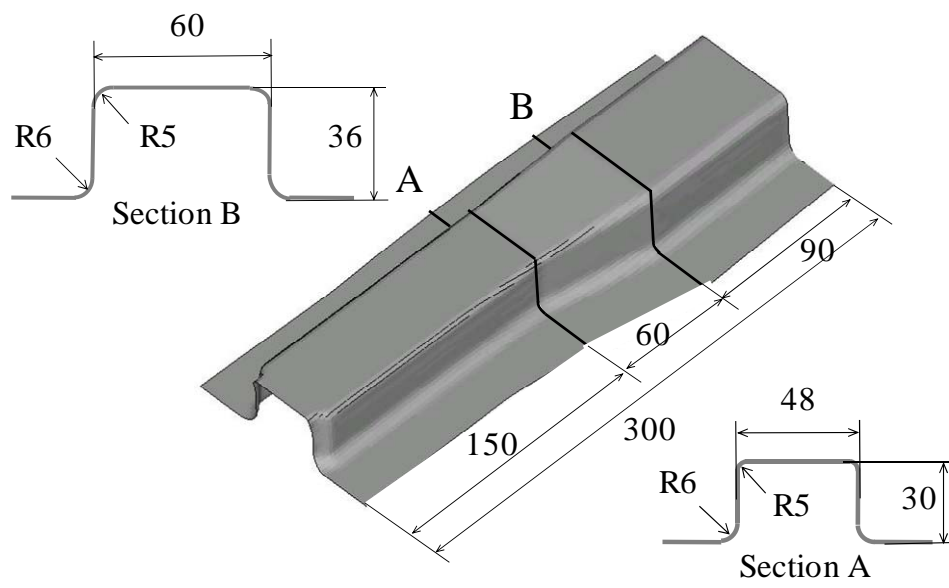


Fig.3-1 SN diagram and configuration of specimen for fatigue test



Unit : mm

Fig.3-2 Configuration of tested member

Table 3-2 Spot welding condition

Current value / kA	Electrode force / kN	Squeeze cycle / cycle	Welding cycle / cycle	Holding cycle / cycle	Nugget diameter / mm
6.7	4.12	25	14	10	4.7

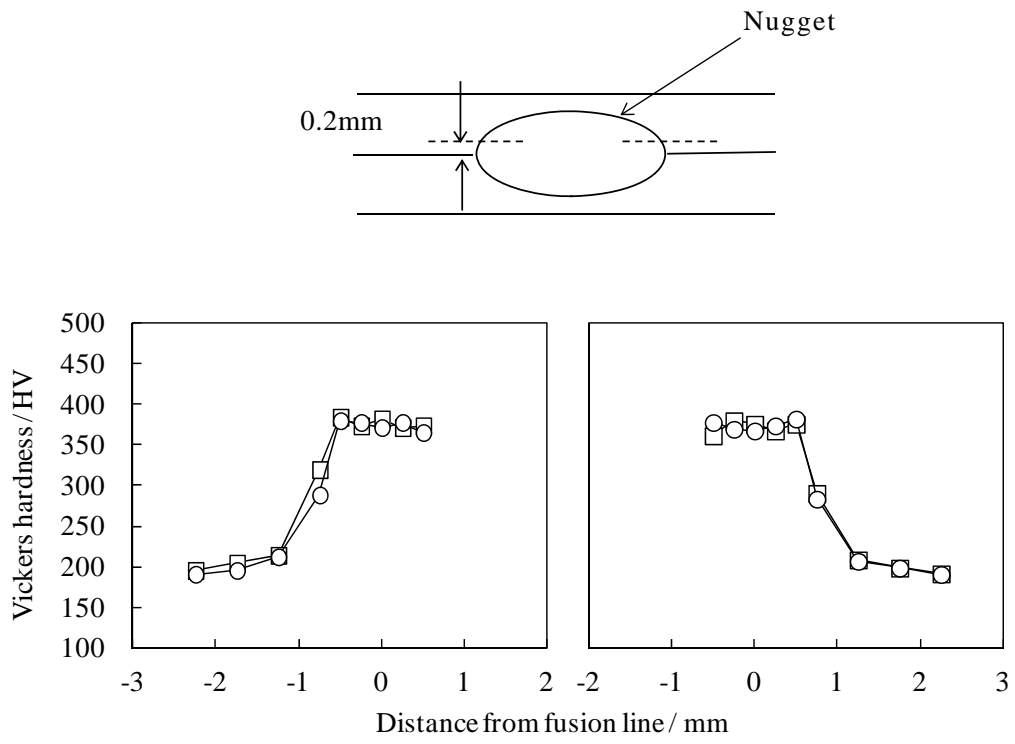


Fig.3-3 Hardness distribution around nugget

### 3.2.3 疲労試験方法

スポット溶接箱型断面部材の疲労試験概観を Fig.3-4 に示す。疲労試験は載荷容量 50kN の島津製作所社製油圧サーボ式疲労試験機を用いて、室温、大気中で実施し、固定治具を介して繰返しねじり荷重を供試部材の断面中心へ作用させた。負荷形式は荷重制御で、荷重比（最小荷重／最大荷重）は-1、繰返し速度は 3Hz とした。スポット溶接ナゲット部近傍に長さ 1mm のひずみゲージを貼付し、疲労試験中のひずみ履歴を取得した。スポット溶接部の疲労寿命判定については、ナゲット近傍のひずみ範囲がゼロを示した時点を示した時点をナゲット外面き裂進展寿命<sup>2)</sup>と定義した。また、溶接部未破断時の試験打切り回数は 500 万回とした。

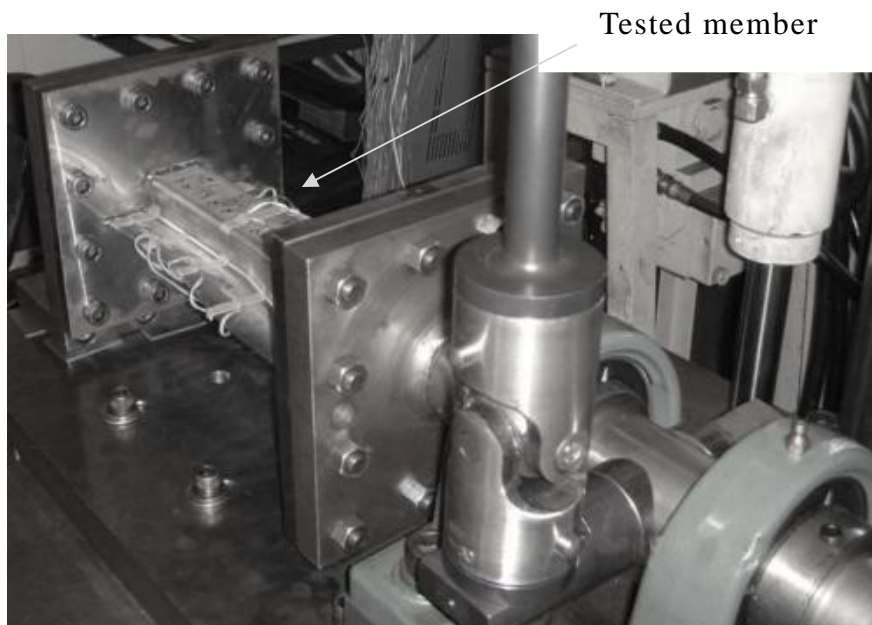


Fig.3-4 Overview of fatigue test

### 3.3 スプリングバックを考慮した疲労寿命評価方法

#### 3.3.1 FEM 成形解析条件

箱型断面型材のプレス成形解析は、汎用ソルバーである PAM-STAMP を用いた。FE モデルには、実験に用いた 1.2mm 厚の 590MPa 級の高強度鋼板のブランクを、シェル要素（板厚方向の積分点 5 点）により 2.0mm の寸法へ要素分割したものをを用いた。プレス成形下死点までの成形工程は動的陽解法で行い、離型後のスプリングバック解析では静的陰解法を用いた。材料モデルについては Hill の異方性降伏関数、硬化則は Swift モデルとした。Hill の式のパラメータは Table 3-1 に示す  $r$  値により設定し、Swift の式のパラメータは  $F = 1032\text{MPa}$ ,  $\varepsilon_0 = 0.0003$ ,  $n = 0.191$  とした。解析では、BHF を 400 kN と 800 kN に設定し、成形下死点における箱型断面型材の形状、板厚分布、各要素積分点における応力成分値を出力した。その出力した数値情報に基づき、後述する部材組立て時の弾性解析を行った。

#### 3.3.2 スポット溶接部の疲労寿命計算方法

疲労寿命計算については、以降に詳しく述べるように FEM により、スプリングバックの影響を考慮した部材組立て時の弾性解析、ねじり荷重下での部材の弾性解析を行うとともに、公称構造応力によるスポット溶接部の疲労寿命評価手法を用いて行った。Fig.3-5 に供試部材の FE モデルを示す。本研究で想定したフロントメンバ材は衝突安全性能上、長手方向に断面変化したスポット溶接部材が多く、Fig.3-5 に示す形状とした。部材モデルは、成形解析で得られた成形下死点における形状を反映させた型材、供試部材と同一位置に配置されたスポット溶接モデルと、底板から構成されている。スポット溶接モデルには、自動車車体の剛性計算等によく適用される 6 面体ソリッド要素（一次要素）とリンク要素からなるモデル<sup>7)</sup>を用いている。型材、底板については、シェル要素（板厚方向の積分点 5 点）により、2.0mm の寸法へ要素分割したものをを用いた。部材組立て時の弾性解析については、汎用ソルバーである ABAQUS の静的陰解法により、型材の成形下死点における各要素積分点の応力成分値を駆動力として実行し、スポット溶接部に残留する分担荷重を求めた。

なお、PAM-STAMP と ABAQUS では要素座標系が異なるため、成形解析で求めた応力成分値は、別途作成したプログラムにより ABAQUS の要素座標系に変換して用いた。また、ねじり荷重下での箱型断面部材の弾性解析は、同様に ABAQUS の静的陰解法を用いて行い、スポット溶接部の分担荷重を求めた。

スポット溶接部の寿命評価については、公称構造応力を疲労評価パラメータとして用いた。公称構造応力を適用すると、板厚、負荷形式に依存せずほぼ統一的に疲労寿命が整理できるとされている。公称構造応力は、ナゲット部を剛体として扱うことにより、平板弾性変形理論より導出され、スポット溶接部に作用する分担荷重、ナゲット径、板厚を設定して算出される。一方、スポット溶接部の疲労については、ナゲット周りの応力拡大係数および混合モードき裂の破壊基準を用いて疲労限度を厳密に予測した例<sup>3)</sup>もある。しかし、応力拡大係数を求めるには、ソリッド要素を細かく分割した FE モデルを用い、局所応力分布を求める必要があり、現状の車体 CAE 解析へ厳密モデルを適用することは実用上難しい。本研究では、成形解析と連携させ、精度良く簡便に寿命予測可能な手法の検討に焦点を絞り、スポット溶接部を点接合とみなし、構造的な応力集中を示す公称構造応力を疲労評価パラメータとして用いた。

Fig.3-6 は、スプリングバックによって生じる残留応力を考慮したスポット溶接部の疲労評価手順を図示したものである。一般的に部品や部材の残留応力は、応力の繰返しを受けても変化し難い場合には平均応力の影響と同じように取り扱われており、正の平均応力が作用した場合は疲労強度が低下することが知られている<sup>8)</sup>。本解析では、スプリングバックにより残留するスポット溶接部の公称構造応力は平均応力と仮定し、ねじり荷重により発生する公称構造応力は変動応力成分として扱った。さらに、変動応力成分を平均応力補正し、後述する手順に基づいて寿命計算した。

寿命算出に当たっては、公称構造応力による疲労寿命算出アルゴリズムが組込まれた市販の疲労解析プログラム FE-Fatigue を用いた。著者らは、本プログラムの妥当性について、過去報告されたスポット構造部材の疲労データに基づき検証している<sup>9)</sup>。本プログラムに弾性解析で求めた結果ファイルを投入し、SN データ、ナゲッ



ト径，荷重比を設定すると，各スポット溶接部の公称構造応力および疲労寿命が算出される．本解析では，部材組立て時の弾性解析，ねじり荷重下での部材の弾性解析の結果ファイルをそれぞれ平均応力情報，変動応力情報として入力設定した．なお，寿命計算に用いたスポット溶接の  $SN$  線図は **FE-Fatigue** の軟鋼用の標準  $SN$  データを 590MPa 級鋼板用の  $SN$  データに補正したものをを用いた．補正については，せん断疲労荷重において 590MPa 級鋼板のスポット溶接の疲労強度は 270MPa 級に対して約 1.6 倍になるとの知見<sup>10)</sup>に基づいて行った．寿命計算に用いた  $SN$  曲線の式を式(3-1)に示す．また，平均応力感度  $M$  については，**Rupp** らの報告<sup>1)</sup>から 0.1 と設定し，平均応力補正の式を式(3-2)に示す．

$$S = SRI \cdot N^b \quad (3-1)$$

$$S = (S_0 + M \cdot S_m) / (1 + M) \quad (3-2)$$

ここに， $S$  は応力振幅， $N$  は寿命， $S_0$  は平均応力補正前の応力振幅， $S_m$  は平均応力， $SRI = 2320\text{MPa}$ ， $b = -0.1667$  である．

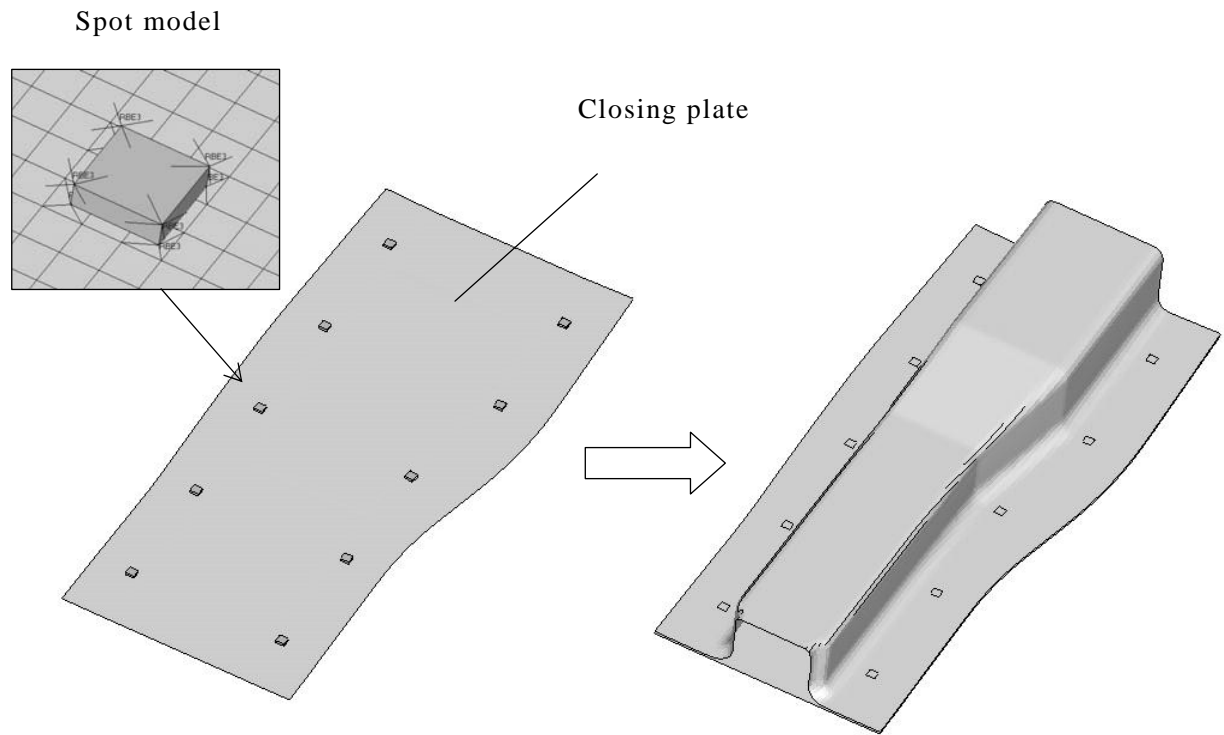


Fig.3-5 Model of spot welded rectangular-shaped section member

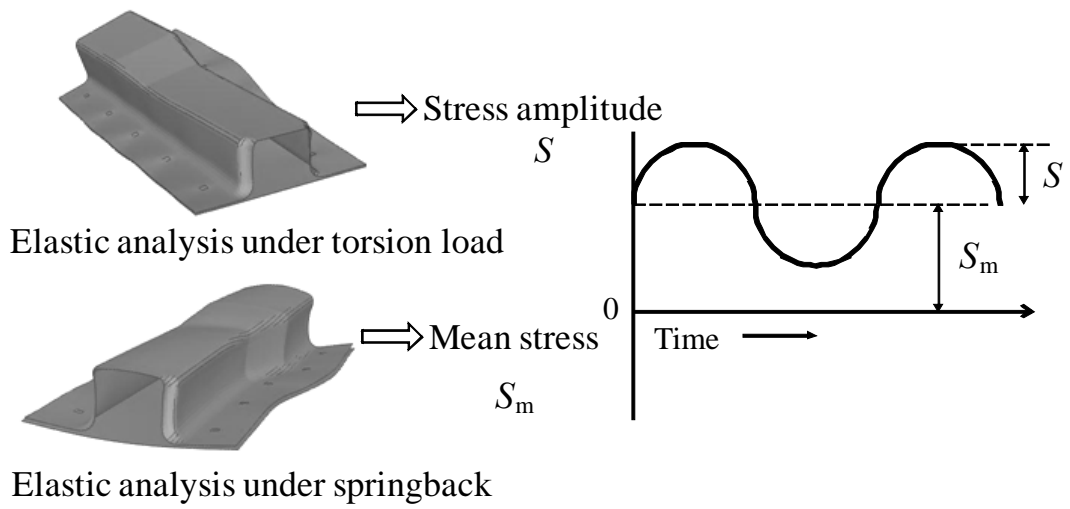


Fig.3-6 Fatigue analysis considering residual stress

## 3.4 実験結果と計算結果の比較

### 3.4.1 スポット溶接箱型断面部材の形状

スポット溶接箱型断面部材の組立て時の弾性解析結果を検証するため、組立て前の形材単体の形状と組立て後の部材形状について、実測結果と FEM 解析結果を比較した。形状測定についてはミットヨ製接触式三次元形状測定器を用いて行った。Fig.3-7 に、プレス成形後の箱型断面形材単体の中央部断面について、実測形状と解析形状を比較した一例を示す。Fig.3-7 は BHF400kN におけるプレス成形後の形材形状である。実測形状より、各形材のフランジ部の角度変化  $\theta$  を算出し、平均値を求めたところ BHF400kN では  $\theta = 7.2^\circ$ 、BHF800kN では  $\theta = 4.5^\circ$ であった。一方、FEM 解析では、BHF400kN では  $\theta = 7.8^\circ$ 、BHF800kN では  $\theta = 4.7^\circ$ となり、フランジ部の角度変化については、実験値と計算値はおおむね一致した。Fig.3-8 は、スポット溶接箱型断面部材の底板の反り形状について、溶接位置に対応した 5 か所の断面における実測結果と解析結果の比較を示す。BHF400kN で成形した部材はスプリングバック量が大きいため、底板の反り量は BHF800kN の場合よりも大きい。解析結果は実測結果よりやや小さめの値を示すが、前述の傾向をよく再現している。

以上の結果から、解析結果は、箱型断面部材の形状に類似しており、スプリングバックによるスポット溶接部の残留応力をおおむね再現していると判断した。Fig.3-9 は疲労試験後に供試部材を解体し、供試部材中央部の箱型断面形状を示した写真である。締結部を除去することにより、繰返しねじり荷重が作用した後も箱型断面形材は弾性回復し、スプリングバック形状を成していることから疲労試験の間、溶接部へ残留応力が作用していたことを示唆している。

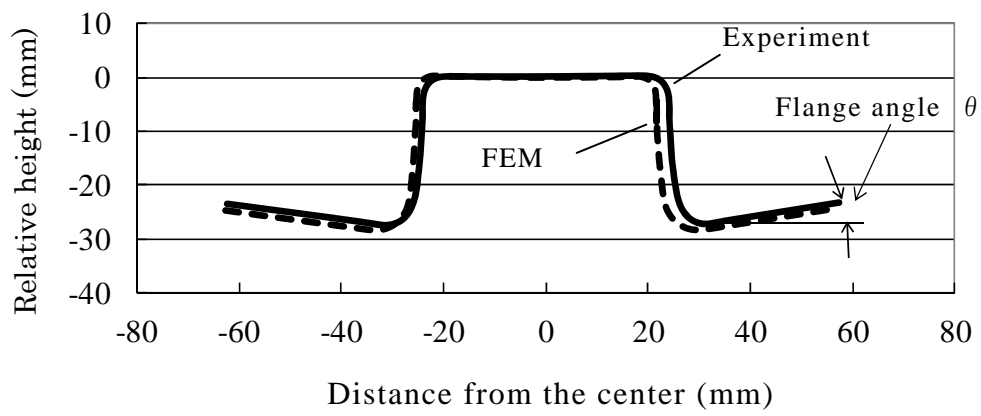


Fig. 3-7 Sectional configuration after forming under BHF 400kN

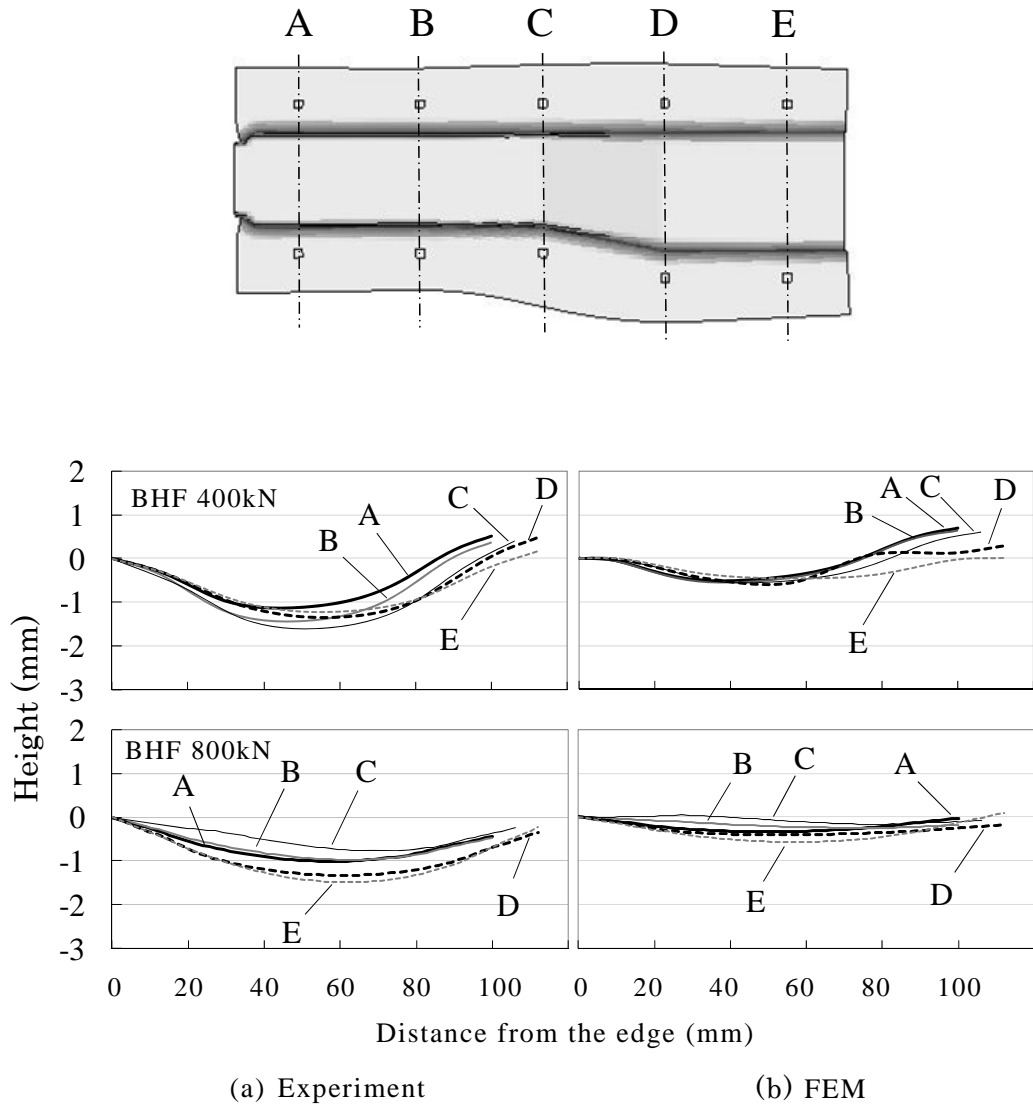


Fig. 3-8 Sectional profile of closing plate



Fig. 3-9 Sectional configuration after disassembling

### 3.4.2 疲労試験実験結果

ねじり荷重 85Nm での疲労試験後における供試部材のスポット溶接のき裂発生例、カラーチェック写真と荷重負荷時の母材部の最大主応力分布を Fig.3-10 に示す。疲労き裂が発生した溶接箇所は全てにおいて、部材中央の伸びフランジ成形部のスポット溶接部であり、解析結果で示す力学的に応力が高くなる位置と一致している。また、ナゲット付近の外表面の疲労き裂は、部材長手方向に対してほぼ直角に生じている。き裂は圧接端近傍から発生して、板厚方向へと進展し、供試部材フランジ外表面へ貫通したと推察され、自動車技術会の共同研究<sup>11)</sup>で実施された箱型定断面部材のねじり荷重疲労試験時の疲労破壊挙動と一致している。

Fig.3-11 の荷重寿命線図に疲労試験実験結果をプロット点で示した。比較的高いねじり荷重においては、BHF による疲労寿命の差異はほとんどないが、ねじり荷重 60Nm においては、BHF400kN でスプリングバック量の大きい供試部材が低寿命となる傾向を示した。これは、スポット溶接部に作用する、スプリングバックによって生じた引張の残留応力の影響によるものと思われる。低荷重になるに従い、発生する応力振幅に対して残留応力の割合が大きくなり、残留応力を平均応力と想定すると、スプリングバックによる疲労寿命への影響がより顕著になったものと推察される。

なお、母材部の疲労については、スポット溶接部が疲労破壊する荷重において、スポット溶接部以外の母材各部の発生応力は、Fig.3-1 に示す母材の疲労強度を下回ることが解析結果より確認されている。また、本疲労試験においても母材部の疲労破壊は生じなかった。



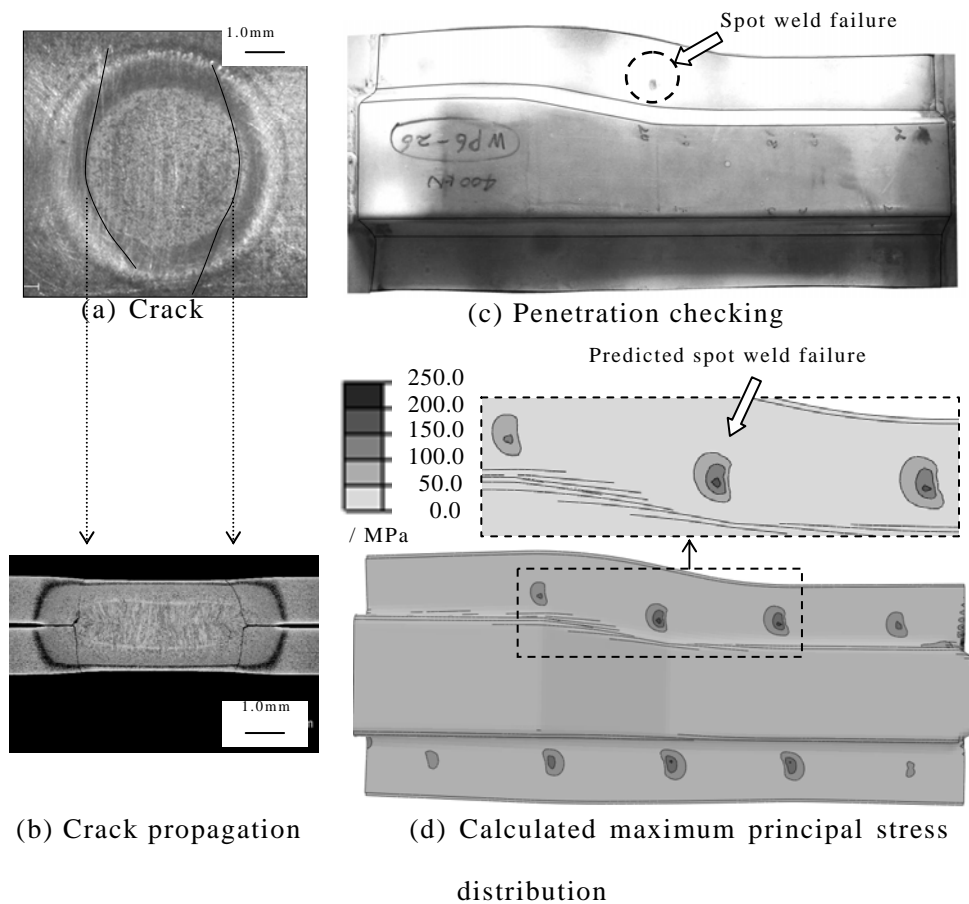


Fig. 3-10 (a)–(c) Photos showing crack propagation after failure and (d) calculated stress distribution during fatigue test

### 3.4.3 疲労試験計算結果

前述の疲労寿命評価方法を用いて、BHFを400kN、800kNに設定し、スポット溶接箱型断面部材について疲労寿命予測を行った計算結果を Fig.3-11 に実線および破線で示した。予測した最小寿命スポット予測位置は実験でのき裂発生スポット位置と一致し、寿命予測値は、やや安全側の評価値となったが、おおむね実験結果と一致した。また、計算結果はねじり荷重 60Nm において、BHF が小さく、スプリングバック量の大きい供試部材が若干ではあるが、低寿命となる傾向を示している。Table 3-3 は、ねじり荷重 60Nm の条件で、各 BHF における疲労き裂が生じたスポット溶接部の公称構造応力値とその応力比の計算値を示す。双方の応力振幅は等しいが、BHF400kN で製作された供試部材は残留応力である平均応力が高いため、低寿命になったと考えられる。また、BHF800kN の供試部材は予測値に比べ高寿命となったことから、平均応力感度が想定以上に大きい可能性もあり今後検討を要する。

以上、スポット溶接箱型断面部材の疲労寿命計算において、スプリングバックによる残留応力を平均応力と仮定し、公称構造応力を疲労評価パラメータとする予測手法を用いて、疲労試験結果の傾向を再現する妥当な計算結果を得た。なお、予測精度向上のため、スポット溶接の SN データの補正、平均応力感度の設定などについては更なる精査が必要であり、今後の検討課題としたい。

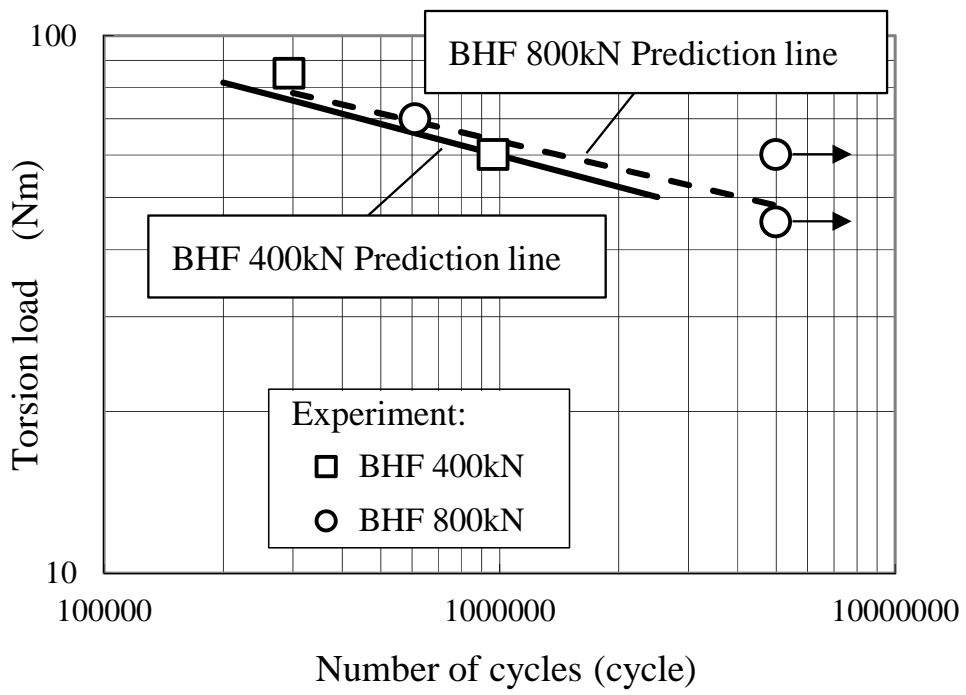


Fig. 3-11 Experimental and predicted fatigue life

Table 3-3 Calculated nominal structural stress and stress ratio under  
torsion load 60Nm

BHF (kN)	Max.Stress (MPa)	Min.Stress (MPa)	Mean Stress (MPa)	Stress ratio
400	920	552	736	0.6
800	820	452	636	0.55

### 3.5 結言

本研究で得られた主な結果を以下に示す。

(1) スポット溶接箱型断面部材について、成形解析、部材組立て時の弾性解析、ねじり荷重下での部材の弾性解析を行い、公称構造応力によるスポット溶接部疲労寿命評価手法を用い、スプリングバックの影響を考慮した部材の疲労寿命評価方法を提案した。

(2) 疲労試験では、き裂が発生した溶接箇所は、全てにおいて部材中央の伸びフランジ成形部のスポット溶接部であり、解析結果で示す力学的に応力が高くなる位置と一致した。

(3) ねじり荷重 60Nm において、BHF が小さい、即ちスプリングバック量が大きい供試部材が低寿命となり、BHF の差による疲労寿命の差異が認められた。成形時のスプリングバックによる残留応力の影響であると考えられる。

(4) 提案手法により、スポット溶接箱型断面部材について疲労寿命評価を行った結果、寿命予測値はやや安全側の評価値となったが、おおむね実験結果と一致した。

### 第 3 章の参考文献

- 1) Rupp, A., Störzel, K. and Grubisic, V. : SAE Technical Paper Series, 950711 (1995) , p.1-11.
- 2) 川本淳・中原裕司・日下部雅幸・角田浩一・荻野正人・金子光輝・横井龍雄・田村浩・渡辺憲一・瀬戸一洋・藤本正男 : No.06-00 自動車技術会シンポジウムテキスト, (2000), p.13-18.
- 3) 東郷敬一郎・大熊伴哉・島村佳信・尾島良文 : 材料, 58-7 (2009), p.627-634.
- 4) 豊田慎・西野創一郎・大屋邦雄 : 2003 年自動車技術会春季学術講演会前刷集, 10-3 (2003), p.1-3.
- 5) Chen, G., Lin, S.-D., Knoerr, L., Sato, K. and Liu, J. : SAE Technical Paper Series, 2002-01-0640 (2002) , p.1-6.
- 6) 寺田耕輔・高橋進・高井亮二 : 塑性と加工, 51-597 (2010) , p.963-968.
- 7) Heiserer, D., Chargin, M. and Sielaff, J. : MSC Worldwide Automotive Conference, 2599 (1999) , p.1-14.
- 8) 中村宏・恒成利康・堀川武・岡崎章三 : 機械の疲労寿命設計, (1983), p.132-140, 養賢堂.
- 9) 吉田裕一・瀬戸厚司・Galtier, A. : 日本機械学会材料力学部門講演会講演論文集, (2004) , p.115-116.
- 10) 中山英介・宮原光雄・富士本博紀・広瀬洋三・福井清之・北村隆行 : 機論 A, 75-753 (2009), p.644-651.
- 11) 大島恵・馬淵晃 : 自動車技術, 40-10 (1986), p.1350-1358.
- 12) 吉田裕一・瀬戸厚司・磯貝栄志・潮田浩作・Weber, B. : 塑性と加工, 53-621 (2012), p.919-923.

## 第4章 変動荷重下での薄板アーク溶接部材の疲労寿命評価

### 4.1 緒言

自動車のシャシ部品は通常、成形加工された熱延薄鋼板をアーク溶接で接合した構造部材であり、その接合部に応力集中し、疲労強度上の危険箇所は接合部になることがほとんどである。また、市場における繰返し荷重負荷は、一定振幅であることは少なく、振幅、平均荷重が変化する変動荷重である場合が多い<sup>1)</sup>。シャシ部品の耐久性向上は、さらなる車体軽量化、コスト削減を進める上で必須であり、市場での実働荷重条件を踏まえた薄板溶接部材の的確な疲労寿命評価はますます重要となる。

部品や車体の開発段階でCAEが活用され、有限要素解析と連携した疲労解析プログラム<sup>2)</sup>が市販されているが、基準となるSNデータ、疲労破壊時における累積損傷値などの設定は、設計者の適正な判断を要する。自動車車体を対象とした疲労寿命評価については、実車走行耐久試験を想定し、スポット溶接部および母材部を対象とした車体耐久性シミュレーションに関する検討例<sup>3)</sup>がある。また、スポット溶接継手について、変動荷重下における疲労損傷評価<sup>4)</sup>を行った研究がある。シャシ部品の疲労寿命評価では、実部品の継手構造をモデル化した供試部材を用いて、継手形式、ビード形状などの疲労強度への影響を調査した研究<sup>5),6)</sup>、溶接部の寿命について、小規模降伏領域寸法を評価パラメータとした予測手法<sup>7)</sup>を適用した研究がある。しかしながら、変動荷重下におけるシャシ部品を想定した薄板アーク溶接部材の疲労寿命評価について、詳細に検討した報告例は見られない。

本研究では、高強度熱延薄鋼板をアーク溶接で接合した継手試験部材を用い、変動振幅荷重下での疲労試験を実施し、その疲労挙動を調べた。さらに、有限要素解析により溶接部の発生応力を算出し、レインフロー法による応力履歴サイクルカウントと修正マイナー(Miner)則<sup>8)</sup>に基づいて、当該継手部材の疲労寿命評価を行い、実験結果と比較考察した。

## 4.2 疲労試験方法と試験結果

### 4.2.1 変動振幅入力荷重の設定

実働荷重下での部材疲労特性を調査するには各対象分野の変動荷重パターンを再現することが必要であるが、その荷重パターンを忠実に再現した疲労試験を行うことは容易でない。一般的に、実働応力頻度分布に基づきモデル化したプログラム変動応力や、航空機や自動車部品に対して推奨されている代表的な試験応力パターンなどを用いて、疲労試験を実施する場合が多い<sup>8)</sup>。本研究では、自動車技術会疲労信頼性部門委員会で公開、提供された日本自動車研究所の基準凹凸路での仮想路面変位データ<sup>9)</sup>に基づいて、変動振幅荷重を設定することとした。当該データは、基準凹凸路に各カテゴリー車を40km/hで走行させた場合の各4車軸ホイールストロークの時刻歴変位波形である。本試験では右側前輪の変位波形を用い、その波形について、極値のみを抽出した後、最大変位で正規化し、Fig.4-1に示す変動入力波形とした。変動入力波形は1ブロックに1062点の極値を有する。その変動パターンは悪路走行時の入力荷重に近い頻度分布を有すると考え、正規化した変動パターンに所定の最大荷重値と荷重比（最小荷重／最大荷重）を定義し、試験時の変動入力荷重を設定した。



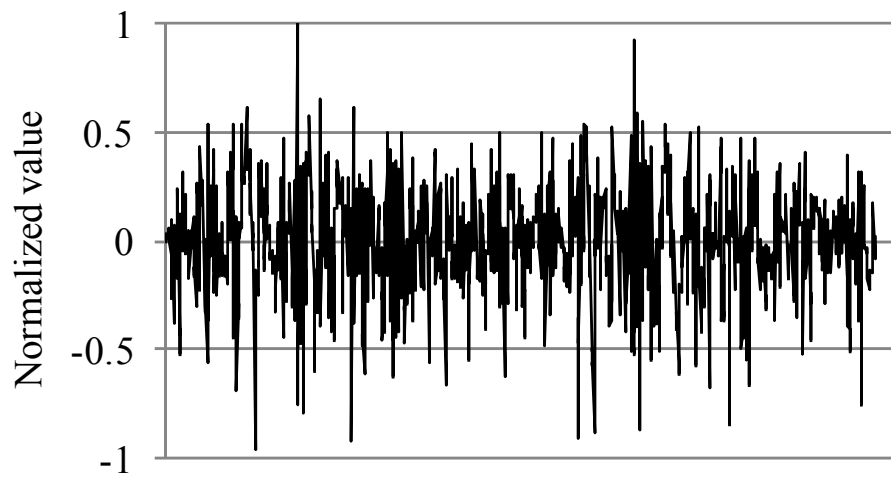


Fig.4-1 Normalized variable amplitude loading pattern based on the standard uneven road profile

## 4.2.2 供試鋼および試験部材

試験部材には、590MPa 級熱延薄鋼板（板厚 2.9mm）製および 440MPa 級熱延薄鋼板（板厚 2.9mm）製重ね隅肉溶接継手と、440MPa 級熱延薄鋼板（板厚 2.3mm）製 T 字型溶接継手を用いた。試験部材に用いた供試鋼について、化学組成、機械的性質を Table 4-1 に、アーク溶接条件を Table 4-2 に示す。590MPa 級熱延薄鋼板の主たる組織はベイナイトであり、440MPa 級熱延薄鋼板の主たる組織はフェライトである。

また、重ね隅肉溶接継手の形状を Fig.4-2 に、T 字型溶接継手の形状を Fig.4-3 に示す。T 字型溶接継手は自動車技術会疲労信頼性部門委員会の共同研究で提唱されたモデル継手であり<sup>5)</sup>、シャシ部品の継手を想定して製作され、矩形断面のベース部材にコの字型のブラケットが隅肉溶接により装着されている。Fig.4-2, Fig.4-3 に示すように、き裂発生を伴うひずみ値の変化を取得するため、試験部材の溶接止端部近傍にゲージ長さ 1mm のひずみゲージを貼付した。Fig.4-4 には、各試験部材について、表層より 0.25mm の深さにおける溶接ビード止端部付近のビッカース硬度分布を示す。590MPa 級鋼板製重ね隅肉溶接継手については、母材部の平均的な硬度は約 210HV であり、溶接金属部の硬度は約 240HV と硬化している。440MPa 級鋼板製である重ね隅肉溶接継手および T 字型溶接継手については、母材部の平均的な硬度は約 150HV であり、溶接金属部の硬度は約 200HV と硬化している。硬度分布より、各試験部材で溶接金属と母材部との間に硬度差があることが認められた。

Table 4-1 Chemical compositions and mechanical properties

Steel grade	Thick-ness (mm)	Chemical compositions (mass %)					Mechanical properties		
		C	Si	Mn	P	S	YS (MPa)	TS (MPa)	EL (%)
590MPa class	2.9	0.04	0.66	1.89	0.009	0.001	554	612	29
440MPa class	2.3	0.06	0.02	1.35	0.018	0.003	343	455	35
	2.9	0.14	0.02	0.51	0.011	0.005	287	443	38

Table 4-2 Welding conditions

Steel grade	Welding material	Shield gas	Wire diameter (mm)	Welding current (A)	Arc Voltage (V)	Welding speed (cm/min)
590MPa-class	JIS Z3312 YGW12	CO <sub>2</sub> gas	1.2	225	20	70
440MPa-class	JIS Z3312 YGW12	CO <sub>2</sub> gas	1.2	190	23	80

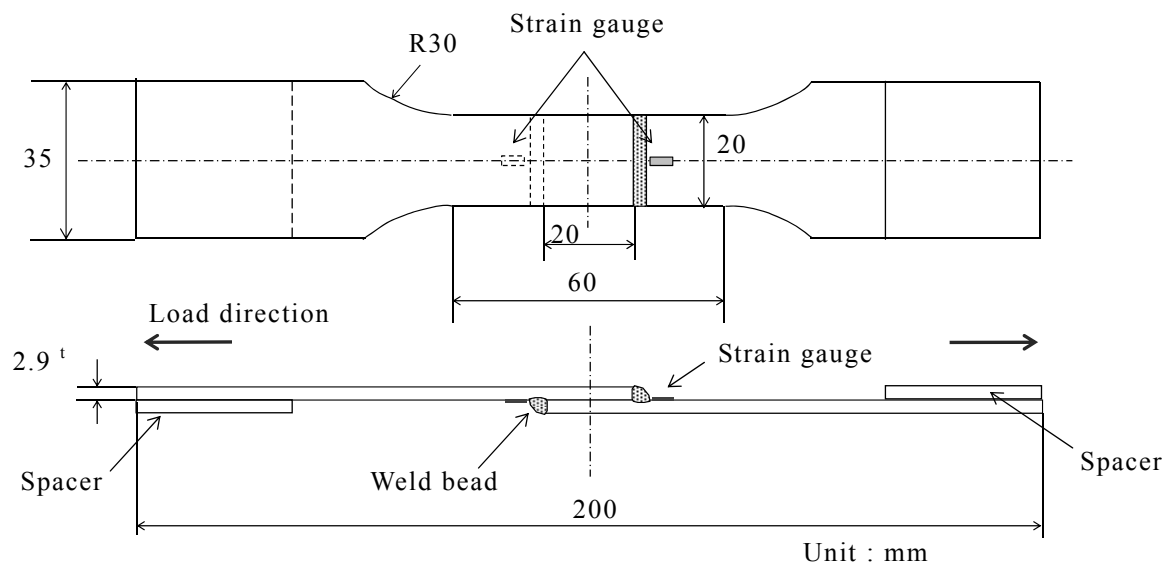


Fig.4-2 Schematic of arc welded lap joint

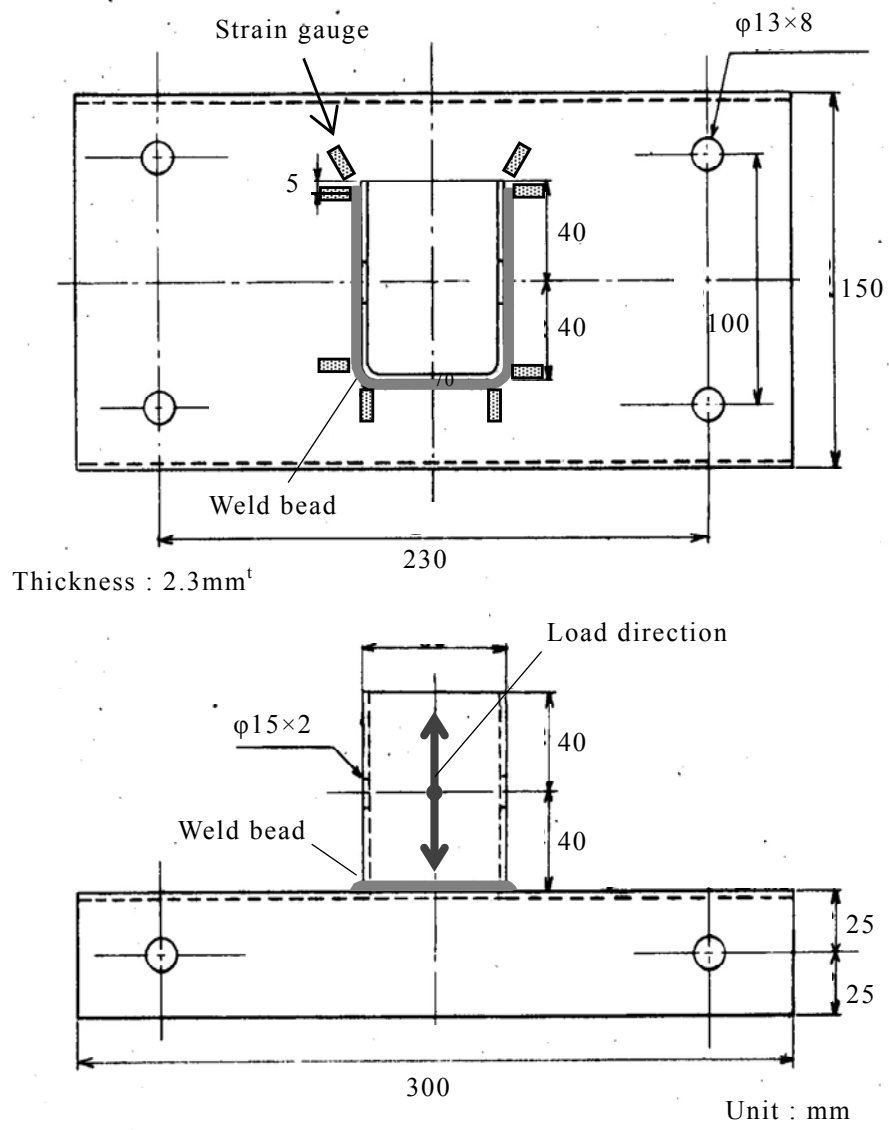


Fig.4-3 Schematic of T-joint(T-shape-type arc welded joint)

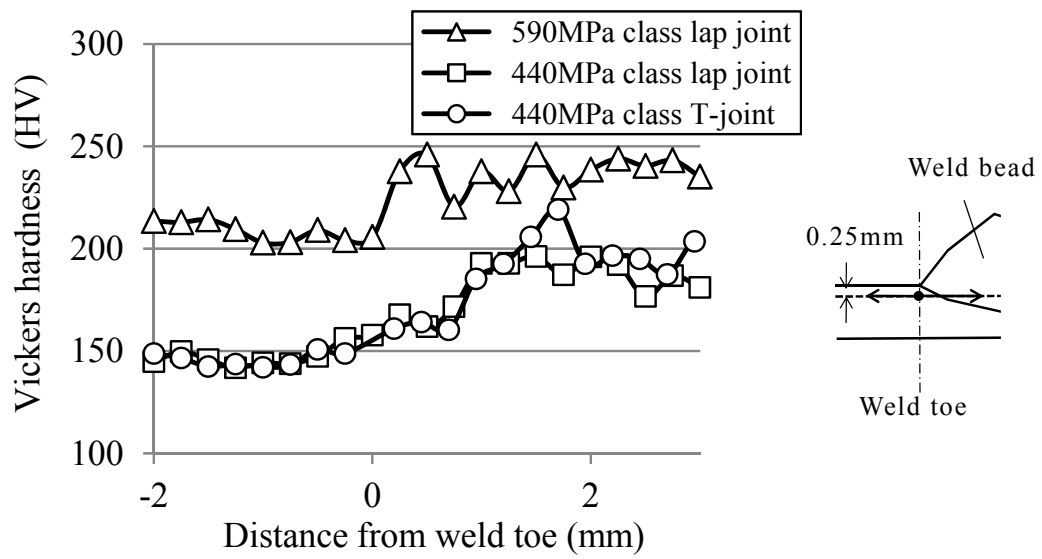
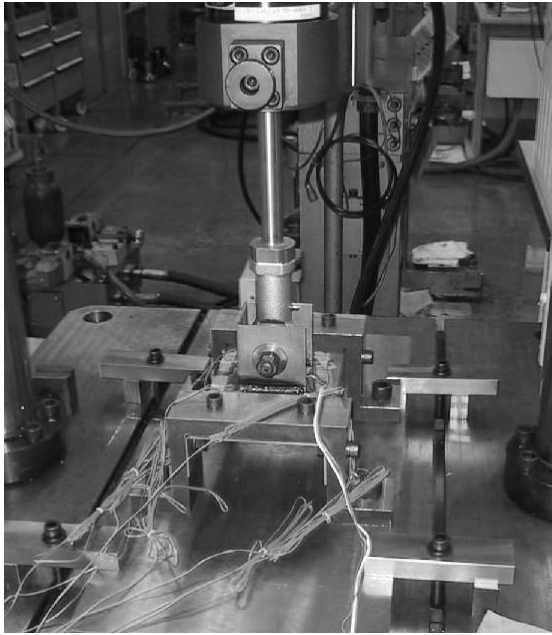


Fig.4-4 Hardness distribution around weld bead

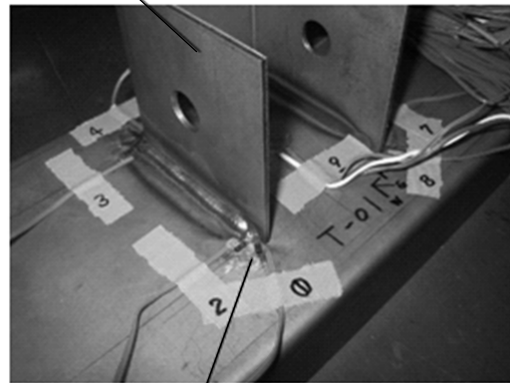
### 4.2.3 試験方法

重ね隅肉溶接継手の疲労試験については、載荷容量 100kN の MTS 社製油圧サーボ式疲労試験機を用いて、室温、大気中で実施し、繰返し速度 10Hz で引張荷重を当該継手に作用させた。負荷形式は荷重制御であり、一定振幅荷重と変動振幅荷重の二種類の荷重条件とした。一定振幅荷重による疲労試験は、荷重比を 0.1 で実施し、変動振幅荷重による疲労試験は、荷重比を 0.05 で実施した。負荷時における継手の面外変形を極力小さくするため、チャック部に同厚の小片スペーサを挟んで、当該継手を試験機に装着した。T 字型溶接継手の疲労試験については、載荷容量 50kN の島津製作所社製油圧サーボ式疲労試験機を用いて室温、大気中で実施し、ボールジョイントを介してコの字型ブラケットに、繰返し速度 5Hz で鉛直方向に荷重を作用させた。T 字型溶接継手の疲労試験概観を Fig.4-5 に示す。負荷形式は、重ね隅肉溶接継手の疲労試験と同様に荷重制御であり、一定振幅荷重と変動振幅荷重の二種類の荷重条件とした。一定振幅荷重による疲労試験は、荷重比を -1 で実施し、変動振幅荷重による疲労試験は、荷重比を -0.96 で実施した。疲労試験中、溶接止端部に貼付したひずみゲージにより一定周期でひずみ範囲データを取得してひずみ履歴を測定した。また、実際に負荷された荷重の履歴も一定周期で取得し、設定された荷重が試験部材に作用していることを確認した。疲労寿命判定については、ひずみ範囲が初期状態から 20%低下した時点の繰返し数をき裂発生寿命  $N_{20}$  とし<sup>5)</sup>、 $N_{20}$  を試験部材の疲労寿命と定義した。





Bracket



Strain gauge

Fig.4-5 Overview of fatigue test

#### 4.2.4 試験結果

590MPa 級および 440MPa 級熱延薄鋼板製重ね隅肉溶接継手の疲労試験結果を Fig.4-6, Fig.4-7 に示す. Fig.4-6 は一定振幅荷重下での試験結果であり, 縦軸の値は荷重振幅, 横軸の値は前に述べたき裂発生時点での繰返し数  $N_{20}$  を示す. Fig.4-7 は変動振幅荷重下での試験結果であり, 縦軸の値は変動振幅荷重の最大値, 横軸の値はき裂発生時点までに 1 ブロックの変動振幅荷重パターンが載荷された回数 (繰返しパス数)  $N_{p20}$  を示す. 疲労試験データは, 両対数グラフ上での直線回帰線に対し, 比較的ばらつきの少ない分布となった. 590MPa 級鋼板製重ね隅肉溶接継手と 440MPa 級鋼板製重ね隅肉溶接継手の疲労データはほぼ一致した分布を示し, 継手母材の強度差による疲労強度の違いは認められなかった. 丸尾ら<sup>5)</sup>も, 継手強度の違いによって溶接部の疲労寿命に大差がないことを報告しており, 本試験結果においても同様な結果となった. また, 各重ね隅肉溶接継手はいずれも溶接止端部で破断しており, き裂発生後, 板厚方向へき裂が進展して破断したものと考えられる.

440MPa 級熱延薄鋼板製 T 字型溶接継手の疲労試験結果を Fig.4-8, Fig.4-9 に示す. Fig.4-8 は一定振幅荷重下での試験結果, Fig.4-9 は変動振幅荷重での試験結果である. 双方の疲労試験データは重ね隅肉溶接継手の試験結果と同様に, 比較的ばらつきの少ないデータが得られた. Fig.4-10 は, T 字型溶接継手の変動振幅荷重試験における初期き裂発生箇所近傍のひずみ範囲の変化を示す. Fig.4-11 は破断形態を示すマクロ写真の代表例である. 本試験ではいずれも, 高い応力集中が生じるブラケットコーナーの溶接止端部で 5mm から 10mm 程度の長さのマクロなき裂が発生し, 板厚方向へき裂が進展する形態である. き裂近傍は局所的に強度が低下し, 荷重分担が小さくなるため, そのひずみ範囲はき裂の進展とともに徐々に低下する. 従って, Fig.4-10 のグラフに示すひずみ範囲の低下は, き裂が止端部に発生し板厚方向へ進展する過程と考えられる.

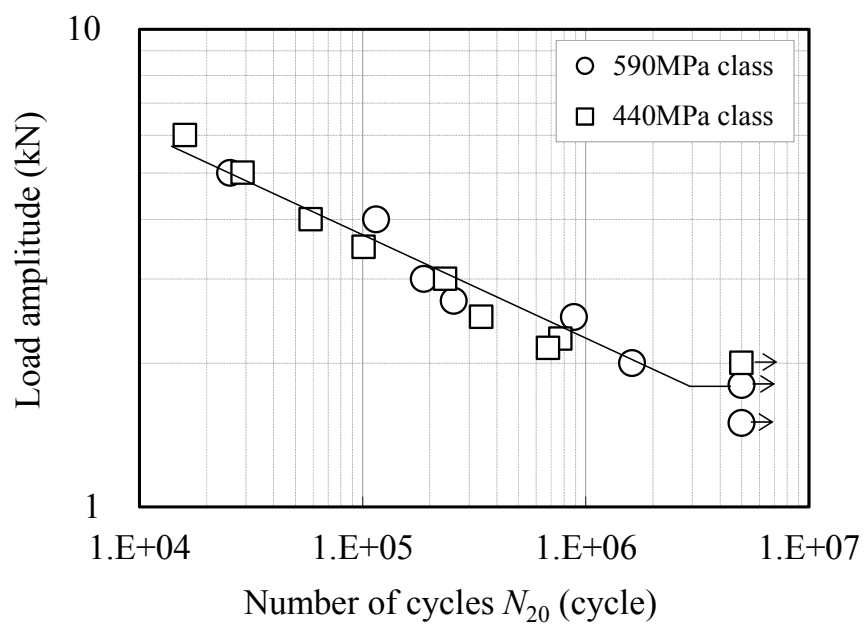


Fig.4-6 Fatigue strength of lap joint under constant amplitude loading

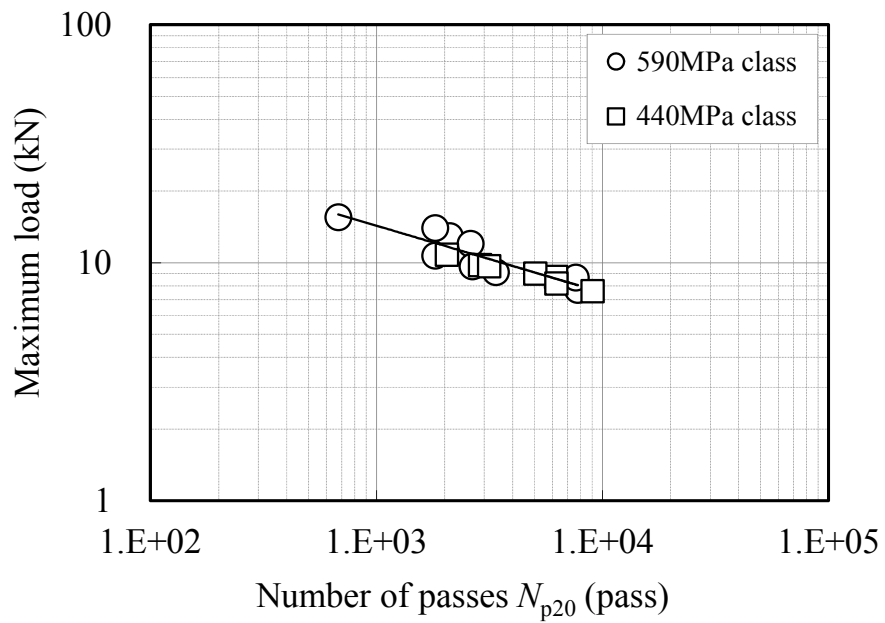


Fig.4-7 Fatigue strength of lap joint under variable amplitude loading

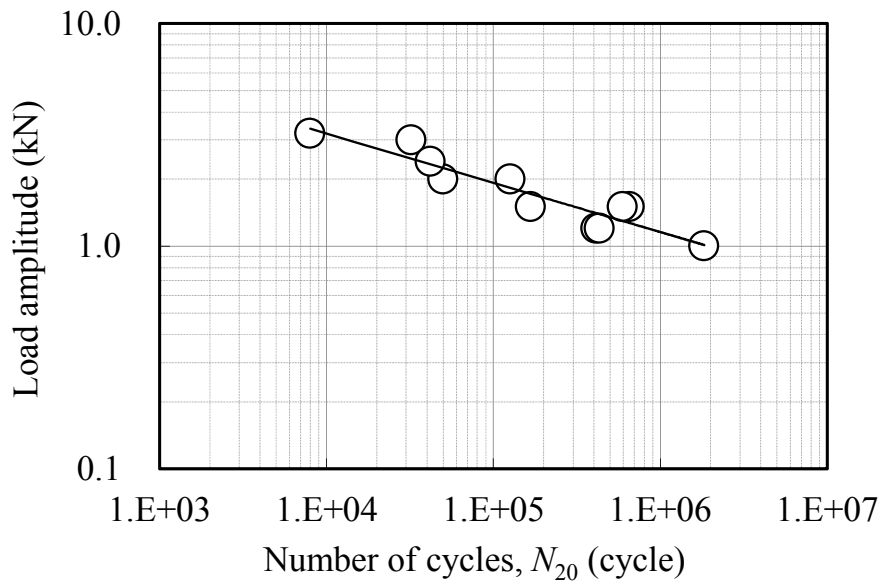


Fig.4-8 Fatigue strength of T-joint under constant amplitude loading

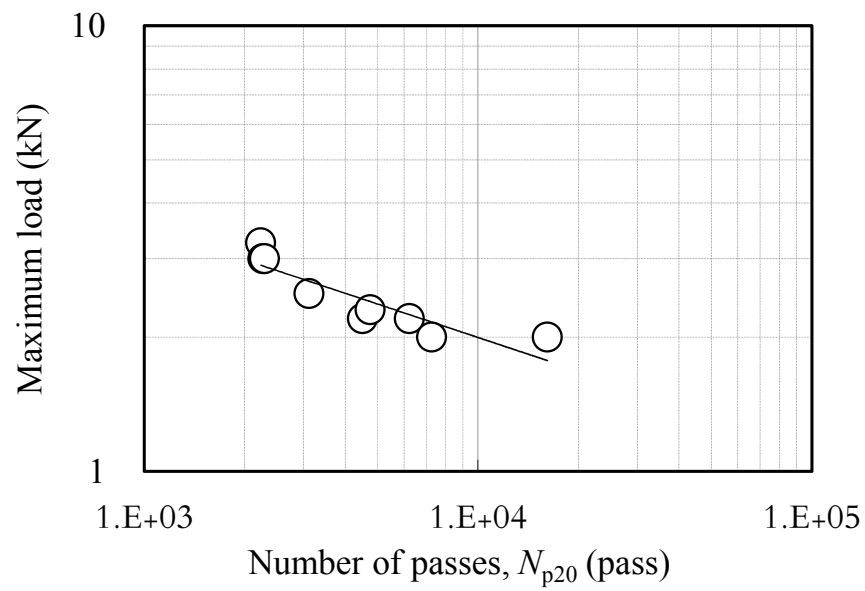


Fig.4-9 Fatigue strength of T-joint under variable amplitude loading

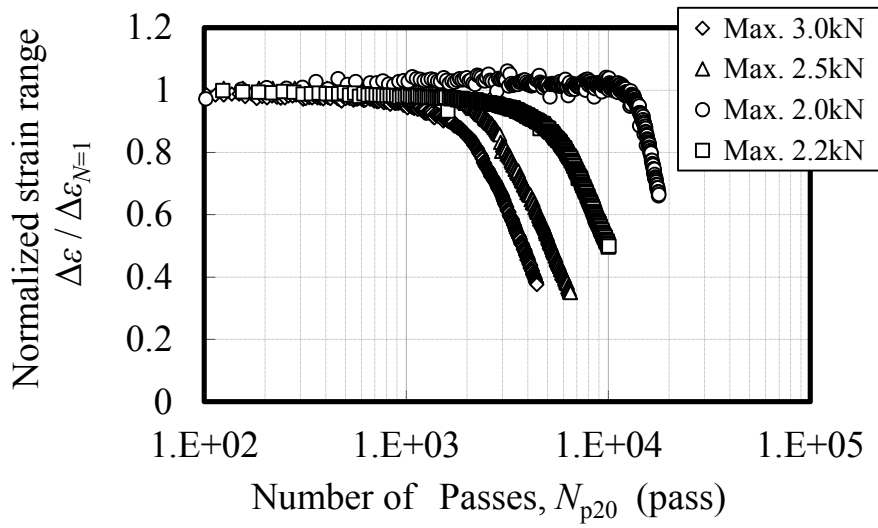


Fig.4-10 Transition of strain range of T-joint under variable amplitude loading

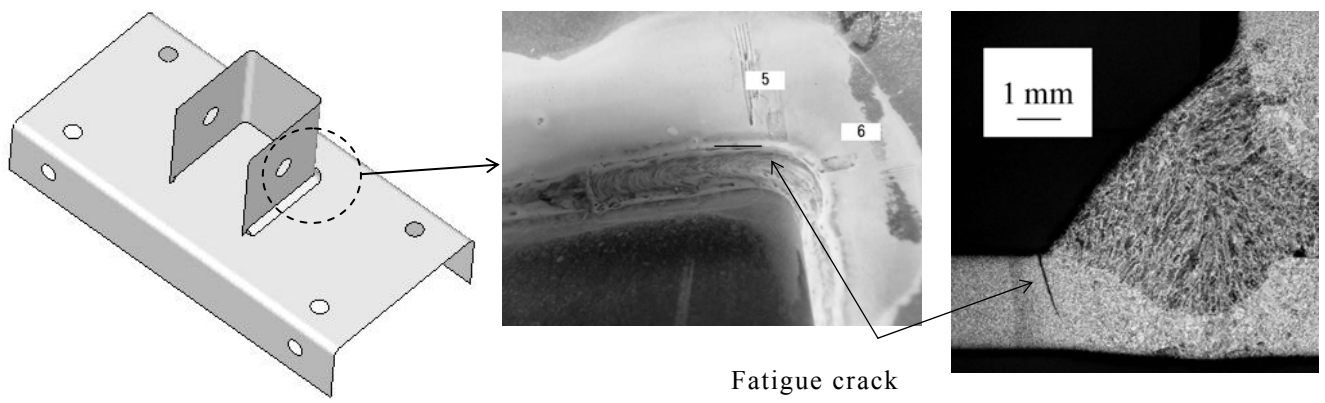


Fig.4-11 Fatigue crack of T-joint

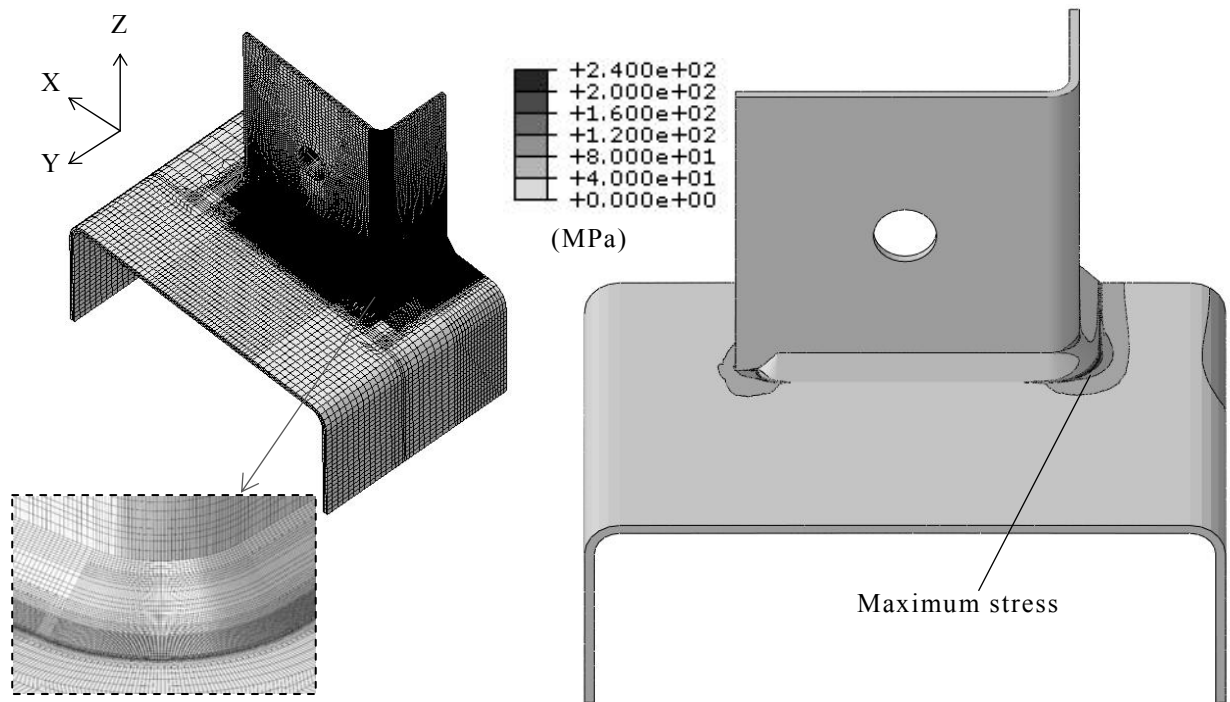


T字型溶接継手について溶接止端部の応力集中状態を詳しく調べるため、汎用ソルバーMSC.Nastranを用いて有限要素法三次元弾性解析を行った。解析モデルは継手の1/2であり、8節点および6節点ソリッド要素で構成され、止端部付近については最小寸法0.05mmの要素により細分化し、止端半径は1.0mmとした。入力荷重については、継手固定部にあたる部分を変位拘束し、ブラケットのボルト穴から鉛直方向に負荷した。Fig.4-12は、解析モデルと、引張荷重1kNを作用させた場合の相当応力分布を示す。T字型溶接継手には、ベース部材のブラケット取付け面において面外変形が若干生じ、溶接始末端部およびブラケットコーナー部の溶接止端部に応力集中が確認された。本試験での荷重負荷条件では、ブラケットコーナー部の局所応力が溶接始末端部のそれより約20%上回り、最大応力部となった。したがって、ブラケットコーナー部の初期き裂発生は、構造的な応力集中によるものと考えられる。

アーク溶接止端部の疲労き裂に焦点を絞った疲労寿命評価方法として、溶接部を線接合とみなしてシェル要素でモデル化し、その溶接止端部の節点力を用いて算出される構造応力を評価パラメータとした手法<sup>10)</sup>がある。その構造応力は、止端部に発生する曲げ応力と垂直応力を含んでおり、局所応力場を代表させる構造的な応力集中を示す評価パラメータである。本試験に用いた重ね隅肉溶接継手、T字型溶接継手、および別途著者らが疲労特性を調べた溶接始末端を有する重ね隅肉溶接継手<sup>11)</sup>について、構造応力による疲労強度評価を行った。溶接始末端を有する重ね隅肉溶接継手は、板厚2.3mmの440MPa級熱延薄鋼板にて製作され、T字型溶接継手と同様に実部材での溶接ビードを想定し、溶接始末端が設けられている。Fig.4-13に各溶接継手の解析モデルを示す。各モデルに所定の疲労荷重を作用させ、有限要素法三次元弾性解析により溶接部の構造応力を求めた。

Fig.4-14は、各溶接継手について、一定振幅荷重における疲労試験結果を疲労き裂が発生した溶接止端部節点の構造応力範囲で整理したSN線図である。なお、構造応力範囲は、応力比（最小応力/最大応力） $R = -1$ での応力範囲へ平均応力補正した値である。なお、過去の研究<sup>12)</sup>では、結晶粒径程度のマイクロなき裂発生までの過程において平均応力の影響はほとんどないが、き裂進展過程では平均応力の影響が

あることが報告されている。本研究で定義したき裂発生寿命  $N_{20}$  は、5mm から 10mm 程度の長さであるマクロなき裂を想定しており、き裂進展過程が  $N_{20}$  に含まれると考え、平均応力補正を行った。平均応力補正については、文献<sup>10)</sup>より、応力比  $R \leq 0$  では平均応力感度  $M_1 = 0.25$  とし、応力比  $R > 0$  では平均応力感度  $M_2 = 0.1$  とした。今回試験を実施した T 字型溶接継手と、溶接始末端を有する重ね隅肉溶接継手の疲労データは、ほぼ一致した分布を示した。これは、溶接部の構造応力で整理すると、材質、板厚が同一であれば、継手形状、負荷形式に依存せず統一的に疲労強度評価ができる可能性を示唆している。一方、板厚が異なる 440MPa 級鋼板製重ね隅肉溶接継手（板厚 2.9mm）の疲労強度は、前に述べた二種類の継手の疲労強度と比較し、五割程度低い値を示した。厚板の溶接継手の疲労強度に及ぼす板厚効果については、板厚が増すに従い疲労強度が低下することが知られ、板厚の 1/4 乗に反比例する補正係数を用いる設計基準がある<sup>13)</sup>。本試験結果での疲労強度の差異については、板厚効果のみでは説明できない。文献<sup>10)</sup>においては溶接部近傍の変形モードによって疲労強度差が生じると述べられており、薄板部材での板厚、変形モードの違いによる疲労強度差については今後検討を要する。



(a) FE solid element model

(b) Mises equivalent Stress distribution

Fig.4-12 Mises equivalent Stress distribution of T-joint

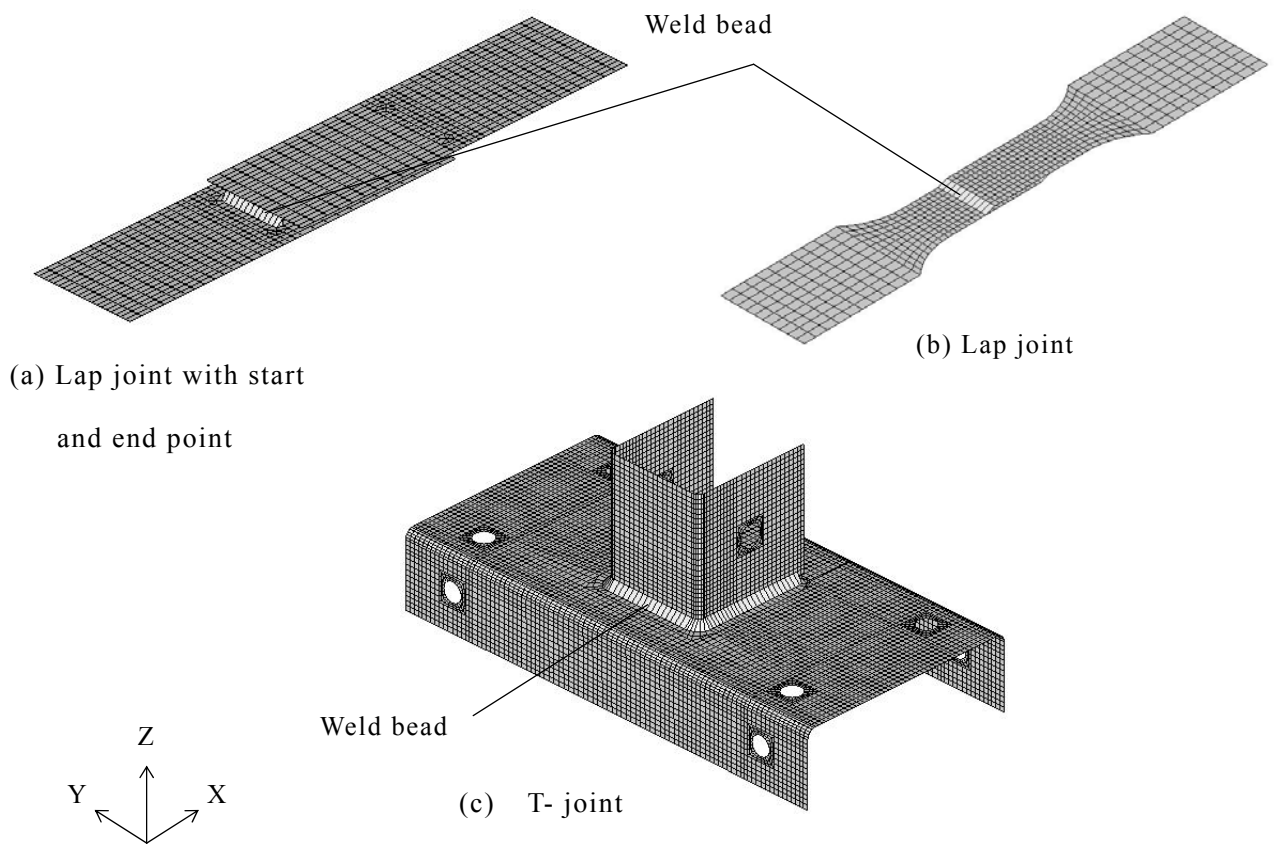


Fig.4-13 FE shell element model

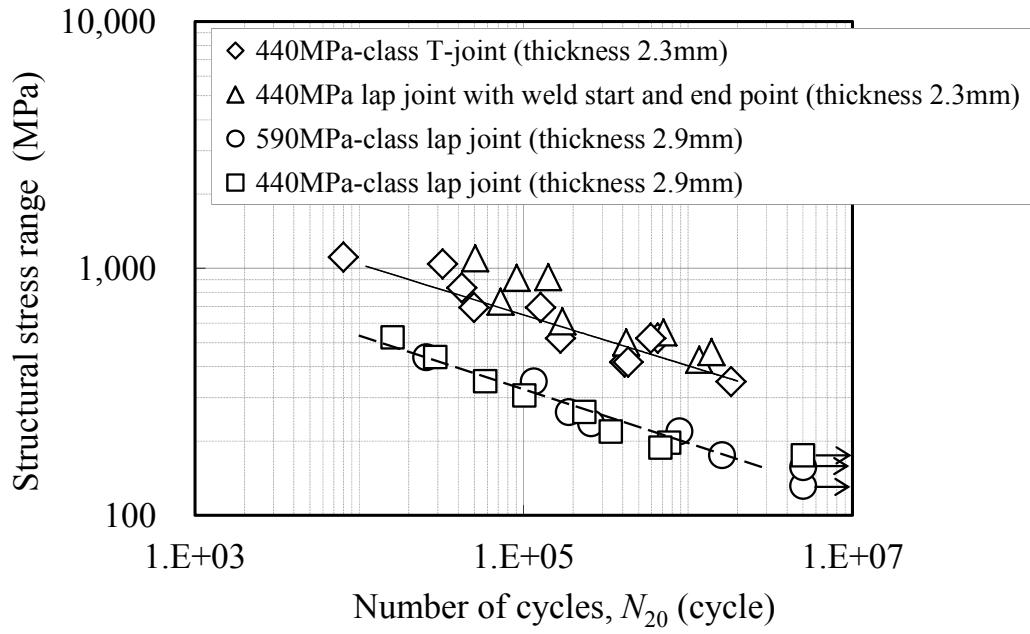


Fig.4-14 Fatigue strength of T-joints and Lap joints

### 4.3 疲労寿命推定方法

本研究では，疲労寿命計算を市販の疲労解析プログラムである nCode 社の FE-Fatigue を用いて行った．本プログラムに採用されているアーク溶接部材の予測手法は前に述べた溶接止端部の節点に発生する構造応力を評価パラメータとする手法である．以下変動振幅荷重下における溶接部材の寿命算出手順を述べる．Fig.4-13(b),(c)に示す重ね隅肉溶接継手およびT字型溶接継手の有限要素モデルを用いた弾性解析により，変動振幅入力荷重を前提として，溶接止端部の構造応力波形を算出し，算出された波形について，レインフロー法による応力履歴サイクルカウントを行う．カウントされた各サイクルの応力範囲については，平均応力補正を行って，後述する基準  $SN$  曲線の応力範囲と等価な値に変換する．平均応力補正については，前述と同様に文献<sup>10)</sup>より平均応力感度を設定した．基準  $SN$  曲線は，Fig.4-14に示す重ね隅肉溶接継手，T字型溶接継手の各  $SN$  データにおける回帰線とした．基準  $SN$  曲線とサイクルカウントされた平均応力補正後の応力範囲を用いて，修正マイナー（Miner）則に基づき累積損傷値  $D$  を算出し， $D = 1$  となる変動振幅荷重の繰返しパス数  $N_{p20}$  を疲労寿命とした．

なお，本試験部材のような一軸方向の変動振幅荷重下の疲労寿命は，入力荷重を評価パラメータとして用いても，修正マイナー（Miner）則に基づく同様な手順に従い算出可能である．本研究では，多軸方向の入力荷重が作用する場合が多い実部品への拡張性を勘案し，構造応力値を評価パラメータとする寿命推定を行った．

## 4.4 寿命評価結果と考察

Fig.4-15 は、590MPa 級および 440MPa 級鋼板製重ね隅肉溶接継手について、変動振幅荷重下での疲労試験結果と修正マイナー（Miner）則を用いた寿命推定結果を比較したグラフである。図中の破線は前節で述べた手順で算出した寿命推定値を示す。寿命推定値は、低荷重において、試験結果よりもやや過大評価となる傾向であった。440MPa 級鋼板製 T 字型溶接継手について、Fig.4-16 に変動振幅荷重下での疲労試験結果と寿命推定結果の比較を示す。重ね隅肉溶接継手と同様に、寿命推定値は試験結果に対してやや過大評価となった。各溶接継手について、変動振幅荷重の最大値と累積損傷値  $D$  の関係を Fig.4-17 に示す。変動荷重の最大値が低くなり、疲労限度近傍の荷重成分が増すに従い、 $D$  値が小さくなる傾向を示している。また、T 字型溶接継手の  $D$  値は重ね隅肉溶接継手に比べやや小さい。

修正マイナー（Miner）則は、荷重相互作用や荷重負荷順序とは無関係に累積損傷値  $D$  を算定するため、変動振幅波形によっては  $D = 1$  になるとき疲労破壊が生じるとは限らない。このような場合、基準  $SN$  曲線を修正して寿命推定を行う方法<sup>14)</sup> が提案されている。応力振幅や平均応力が頻繁に変動する荷重では、高レベルの応力負荷の影響により疲労限度近傍の低レベル応力による損傷が一定振幅の  $SN$  データから推定される場合より大きくなり、その現象を踏まえた修正方法としてコーテン（Corten）-ドラン（Dolan）の方法がある。その修正方法を Fig.4-18 に示す。最大応力振幅の点を修正基点にして修正係数  $\beta$  ( $= \tan\theta_2 / \tan\theta_1$ ) を用い、傾きが大きい基準  $SN$  曲線を新たに設定する。今回疲労試験に用いた変動荷重は荷重振幅が比較的頻繁に変動しており、コーテン（Corten）-ドラン（Dolan）の方法を用いて再度寿命推定した。修正計数  $\beta$  については、推奨値が 0.7~0.95 とされており、本推定では修正度合いが大きく、安全側の評価となる  $\beta = 0.7$  で算出した。各溶接継手について、基準  $SN$  曲線を修正して再度計算した寿命推定値を Fig.4-15、Fig.4-16 に実線で示した。重ね隅肉溶接継手は、やや過小評価となる安全側の寿命推定値となったが、T 字型溶接継手については、寿命推定値と実験値はほぼ一致した。これは、当初の推定値と実験値の乖離に荷重相互作用が一要因として影響したことを示唆する

ものと思われる。Fig.4-17 で示すように重ね隅肉溶接継手と T 字型溶接継手において累積損傷値  $D$  に差があったことから、荷重相互作用は、継手形式の違いによる変形拘束の大小に影響されると推察される。

以上、変動荷重下での薄板アーク溶接試験部材の疲労挙動について調査し、考察を加えた。実働状態で想定されうる他の変動パターンでの疲労挙動、基準  $SN$  曲線における修正係数  $\beta$  や修正基点の設定などについては、さらなる精査が必要であり、今後の研究課題としたい。





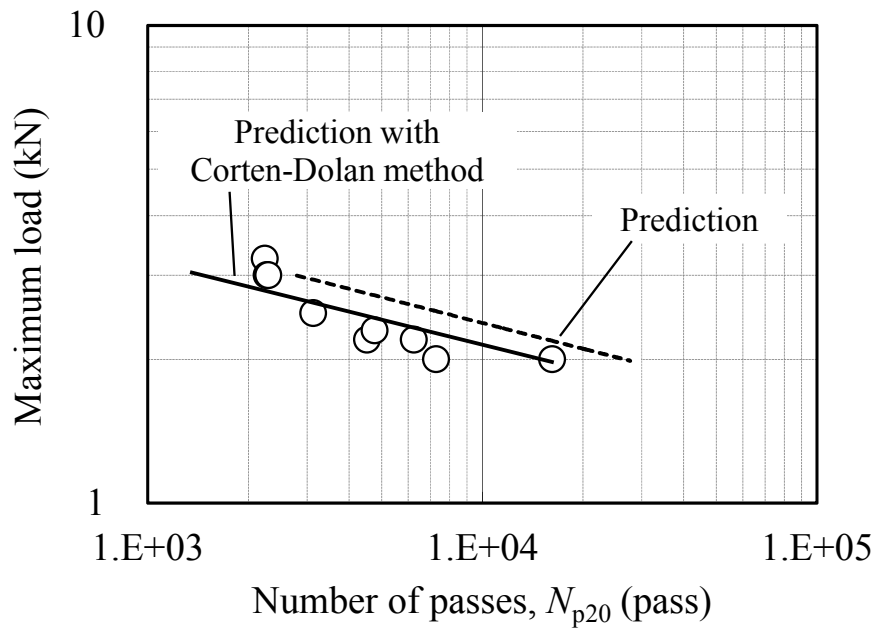


Fig.4-16 Comparison between predicted and experimental results on T-joint under variable amplitude loading

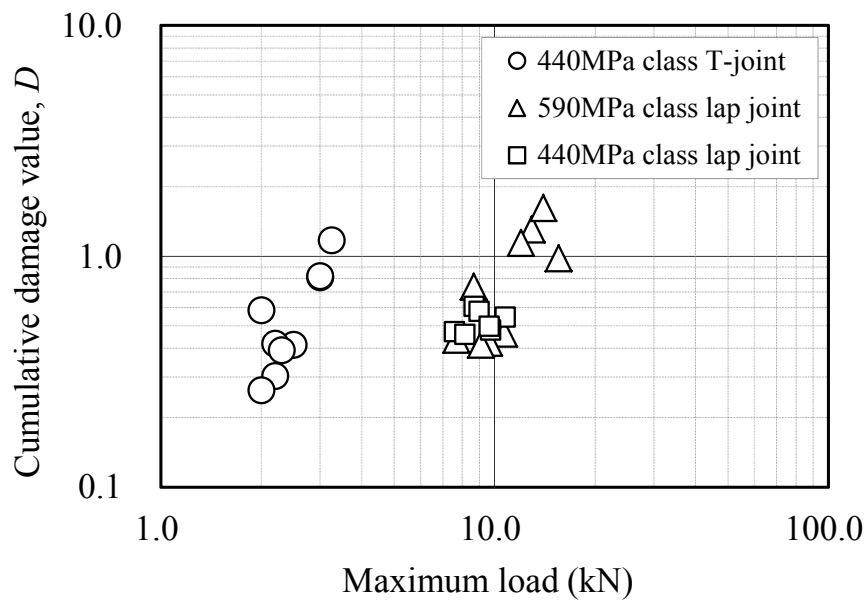


Fig.4-17 Relation between cumulative damage value and maximum load value

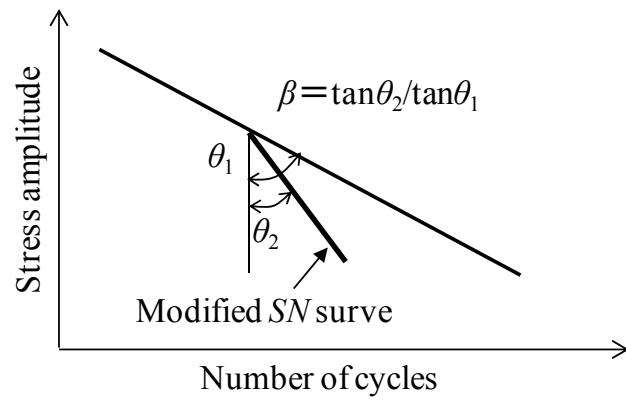


Fig. 4-18 Corten-Dolan method

## 4.5 結言

本研究において得られた主な知見を以下に示す。

(1) 重ね隅肉溶接継手，T字型溶接継手について，き裂発生寿命  $N_{20}$  で整理した疲労試験データは，両対数グラフ上での直線回帰線に対し，比較的ばらつきの少ない分布となった。また，重ね隅肉溶接継手の疲労データについては，590MPa 級鋼板製継手と 440MPa 級鋼板製継手でほぼ一致した分布となった。

(2) T字型溶接継手の疲労試験ではいずれもブラケットコーナーの溶接止端部から疲労き裂が発生しており，その発生位置は有限要素解析結果が示す最大応力部と一致した。

(3) 材質，板厚が同一で継手形式が異なる，T字型溶接継手と重ね隅肉溶接継手について，構造応力範囲で整理すると， $SN$  線図はほぼ一致する結果となった。

(4) 修正マイナー (Miner) 則に基づいて変動振幅荷重下の疲労試験結果を寿命推定したところ，寿命推定値は試験結果に対してやや過大評価となった。

(5) コーテン (Corten) - ドラン (Dolan) の方法により基準  $SN$  曲線を修正して，修正マイナー (Miner) 則に基づき，再度寿命推定した結果，重ね隅肉溶接継手では過小評価となり，T字型溶接継手では寿命推定値と実験値はほぼ一致した。修正効果の差異は継手形状に起因した荷重相互作用の影響と推察した。

## 第4章の参考文献

- 1) 菅田淳：日本機械学会誌，113-1094(2010), p.4-7.
- 2) 鯉淵興二・小久保邦雄：製品開発のための材料力学と強度設計ノウハウ，(2002) ,p.128-135, 日刊工業新聞社.
- 3) 小串俊明・後藤浩之・砂山良彦：SUZUKI TECHNICAL REVIEW, 32(2006), p.62-66.
- 4) 種子島亮太・曙紘之・加藤昌彦・菅田淳：日本機械学会論文集 A 編, 78-787 (2012) , p.278-288.
- 5) 丸尾泰弘・向公聖・遠山敬助・赤崎智康・飯塚幸夫・大窪明・塩崎毅・竹内悦男・牧野泰三・山本宗平・渡邊博：No.06-00 自動車技術会シンポジウムテキスト，(2000), p.50-57.
- 6) 赤崎智康・塩崎毅・遠山敬助・笠原敏郎：自動車技術会論文集,34-3(2003), p.139-143.
- 7) 遠山敬助：No.12-05 自動車技術会シンポジウムテキスト，(2005), p.9-15.
- 8) 中井善一：材料強度学，(2005), p.111-118, 日本材料学会.
- 9) 青木恒保・天野学・原口正樹・山本宗平・宮武岳郎・山川新二：No.12-05 自動車技術会シンポジウムテキスト，(2005), p.38-43.
- 10) Fermér,M.,Andréasson,M. and Frodin,B.:SAE Transactions,107-5(1998),p.1280-1286.
- 11) 瀬戸厚司・吉田裕一・Galtier,A.：自動車技術会論文集,36-2(2005), p.95-100.
- 12) 西谷弘信・蓮尾康博：日本機械学会論文集，44-377(1978), p.1-7.
- 13) 日本鋼構造協会編：鋼構造物の疲労設計指針・同解説，(1993), p.206-214, 技報堂.
- 14) 日本材料学会編：金属材料疲労設計便覧，(1981), p.127-128, 養賢堂.
- 15) 吉田裕一・瀬戸厚司・潮田浩作・Weber,B.：自動車技術会論文集,44-2(2013), p.721-726.

## 第5章 変動荷重下での薄板重ね隅肉アーク溶接継手の疲労 寿命に及ぼす荷重相互作用の影響

### 5.1 緒言

熱延薄鋼板からなる自動車のシャシ部品において、アーク溶接は成形加工された部材やブラケット等の付属部品の接合によく用いられている。市場におけるシャシ部品への繰返し荷重負荷は、一定振幅であることは少なく、振幅、平均荷重が変化する変動荷重である場合が多い<sup>1)</sup>。これまでの研究では、シャシ部品の継手構造をモデル化した供試部材を用いて、継手形式、ビード形状などの疲労強度への影響を調査した研究<sup>2),3)</sup>がある。また、スポット溶接継手の変動荷重下における疲労損傷評価を行った研究<sup>4)</sup>、鉄道車両用車軸圧入部のフレットング疲労に及ぼす変動応力の影響を検討した例<sup>5)</sup>などがあるが、アーク溶接部に関し、変動荷重下における疲労特性について、詳細に検討した報告例は少ない。

第4章の研究<sup>6)</sup>において、高強度熱延薄鋼板をアーク溶接で接合した継手試験部材を用い、日本自動車研究所の基準凹凸路での仮想路面変位データに基づき設定した変動振幅荷重下での疲労試験を実施し、その疲労挙動を調べた。さらに、変動振幅荷重下での疲労試験結果を修正マイナー (Miner) 則により寿命推定したところ、寿命推定値は試験結果に対してやや過大評価となった。応力振幅や平均応力が頻繁に変動する荷重では、高レベルの応力負荷の影響により、疲労限度近傍の低レベル応力による損傷が、一定振幅の  $SN$  データから推定される場合より大きくなる荷重相互作用を考慮する必要が予想される。第4章の研究で扱った変動荷重は、荷重振幅が比較的頻繁に変動しており、荷重相互作用が推定値と実験値の乖離の一要因であると推察した。

本研究では、荷重相互作用がアーク溶接部の疲労寿命に及ぼす影響に着目し、高強度 (440MPa 級) 熱延薄鋼板を母材とする重ね隅肉アーク溶接継手を用いて、二段繰返し変動荷重による疲労試験を実施し、修正マイナー (Miner) 則に基づく累積損傷値とその変動荷重条件の関係について実験的に検討することを特徴とした。さ

らに、電子線後方散乱回折（EBSD：Electron Back-Scattering Diffraction）法を用いて、重ね隅肉アーク溶接継手の疲労き裂発生近傍を観察し、微細組織の変化と累積損傷値の関係について調べた。

## 5.2 実験方法

### 5.2.1 供試鋼および試験継手

供試鋼は、Table 5-1 に示す化学組成および機械的特性を有する 2.9mm 厚の 440MPa 級熱延薄鋼板であり、主たる組織はフェライトである。溶接条件を Table 5-2 に示す。溶接方法には CO<sub>2</sub> アーク溶接を用い、重ね隅肉溶接継手を製作した。

Fig.5-1 に本試験に用いた重ね隅肉溶接継手の形状を示す。き裂発生を伴うひずみ値の変化を取得するため、溶接止端部近傍にゲージ長さ 1mm のひずみゲージを貼付した。Fig.5-2 には、表層より 0.25mm の深さにおける溶接ビード止端部付近のビッカース硬度分布を示す。母材部の平均的な硬度は約 150HV であり、溶接金属部の硬度は約 200HV と硬化している。硬度分布より、各試験継手で溶接金属と母材部との間に硬度差があることが認められた。

また、溶接止端から 1mm 離れた位置の 3ヶ所について、残留応力を X 線により測定した。測定結果から残留応力は -100MPa～50MPa であり、厚鋼板の溶接部で見られる降伏応力レベルの引張残留応力は確認されなかった。Fig.5-3 は、本試験継手の静的引張試験の結果であり、縦軸は引張荷重、横軸は試験継手に対する試験機のクロスヘッドの変位を示す。引張試験時の破断箇所は溶接部近傍の母材部であった。Fig.5-3 より、本試験継手の最大引張荷重は 26kN 程度であることが確認された。



Table 5-1 Chemical compositions and tensile properties of steel used

Steel grade	Chemical compositions (mass %)					Mechanical properties		
	C	Si	Mn	P	S	<i>YS</i> (MPa)	<i>TS</i> (MPa)	<i>EL</i> (%)
440MPa class	0.14	0.02	0.51	0.011	0.005	287	443	38

Table 5-2 Welding conditions

Welding material	Shield gas	Wire diameter (mm)	Welding current (A)	Arc Voltage (V)	Welding speed (cm/min)
JIS Z3312 YGW12	CO <sub>2</sub> gas	1.2	190	23	80

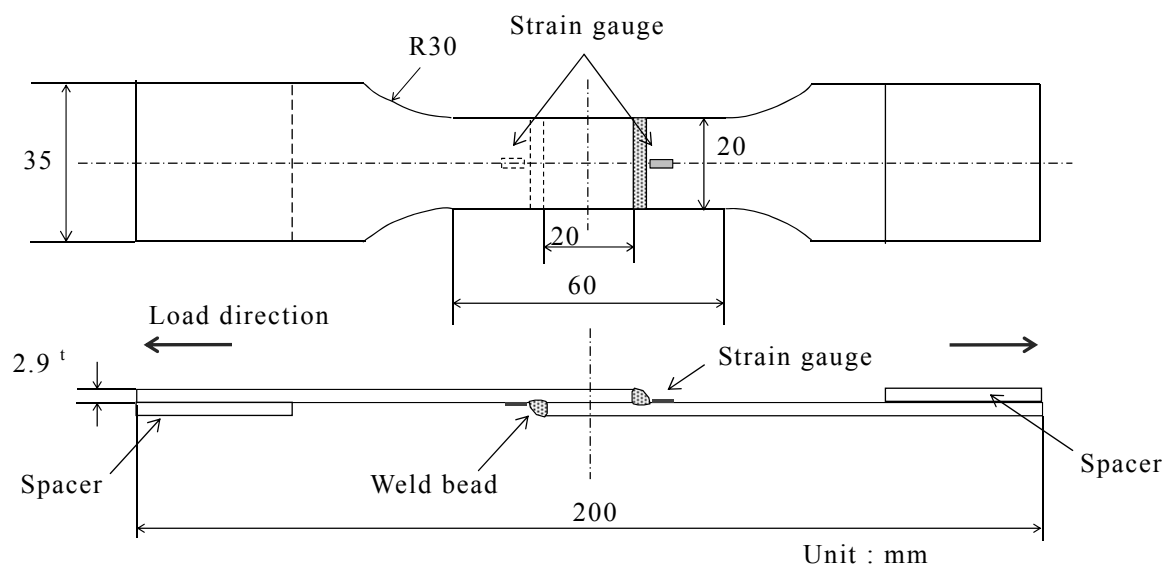


Fig.5-1 Schematic of arc welded lap joint test piece

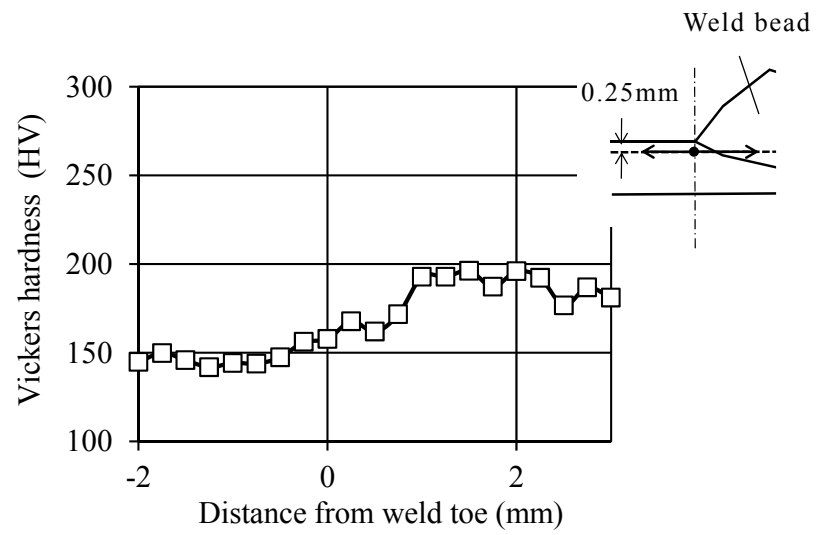


Fig.5-2 Hardness distribution around weld bead

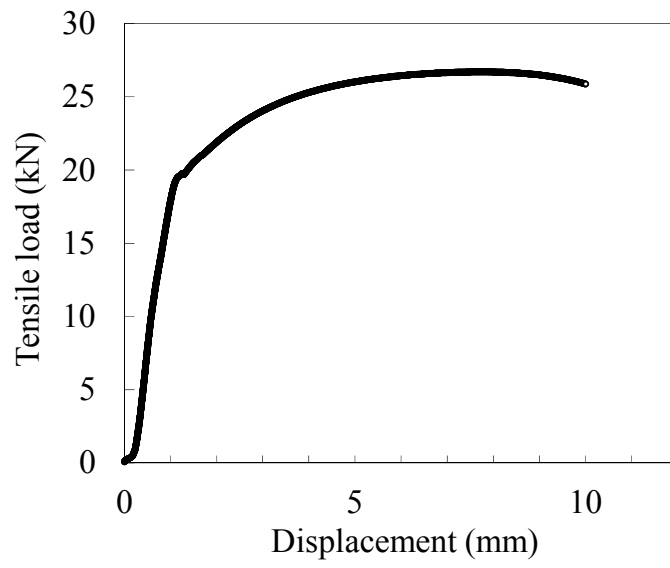


Fig.5-3 Load-displacement curve of arc welded lap joint

## 5.2.2 変動振幅入力荷重の設定

実働荷重下での部材疲労特性を調査する場合，実働応力頻度分布に基づきモデル化したプログラム変動応力や，航空機や自動車部品に対して推奨されている代表的な試験応力パターンなどを用いて，疲労試験を実施する場合が多い<sup>7)</sup>．本研究では，前に述べた荷重相互作用の影響について詳しく調査するため，入力荷重として，高レベル荷重振幅  $\Delta P_H$  と低レベル荷重振幅  $\Delta P_L$  を組み合わせた二段繰返し変動荷重を用いた．Fig.5-4 に二段繰返し変動荷重の波形を示す． $n_H$ ， $n_L$  は，1 ブロックの波形において，高レベルおよび低レベル荷重が試験継手に負荷されたそれぞれの繰返し数を示す．Fig.5-4 に示すように，1 ブロックの波形は，繰返し数 3 万回程度の低サイクル疲労域の高レベル荷重振幅を 1 サイクル負荷した後，疲労限度以下の荷重を含めた低レベル荷重振幅を 10 から 10000 サイクルの範囲で負荷するパターンとした．

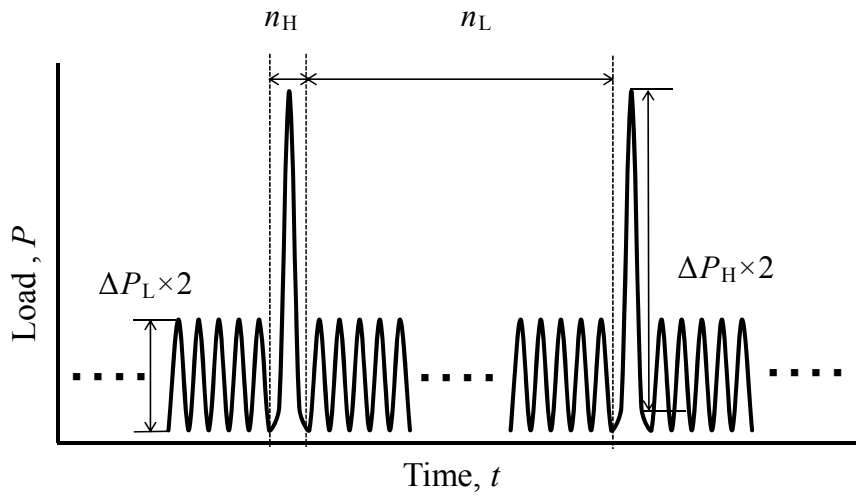


Fig.5-4 Repeated two-step variable amplitude loading pattern

### 5.2.3 疲労試験方法

重ね隅肉溶接継手の疲労試験については、載荷容量 100kN の MTS 社製油圧サーボ式疲労試験機を用いて、室温、大気中で実施し、繰返し速度 10Hz で引張荷重を当該継手に作用させた。負荷形式は荷重制御であり、一定振幅荷重と二段繰返し変動荷重の二種類の荷重条件とし、荷重比を 0.1 とした。負荷時における継手の面外変形を極力小さくするため、チャック部に同厚の小片スペーサを挟んで、重ね隅肉溶接継手を試験機に装着した。疲労試験中、溶接止端部に貼付したひずみゲージにより一定周期でひずみ範囲データを取得してひずみ履歴を測定した。また、実際に負荷された繰返し荷重の履歴も一定周期で取得し、設定された荷重が試験継手に作用していることを確認した。疲労寿命判定については、ひずみ範囲が初期状態から 20%低下した時点の繰返し数をき裂発生寿命  $N_{20}$  とし<sup>2)</sup>、 $N_{20}$  を試験継手の疲労寿命と定義した。溶接部未破断時の試験打切り回数は 500 万回とした。



## 5.2.4 累積損傷値の計算

累積損傷値  $D$ ，低レベル荷重による累積損傷値  $D_L$  については，一定振幅荷重下の疲労試験結果に基づき，修正マイナー（Miner）則を用いて，式(5-1)，(5-2)により算出した．

$$D = (n_H / N_{H20} + n_L / N_{L20}) \cdot N_{p20} \quad (5-1)$$

$$D_L = (n_L / N_{L20}) \cdot N_{p20} \quad (5-2)$$

ここに  $N_{p20}$  は，1 ブロックの二段繰返し変動荷重がき裂発生時点までに載荷された回数（繰返しパス数）である． $N_{H20}$ ， $N_{L20}$  は，荷重振幅  $\Delta P_H$ ， $\Delta P_L$  と一定振幅荷重下の疲労試験結果から得られる直線回帰式より推定されたき裂発生寿命である．

## 5.2.5 EBSD 観察

疲労破断した試験継手について，疲労破面の断面のき裂発生近傍を EBSD により測定した．TSL 社製結晶方位解析装置を具備した日本電子社製電界放射型走査電子顕微鏡を用い，試料測定面についてはコロイダルシリカにより湿式仕上げ研磨を行った．測定ピッチは  $0.2\mu\text{m}$ ，測定領域サイズは大よそ  $200\mu\text{m} \times 100\mu\text{m}$  とし，IQ (Image Quality) 図および結晶方位差分布を出力させた．結晶粒界として判別する方位差の最低値は 15 度とした．また，疲労破面については走査型電子顕微鏡 (SEM: Scanning Electron Microscope) により観察した．

## 5.3 疲労試験結果および考察

### 5.3.1 疲労試験結果

Fig.5-5 は一定振幅荷重下での試験結果であり，縦軸の値は荷重振幅  $\Delta P$ ，横軸の値は前に述べたき裂発生時点での繰返し数  $N_{20}$  を示す．疲労試験データは，両対数グラフ上での直線回帰線に対し，比較的ばらつきの少ない分布となった．Fig.5-5 の直線回帰線の式を以下に示す．

$$\Delta P = A \cdot N_{20}^b \quad (5-3)$$

ここに， $A = 71.514$ ， $b = -0.259$  である．前節で述べた累積損傷値  $D$  の算出に用いた  $N_{H20}$ ， $N_{L20}$  は，式(5-3)より求めた．Fig.5-5 の疲労データから，本試験継手の疲労限度は，荷重振幅  $\Delta P = 2.0\text{kN}$  であることが確認された．Table 5-3 に二段繰返し変動荷重での疲労試験結果を示す．荷重条件については，高レベル荷重振幅  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$  とし，低レベル荷重  $\Delta P_L$  を  $4.0\text{kN}$  から  $1.75\text{kN}$  までの範囲で変更した．低レベル荷重振幅の繰返し数  $n_L$  については，50 サイクルおよび 100 サイクルの二種類で実施した．Fig.5-6 に低レベル荷重振幅  $\Delta P_L$  と累積損傷値  $D$  の関係を示す．低レベル荷重振幅が小さくなり，高レベル荷重との差が大きくなるに従い， $D$  値は低下する傾向にある．とくに，低レベル荷重振幅が疲労限度以下となる場合， $D$  値が 1.0 を大きく下回り，0.3 と低い値を示した．これは，荷重相互作用の影響と考えられ，その挙動に関しては EBSD 観察結果を踏まえて，以降に詳しく述べる．

Fig.5-7 は二段繰返し変動荷重疲労試験において取得した溶接止端中央部のひずみ範囲の変化を示したグラフである．Fig.5-8 は試験片の疲労破断形態とその破面を示す一例であり，荷重条件については， $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ ， $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$ ， $n_L = 500$  である．破面は上部の疲労破面と下部の延性破面からなり，き裂発生後，板厚方向にき裂が進展し，静的な破壊を起こして破断したと考えられる．Fig.5-9(a)，(b)は，ひずみ範囲が初期状態から 20%および 40%低下した時点で試験機を停止し，試験継手の溶接止端部に発生したき裂を撮影した断面マクロ写真である．

本研究ではいずれも、応力集中が生じる溶接止端中央部で深さ 0.3mm 程度の長さのマクロなき裂が発生し、板厚方向へき裂が進展する形態である。き裂の発生により、き裂面近傍の応力が解放されるため、そのひずみ範囲はき裂の進展とともに徐々に低下する。従って、Fig.5-7 に示すひずみ範囲の低下は、マクロなき裂が止端部に発生し板厚方向へ進展する過程と考えられる。また、マクロなき裂発生までの寿命が、全疲労寿命の大部分を占めていることが認められる。

荷重相互作用についてさらに詳しく調べるため、低レベル荷重振幅を疲労限度以下とし、その荷重頻度を変更して二段繰返し変動荷重での疲労試験を実施した。荷重条件については、高レベル荷重振幅  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ 、低レベル荷重振幅  $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$  とし、低レベル荷重振幅の繰返し数  $n_L$  を最大 10000 サイクルまで設定した。得られた試験結果を Table 5-4 に示す。また、Fig.5-10 に低レベル荷重振幅の繰返し数  $n_L$  と累積損傷値  $D$  の関係を示す。累積損傷値  $D$  は、低レベル荷重の繰返し数  $n_L$  が増加するに従い上昇する。また、 $n_L=100$  において最も低い  $D$  値を示すが、 $n_L=500$  サイクルより  $D$  値は上昇し  $n_L=10000$  では  $D$  値が 3.0 以上となる極めて高い値を示した。Table 5-4 の  $D_L$  値が示すように、 $n_L$  が 1000 サイクル以上になると低レベル荷重の頻度は高くなり、その損傷度割合が 90% を超え、高レベル荷重の損傷度割合は極端に小さくなる。このため、溶接部が受ける全体的な損傷度は低下し、高い  $D$  値を示したものと考える。変動荷重において疲労限度以下の荷重頻度が高いと疲労損傷はあまり大きくなり、修正マイナー則では疲労損傷を過大に見積もる場合がある<sup>7)</sup>。中村ら<sup>8)</sup>は S15C, S55C 母材における過小応力（疲労限度以下の応力）の疲労損傷累積に関して調査し、過小応力の繰返しにともない塑性ひずみ幅が減少することを確認しており、 $D$  値が過大になる一要因と述べている。一方、山田ら<sup>9)</sup>はひずみ時効性が異なる低炭素鋼を用いて二段多重プログラム試験を行い、過小応力の繰返し中にひずみ時効、加工硬化による材料の強化が起こると述べている。本試験においても、低レベル荷重の頻度が高い荷重条件においてはこれらの挙動が生じ、 $D$  値が過大になった可能性があるが、現象解明については今後さらに精査が必要である。

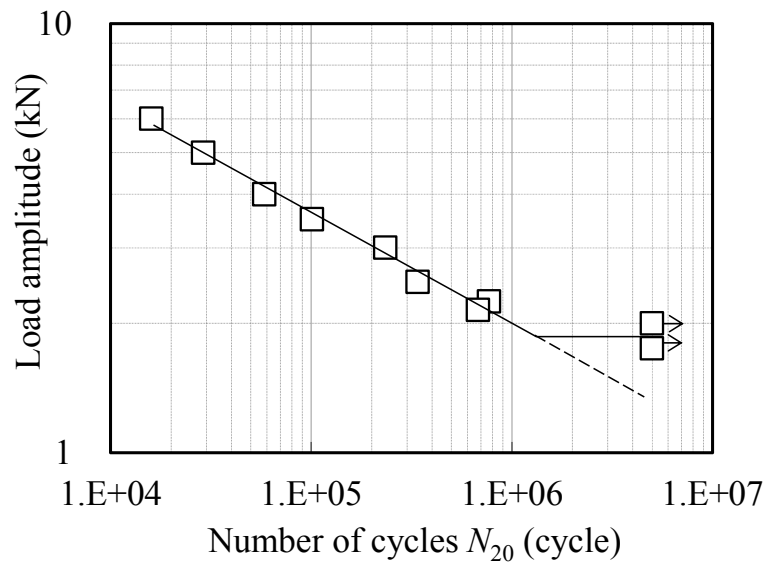


Fig.5-5 Fatigue strength under constant amplitude loading

Table 5-3 Results of fatigue tests under repeated two-step variable amplitude loading

$n_H/n_L$	$\Delta P_H$ (kN)	$\Delta P_L$ (kN)	$N_{P20}$	$\Sigma n_L$ (cycle)	$D$
1/50	5.0	4.00	1790	$8.95 \times 10^4$	1.370
		3.00	4660	$2.33 \times 10^5$	1.282
		2.50	3539	$1.77 \times 10^5$	0.544
		2.00	6075	$3.04 \times 10^5$	0.516
		1.75	7994	$4.00 \times 10^5$	0.517
		1.75	5385	$2.69 \times 10^5$	0.348
1/100		4.00	570	$5.70 \times 10^4$	0.853
		2.50	2715	$2.72 \times 10^5$	0.740
		1.75	4300	$4.30 \times 10^5$	0.407
		1.75	3205	$3.21 \times 10^5$	0.303

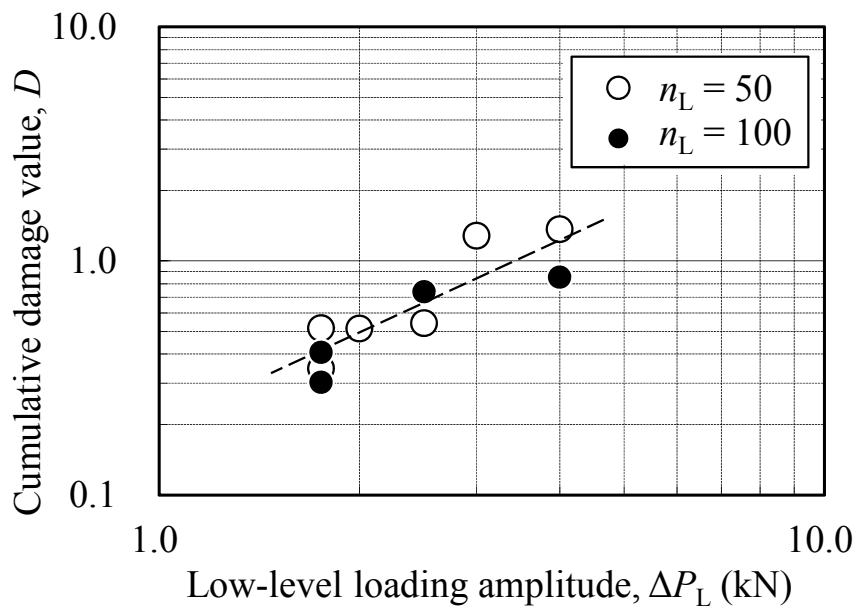


Fig.5-6 Relationship between low-level loading amplitude  $\Delta P_L$  and cumulative damage value  $D$  with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$

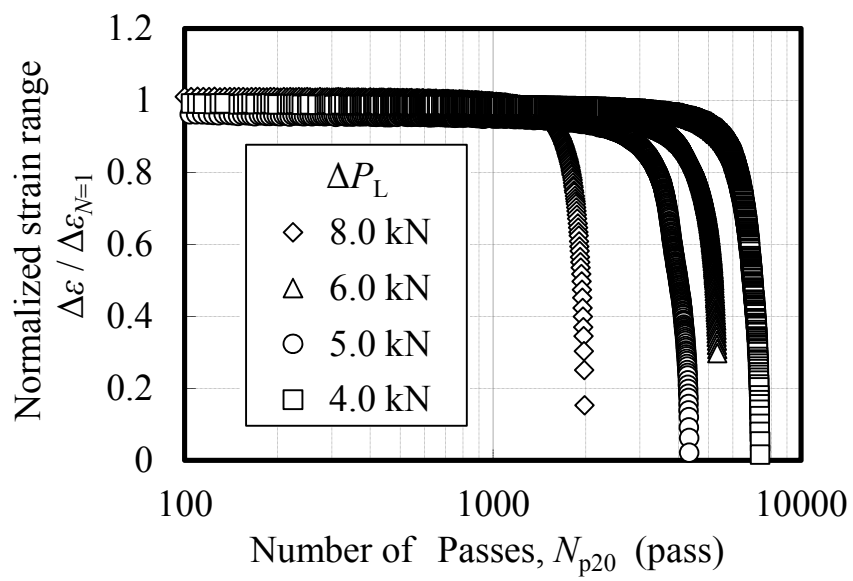


Fig.5-7 Transition of strain range under repeated two-step variable amplitude loading with  $\Delta P_H = 5.0$  kN

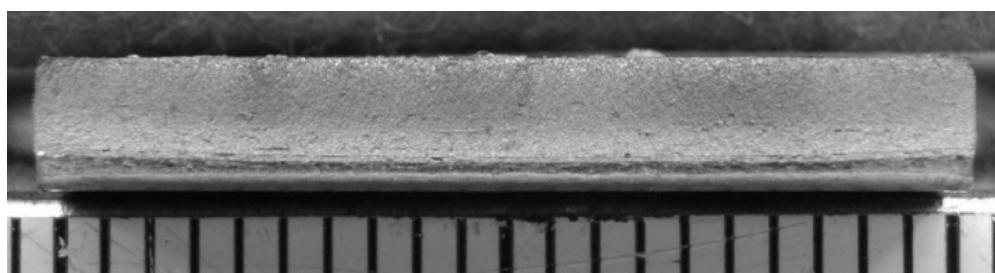
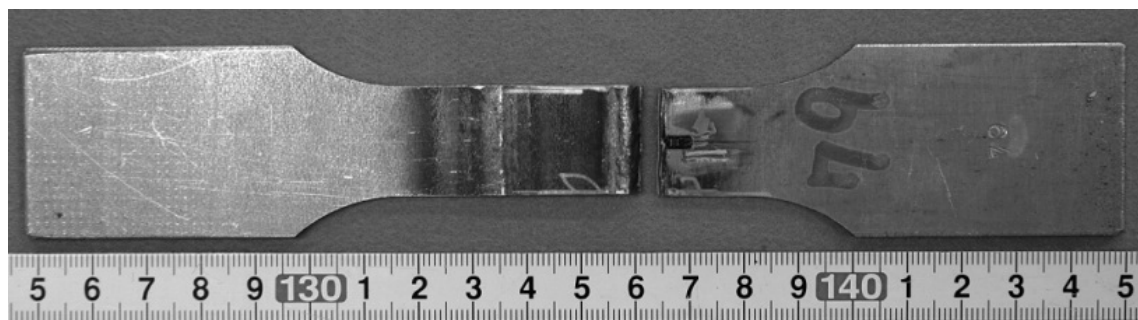
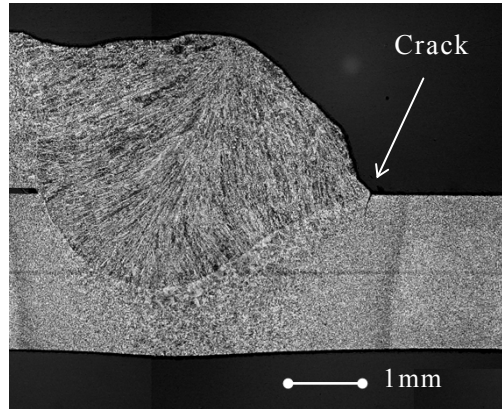
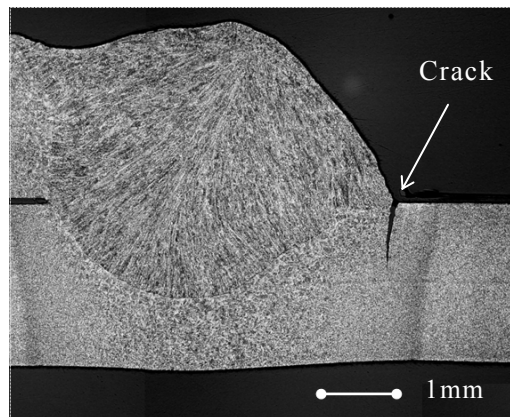


Fig.5-8 Arc welded lap joint after fatigue fracture with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ ,  $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$  and  $n_L = 500$





(a) After the strain range is reduced by 20%



(b) After the strain range is reduced by 40%

Fig.5-9 Fatigue crack in the vicinity of weld toe

Table 5-4 Results of fatigue tests under repeated two-step variable amplitude loading  
with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$  and  $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$

$n_H/n_L$	$N_{P20}$	$\Sigma n_L$ (cycle)	$D_L$	$D$
1/10	14080	$1.41 \times 10^5$	0.085	0.572
	11678	$1.17 \times 10^5$	0.070	0.474
1/50	7994	$4.00 \times 10^5$	0.240	0.517
	5385	$2.69 \times 10^5$	0.162	0.348
1/100	4300	$4.30 \times 10^5$	0.258	0.407
	3205	$3.21 \times 10^5$	0.192	0.303
1/500	2104	$1.05 \times 10^6$	0.632	0.705
	1596	$7.98 \times 10^5$	0.479	0.534
1/1000	1394	$1.39 \times 10^6$	0.837	0.885
	2380	$2.38 \times 10^6$	1.429	1.512
1/5000	657	$3.29 \times 10^6$	1.973	1.996
	626	$3.13 \times 10^6$	1.880	1.901
1/10000	> 592	$> 5.92 \times 10^6$	> 3.555	> 3.576
	> 500	$> 5.00 \times 10^6$	> 3.003	> 3.020

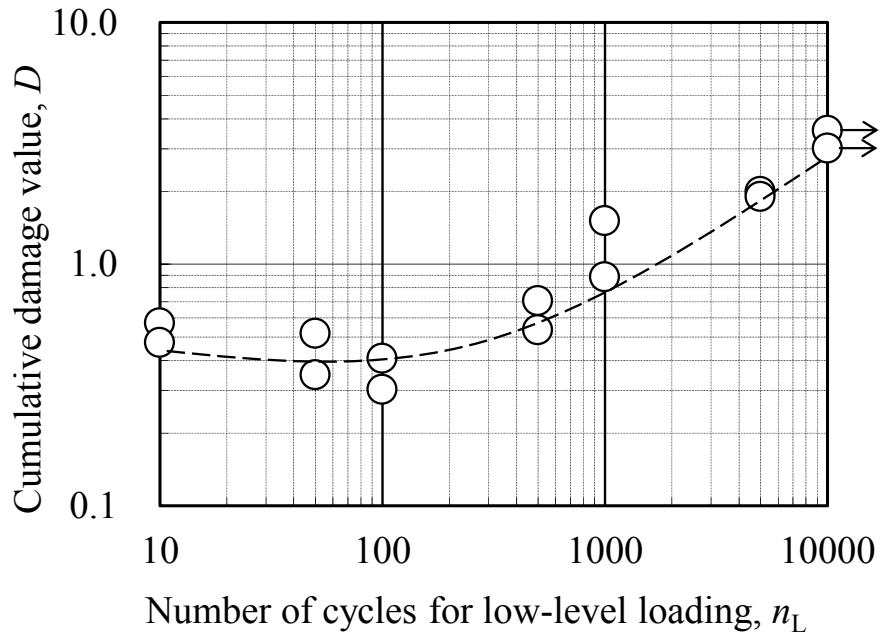
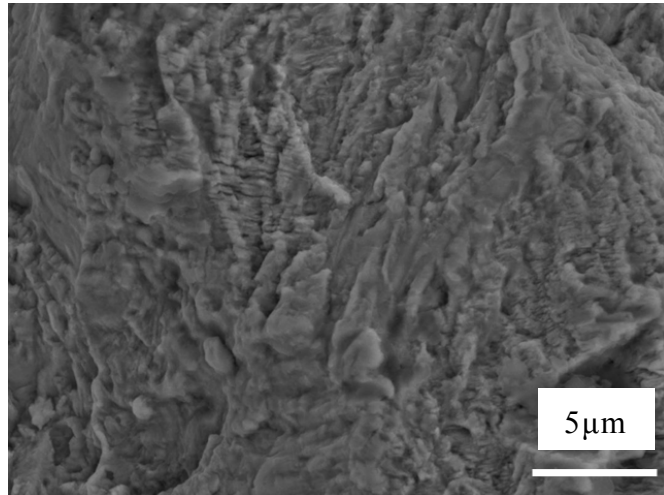


Fig.5-10 Relationship between number of cycles  $n_L$  and cumulative damage value  $D$  with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$  and  $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$

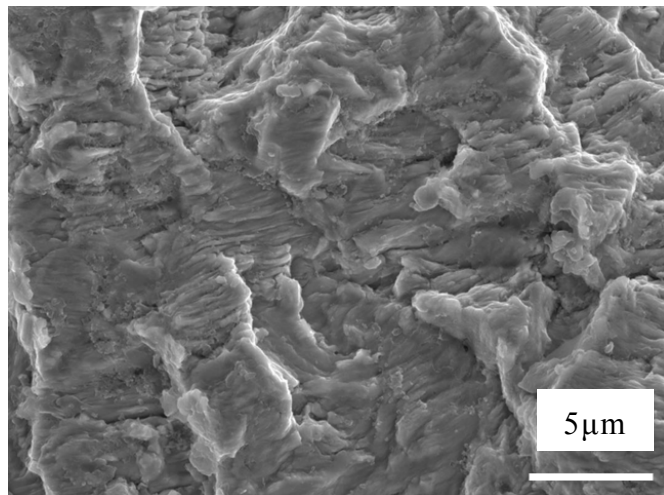
### 5.3.2 破面観察

SEM を用いて、試験継手の破面上部中央付近を観察した結果を Fig.5-11, Fig.5-12 に示す。Fig.5-11(a)は、疲労限付近の高サイクル低荷重の一定振幅荷重  $\Delta P=2.15\text{kN}$ 、Fig.5-11(b)は、破断繰返し 3 万回程度となる低サイクル高荷重の一定振幅荷重  $\Delta P=5.0\text{kN}$  を負荷させた場合の観察写真である。Fig.5-11(b)は Fig.5-11(a)に比べて凹凸が多い破面を呈している。

Fig.5-12(a)は、 $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ 、 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$ 、 $n_L = 5000$ 、Fig.5-12(b)は、 $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ 、 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$ 、 $n_L = 50$  での観察写真である。双方の破面は、図中の白矢印で示すように、延性ストライエーションと進展方向に沿った幅の狭いプラトーが観察された。Fig.5-12(b)のストライエーションの幅は、Fig.5-12(a)に比べてやや大きく、また、Fig.5-12(b)は Fig.5-12(a)に比べて凹凸が多い破面を呈している。これは、高レベル荷重振幅  $\Delta P_H$  の頻度差によるものと思われる。

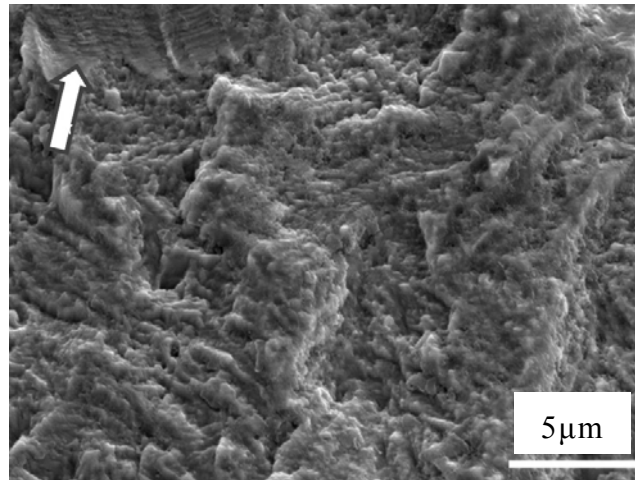


(a) Constant amplitude loading  
with  $\Delta P = 2.15\text{kN}$

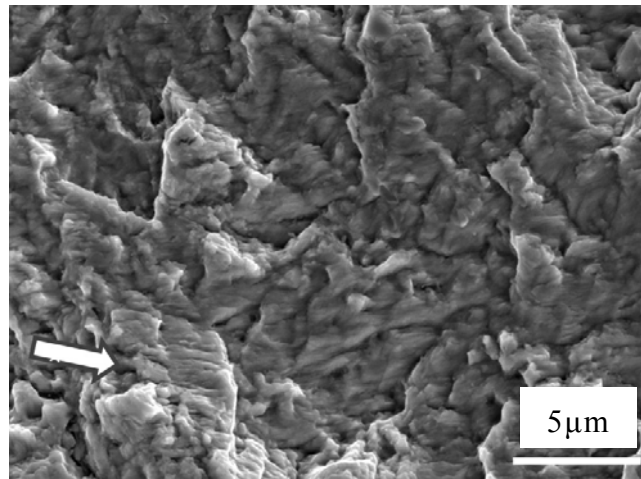


(b) Constant amplitude loading  
with  $\Delta P = 5.0\text{kN}$

Fig.5-11 SEM micrographs showing the fracture surface under constant amplitude loading



(a) Variable amplitude loading with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ ,  
 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$  and  $n_L = 5000$



(b) Variable amplitude loading with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ ,  
 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$  and  $n_L = 50$

Fig.5-12 SEM micrographs showing the fracture surface under repeated two-step variable amplitude loading

### 5.3.3 EBSD 測定結果

疲労試験後の試験継手について、き裂発生部近傍の損傷状態を詳しく調べるため、破面断面の EBSD 測定を行った。Fig.5-13 に測定断面を示す。疲労破断した試験継手の中央部断面を測定面とし、き裂開始部分から約 200 $\mu\text{m}$  の深さまでの領域を観察した。Fig.5-14 は、初期状態の（疲労試験未実施の）試験片における溶接止端部付近の IQ 図である。Fig.5-15, Fig.5-16 は、各疲労荷重条件における破面断面の IQ 図を示す。図中の黒色線は隣接測定点間の結晶方位差が 15 度以上の境界である。なお、IQ は画像処理後の Kikuchi Pattern 強度に関連する値であり、試料表面の転位密度や残留ひずみに関連<sup>10)</sup>し、これらが高いほど黒いコントラストとなる。Fig.5-15(a)は、疲労限度付近の高サイクル低荷重の一定振幅荷重  $\Delta P = 2.15\text{kN}$  を負荷させた場合の IQ 図であり、Fig.5-15(b)は、破断繰返し 3 万回程度となる低サイクル高荷重の一定振幅荷重  $\Delta P = 5.0\text{kN}$  を負荷させた場合のものである。 $\Delta P = 2.15\text{kN}$  では、点線内で示すき裂発生点近傍のサブグレインサイズは比較的大きく、凹凸が少ない破面である。き裂は発生後、結晶粒内をほぼ直線的に進展したとみられる。一方、 $\Delta P = 5.0\text{kN}$  の条件では、き裂発生点近傍に細かいサブグレインが存在し、凹凸が多い破面を呈している。き裂が曲折しながらサブグレインの境界に沿って進展した様子がうかがえる。Fig.5-16(a)は、 $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ 、 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$ 、 $n_L = 5000$  の二段繰返し変動荷重を負荷させた場合の IQ 図であり、この条件下では  $D$  値は 1.996 と高い値を示した。き裂発生点近傍のサブグレインサイズは比較的大きく、凹凸が少ない破面であり、疲労限度付近の  $\Delta P = 2.15\text{kN}$  における Fig.5-15(a)の IQ 図と類似した結果となった。一方、Fig.5-16(b)は、 $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ 、 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$ 、 $n_L = 50$  の二段繰返し変動荷重条件を負荷させた場合の IQ 図であり、 $D$  値は 0.517 と低い値であった。き裂発生点近傍に細かいサブグレインが存在し、凹凸が多い破面を呈しており、低サイクル高荷重  $\Delta P = 5.0\text{kN}$  における Fig.5-15(b)の IQ 図と類似した結果となった。これは、 $D$  値が高い場合は高サイクル疲労と同様な損傷状態にあり、また、 $D$  値が低い場合は低サイクル疲労と同様な損傷状態にあることを示唆しており、 $D$  値と IQ 図に相関がある可能性がある。

Fig.5-17 は、二段繰返し変動荷重条件における結晶方位差分布を示す。疲労き裂

発生点近傍のサブグレインの分布状況を確認するため、結晶方位差が 3 度以上 15 度未満の境界を赤色線で図中に出力させた。Fig.5-17(b)の分布図は、Fig.5-17(a)に比較してき裂発生点近傍に細かいサブグレインが多く存在している様子がうかがえる。これは、当該荷重条件下で低い  $D$  値を示したことに関連すると思われる。具体的には、高レベル荷重  $\Delta P_H$  の荷重頻度が高いため、溶接止端部近傍に塑性ひずみが生じてサブグレインを形成し、その影響により低レベル荷重  $\Delta P_L$  による損傷が修正マイナー (Miner) 則で推定されるものより大きくなり、 $D$  値が低下したと推察した。応力集中部での繰返し応力振幅レベルが大きくその回数が多いと、局所ひずみが増加しサブグレインが多く形成される。その結果、微小き裂が発生、進行する挙動も考えられ、 $D$  値と微小き裂近傍におけるひずみ集中、言いかえると下部組織の発達に相関があることが予想される。一方、変動荷重において  $n_L$  が多くなると一旦高荷重が加わってその後、疲労限度付近の低荷重が長く繰返されるため、転位の再整理を通したひずみの修復現象が生じていると推察した。このため、き裂発生過程におけるサブグレイン形成が抑制され、 $n_L$  の増加とともに  $D$  値が大きくなるものと考えられる。

以上、重ね隅肉アーク溶接継手を用いて、二段繰返し変動荷重における疲労試験を行い、荷重相互作用を系統的に定量化するとともにき裂発生部近傍の損傷状態をEBSDにより詳しく観察し、考察を加えた。アーク溶接継手の疲労寿命評価における  $D$  値と微小き裂先端におけるひずみ集中との相関性、荷重相互作用の詳細なメカニズムの解明についてはさらなる検討が必要であり、今後の研究課題としたい。



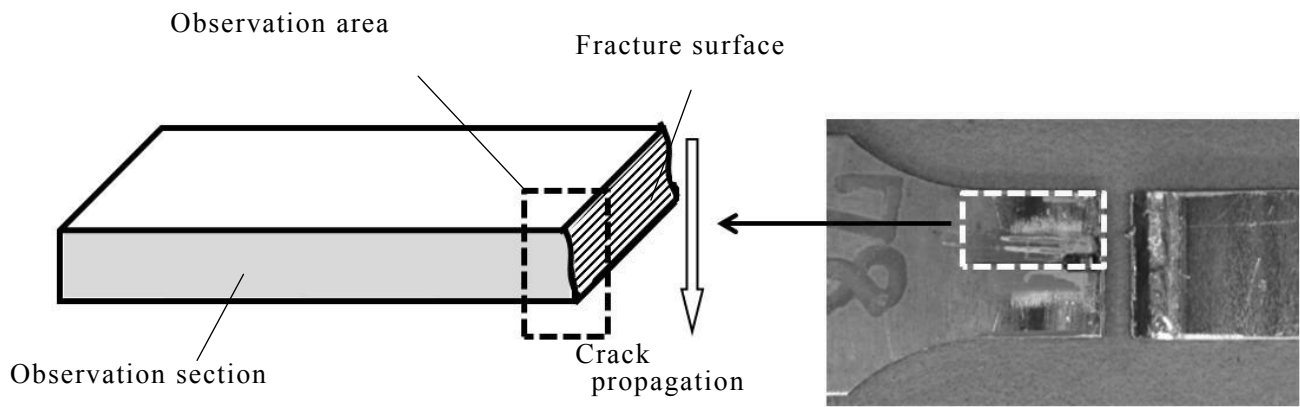


Fig.5-13 Observation section for EBSD analysis

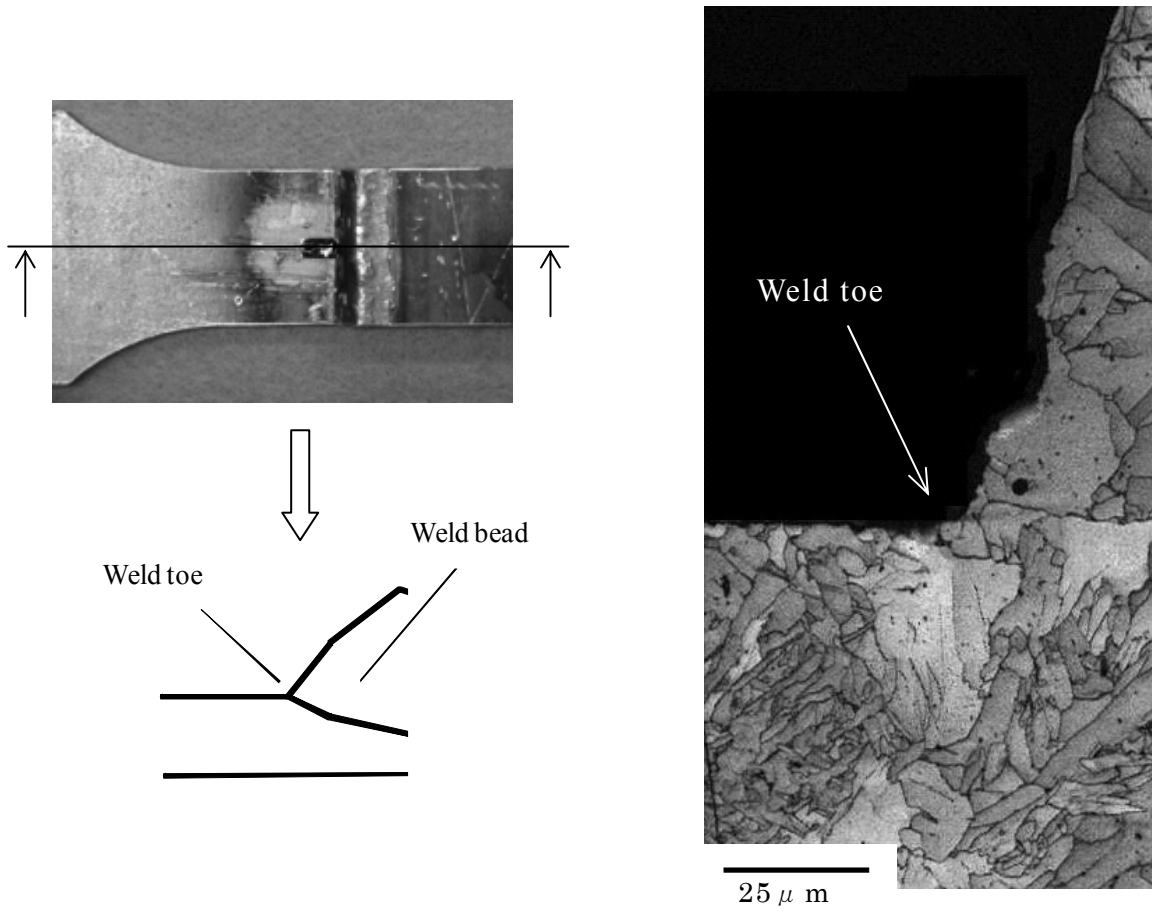
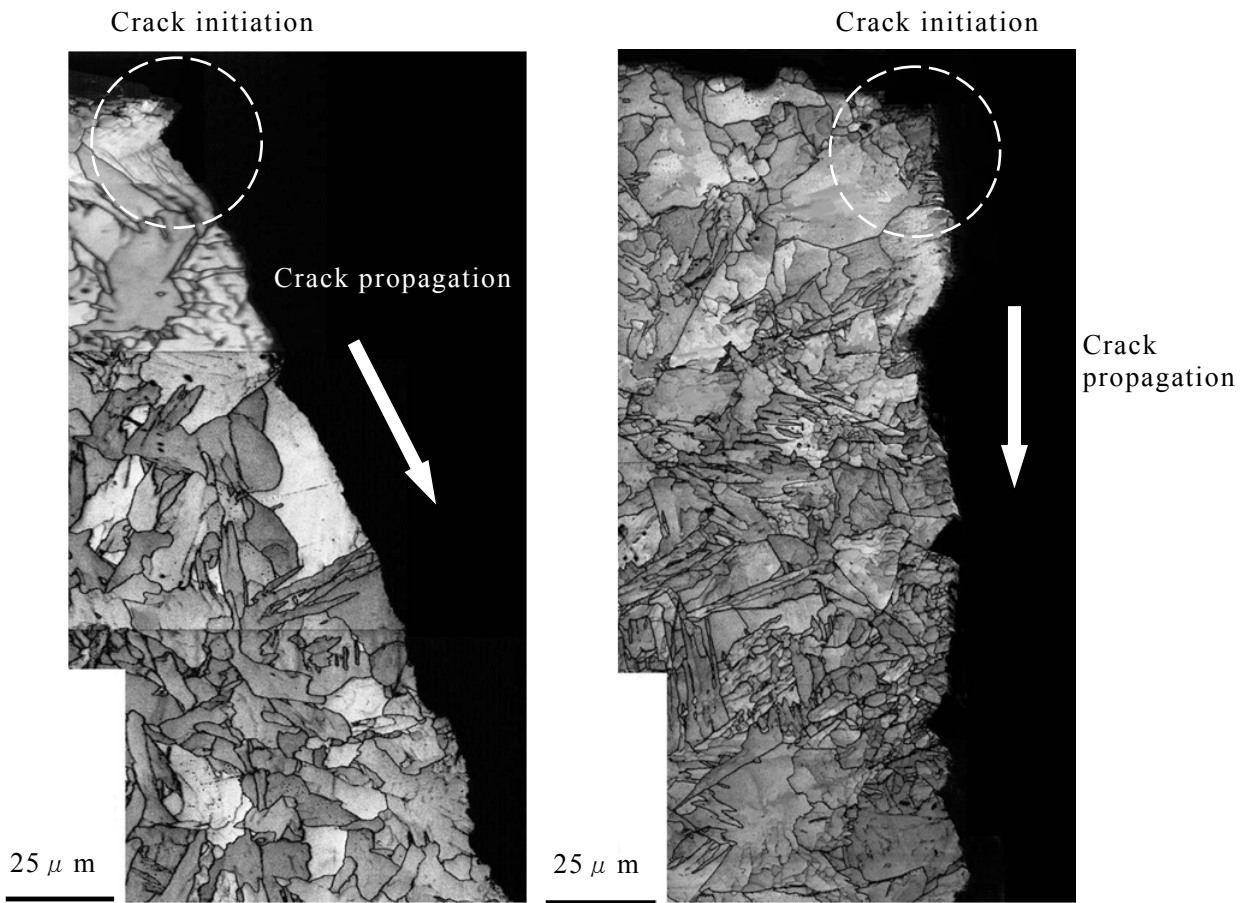


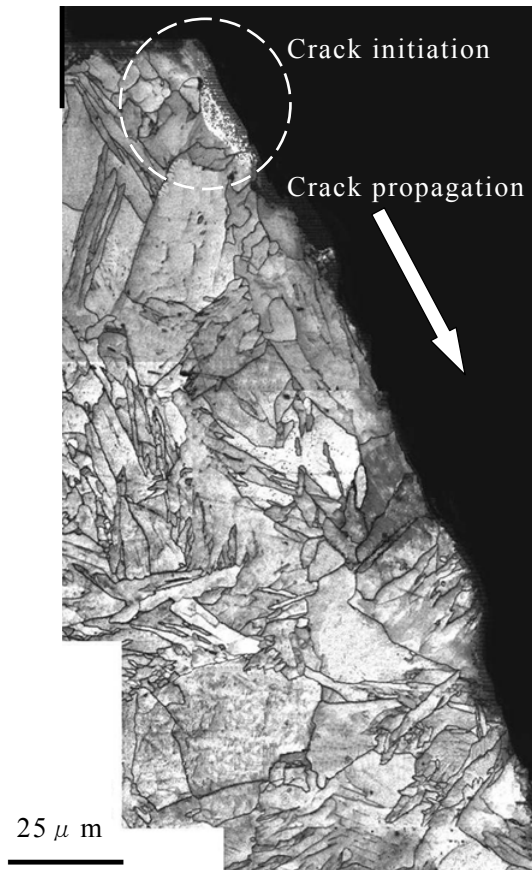
Fig.5-14 IQ map around the weld toe for the initial state specimen



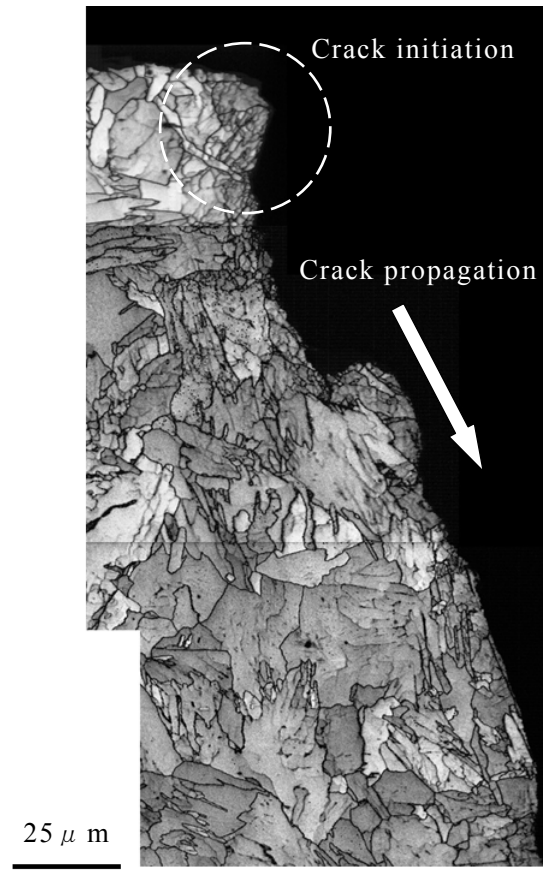
(a) Constant amplitude loading  
with  $\Delta P = 2.15\text{kN}$

(b) Constant amplitude loading  
with  $\Delta P = 5.0\text{kN}$

Fig.5-15 IQ maps for specimens in Fig.5-13 under constant amplitude loading



(a) Variable amplitude loading  
with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ ,  
 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$  and  $n_L = 5000$



(b) Variable amplitude loading  
with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ ,  
 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$  and  $n_L = 50$

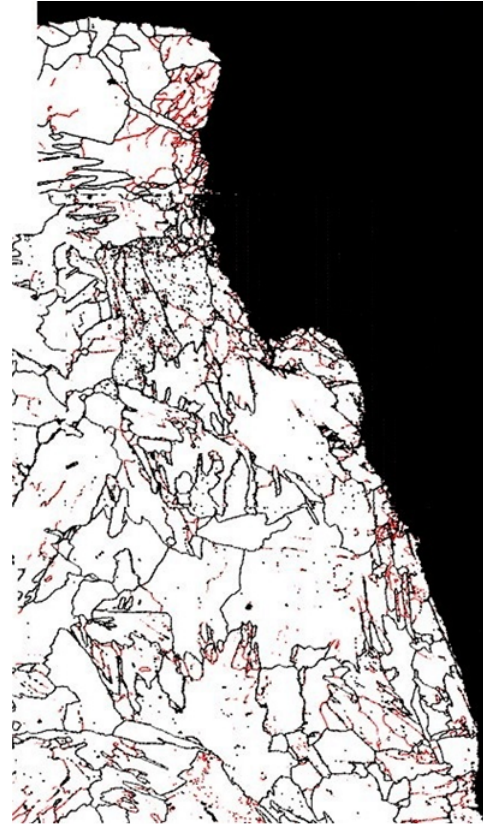
Fig.5-16 IQ maps for specimens in Fig.5-13 under repeated two-step  
variable amplitude loading

Black line — :  $\geq 15^\circ$  misorientation  
 Red line — :  $3^\circ \sim 15^\circ$  misorientation



25 μm

(a) Variable amplitude loading  
 with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ ,  
 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$  and  $n_L = 5000$



25 μm

(b) Variable amplitude loading  
 with  $\Delta P_H = 5.0\text{kN}$ ,  
 $\Delta P_L = 1.75\text{kN}$  and  $n_L = 50$

Fig.5-17 Subgrain distributions with  $>3^\circ$  misorientation angle for specimens in Fig.5-13 under repeated two-step variable amplitude loading

## 5.4 結言

本研究において得られた主な知見を以下に示す。

(1) 低レベル荷重の繰返し数  $n_L$  を 50 および 100 サイクルとし、低レベル荷重振幅を変更した疲労試験を行った結果、低レベル荷重振幅が小さく、高レベル荷重との差が大きいほど、 $D$  値は低く、荷重相互作用の影響が顕著となった。

(2) 低レベル荷重振幅を疲労限度以下とし、その繰返し数を変更した疲労試験を行った結果、低レベル荷重の繰返し数  $n_L$  が増加し、その損傷度割合が大きいほど、 $D$  値は上昇することが確認された。

(3) 溶接継手の破面断面を EBSD により測定した結果、二段繰返し変動荷重での疲労試験においては  $D$  値が高い場合は高サイクル疲労と同様な損傷状態にあり、また、 $D$  値が低い場合は低サイクル疲労と同様な損傷状態にあることを示しており、 $D$  値と微小き裂先端におけるひずみ集中、言いかえると下部組織の発達に相関があると考えた。

## 第 5 章の参考文献

- 1) 菅田淳：日本機械学会誌，113-1094(2010), p.4-7.
- 2) 丸尾泰弘・向公聖・遠山敬助・赤崎智康・飯塚幸夫・大窪明・塩崎毅・竹内悦男・牧野泰三・山本宗平・渡邊博：No.06-00 自動車技術会シンポジウムテキスト，(2000), p.50-57.
- 3) 赤崎智康・塩崎毅・遠山敬助・笠原敏郎：自動車技術会論文集,34-3(2003), p.139-143.
- 4) 種子島亮太・曙紘之・加藤昌彦・菅田淳：日本機械学会論文集 A 編, 78-787 (2012), p.278-288.
- 5) 牧野泰三・山本三幸・平川賢爾：材料,46-10(1997), p.1178-1183.
- 6) 吉田裕一・瀬戸厚司・潮田浩作・Weber, B.：自動車技術会論文集,44-2(2013),p.721-726.
- 7) 中井善一：材料強度学，(2005)，p.111-118，日本材料学会.
- 8) 中村宏・恒成利康・堀川武・井手龍一郎：日本機械学会論文集 A 編,47-417(1981), p.461-467.
- 9) 山田敏郎・幡中憲治・近藤幸夫・河合宏：材料，25-276(1976)，p.857-862.
- 10) 木村英彦・王昀・秋庭義明・田中啓介：日本機械学会論文集 A 編,71-712(2005), p.1722-1728.
- 11) 吉田裕一・瀬戸厚司・潮田浩作・木村謙：自動車技術会論文集,44-6(2013),p.1503-1508.

## 第6章 結論

### 6.1 本研究で得られた結論

自動車産業には、温暖化対策に代表される地球環境保護、車両の安全性向上に関する対策がとくに強く求められている。その社会的要請から、自動車用車両開発においては、車体軽量化による燃費向上、衝突安全性向上を両立させるため、骨格部材や衝突部材に高強度鋼板を活用し、鋼板を薄肉化して軽量化しつつ、衝突エネルギー吸収特性を向上させる車体設計が主流となっている。一方、自動車の重要な車体性能として、前に述べた衝突安全性能以外に疲労耐久性、曲げ・ねじり剛性、振動騒音特性、操縦安定性などがあり、これらの諸特性を満足させつつ、軽量化、衝突安全性能の向上を図らなければならない。とくに、自動車の信頼性を確保する観点から、疲労耐久性は極めて重要な性能の一つであり、高強度鋼板を車体へ適用拡大する際に車体の疲労耐久性を確保することは必須である。

本研究では、車体の軽量化、衝突安全性向上に加え、車体の疲労耐久性の維持向上を両立させるとともに、車体の疲労耐久性設計技術を進化させることを目的に、自動車用薄鋼板部材の疲労寿命評価と疲労寿命予測手法の研究開発を推進した。具体的には、当該分野の疲労寿命評価と疲労寿命予測手法に関して、実用性、拡張性を高め、また、高強度鋼板の適用拡大に対応するため、薄鋼板スポット溶接部材については、部材の成形性と疲労特性に着目した疲労寿命評価手法を検討し、提案した。薄鋼板アーク溶接部材については、市場での実働荷重条件を想定し、変動荷重下での疲労特性と疲労寿命評価手法の検討を行い、荷重相互作用が疲労寿命に影響することを明らかにするとともに変動荷重下での累積損傷値と微細組織構造との間に密接な関係があることを見出した。

以下に本研究で得られた成果の詳細を示す。

第2章「薄板溶接構造部材の疲労寿命予測手法に関する検討」では、疲労実験を行って取得したスポット、アーク薄板溶接部材の疲労試験データおよび、過去の文献の溶接部材疲労試験データを用いて、疲労解析プログラム FE-Fatigue の寿命予測精



度を詳しく評価，検討した．スポット溶接部材の寿命予測においては，FE-Fatigueによる寿命予測結果と試験結果はよく一致し，寿命予測において，公称構造応力は有効な疲労評価パラメータであることがわかった．アーク溶接部材の寿命予測においては，FE-Fatigueによる寿命予測結果と疲労試験結果は一致しなかったが，実部品の溶接条件，板厚，応力状態等を反映させた，適正な基準の  $SN$  曲線を設定すれば，実部品の疲労寿命を精度よく予測でき，構造応力は寿命予測において有効な疲労評価パラメータであることを確認した．

第3章「スプリングバックの影響を考慮したスポット溶接箱型断面部材の疲労寿命評価」では，スポット溶接箱型断面部材の疲労寿命計算において，スプリングバックによる残留応力を平均応力と仮定し，公称構造応力を疲労評価パラメータとする予測手法を提案した．その提案手法を用いて，スプリングバック量が異なるスポット溶接箱型断面部材について疲労寿命評価を行った結果，寿命予測値はやや安全側の評価値となったが，おおむね実験結果と一致し，疲労試験結果の傾向を再現する妥当な計算結果を得た．

第4章「変動荷重下での薄板アーク溶接部材の疲労寿命評価」では，440MPa級熱延薄鋼板をアーク溶接で接合した継手試験部材を用い，変動振幅荷重下での疲労試験を実施し，その疲労挙動を調べるとともに，有限要素解析により溶接部の発生応力を算出し，レインフロー法による応力履歴サイクルカウントと修正マイナー（Miner）則に基づいて，当該継手部材の疲労寿命評価を行い，実験結果と比較考察した．その結果，修正マイナー（Miner）則に基づいて変動振幅荷重下の疲労試験結果を寿命推定したところ，寿命推定値は試験結果に対してやや過大評価となった．さらに，コーテン（Corten）-ドラン（Dolan）の方法により基準  $SN$  曲線を修正して，修正マイナー（Miner）則に基づき，再度寿命推定した結果，重ね隅肉溶接継手では過小評価となり，T字型溶接継手では寿命推定値と実験値はほぼ一致した．修正効果の差異は継手形状に起因した荷重相互作用の影響であると推察した．

第5章「変動荷重下での薄板重ね隅肉アーク溶接継手の疲労寿命に及ぼす荷重相互作用の影響」では，重ね隅肉アーク溶接継手を用いて，二段繰返し変動荷重における疲労試験を行い，荷重相互作用を累積損傷値  $D$  により系統的に定量化するとともに

にき裂発生部近傍の損傷状態を SEM-EBSD により詳しく観察した。低レベル荷重の繰返し数  $n_L$  を 50 および 100 サイクルとし、低レベル荷重振幅を変更した疲労試験を行った結果、低レベル荷重振幅が小さく、高レベル荷重との差が大きいほど、 $D$  値は低く、荷重相互作用の影響が顕著となった。低レベル荷重振幅を疲労限度以下とし、その繰返し数を変更した疲労試験を行った結果、低レベル荷重の繰返し数  $n_L$  が増加し、その損傷度割合が大きいほど、 $D$  値は上昇することが確認された。溶接継手の破面断面を SEM-EBSD により測定した結果、二段繰返し変動荷重での疲労試験においては  $D$  値が高い場合は高サイクル疲労と同様な損傷状態にあり疲労破面の凹凸は小さく、一方、 $D$  値が低い場合は低サイクル疲労と同様な大きな凹凸を持つ破面を特徴とする損傷状態にあることを明らかにした。 $D$  値と微小き裂先端におけるひずみ集中、言いかえると下部組織の発達に相関があると考えた。

## 6.2 本研究の総括

本研究では、車体の軽量化、衝突安全性向上に加え、車体の疲労耐久性の維持向上を両立させるとともに、車体の疲労耐久性設計技術を進化させることを目的に、自動車用薄鋼板溶接部材の疲労寿命評価と疲労寿命予測手法の研究開発を行った。研究の新たな視点としては、スプリングバックに代表される部材の成形性が疲労強度に及ぼす影響、変動荷重下のアーク溶接部材における荷重相互作用の影響を考慮した疲労寿命評価手法の構築に取り組んだことを特徴とする。その結果、薄鋼板スポット溶接部材において、高強度鋼板の適用拡大が進むなか、部材の成形性と疲労特性に着目し連成させた疲労寿命評価手法を提案した。また、薄鋼板アーク溶接部材において、市場での実働荷重条件を想定し、変動荷重下での疲労特性と疲労寿命評価手法の検討を行い、荷重相互作用が疲労寿命に影響することを明らかにするとともに変動荷重下での累積損傷値と微細組織構造に相関があることを見出した。本研究で提案した手法、得られた知見に基づき、溶接部材の疲労寿命評価を的確に行えば、開発、設計段階において部材の疲労強度向上指針を迅速に得ることが可能となる。例えば、スポット溶接部材においては、部材の成形条件（BHF、ブランク形状等）、スポット打点配置、部材形状、板厚配置などの最適化指針であり、アーク溶接部材においては、溶接ビード配置、部材形状、板厚配置などの最適化指針、および止端部圧縮応力付与、止端形状緩和などの対策工法である。

本研究により、自動車用薄鋼板溶接部材の疲労寿命を簡便かつ的確に評価することができ、部材疲労特性を改善、向上させた構造、施工法などを車体設計段階で効率よく総合的に検討することが可能となった。これは、地球環境保護、車両の安全性向上に資する研究成果であり、今後、車体軽量化、衝突安全性能の向上を目的とした高強度鋼板の適用拡大に本研究成果を応用展開し、高強度化がさらに加速することを期待したい。

## 謝辞

本研究の実行と本論文の作成に際しまして、金沢大学大学院自然科学研究科客員教授・新日鐵住金株式会社技術開発本部フェロー 潮田浩作博士には懇切丁寧なご指導と多大なるご支援を賜り、ここに深く感謝の意を表するとともに心より厚く御礼申し上げます。

本論文の作成に際しまして、金沢大学大学院自然科学研究科教授 門前亮一博士，同研究科教授 佐々木敏彦博士，同研究科教授 三木理博士，同研究科准教授 渡邊千尋博士には丁寧かつ有益なご指導とご助言を賜りました。ここに深く感謝の意を表するとともに心より厚く御礼申し上げます。

新日鐵住金株式会社鉄鋼研究所ソリューション開発部部长 鈴木規之博士，同部上席主幹研究員 橋本浩二博士には、学位取得に関して格別のご配慮とご激励を賜り、心より謝意を表するとともに、厚く御礼申し上げます。

新日鐵住金株式会社鉄鋼研究所加工技術研究部部长 末廣正芳博士には、学位取得に関して格別のご配慮と本研究実行のご支援を賜り、心より謝意を表するとともに、厚く御礼申し上げます。

新日鐵住金株式会社鉄鋼研究所加工技術研究部上席主幹研究員 瀬戸厚司博士には、本研究にかかわる論文の作成，試験実行等に際しまして、有益なご指導，ご助言を賜りました。ここに、心より謝意を表するとともに、厚く御礼申し上げます。

本研究の実行にあたり，試験片の製作，材料組織評価に関しまして，ご協力，ご助言をいただきました新日鐵住金株式会社鉄鋼研究所チタン・特殊ステンレス研究部主幹研究員 木村謙氏には心より謝意を表するとともに，厚く御礼申し上げます。

本研究に関する試験実行にあたり，ご協力とご支援を賜りました日鐵住金テクノロジー株式会社テクニカルサービスセンター疲労試験班の皆様には心より謝意を表するとともに，厚く御礼申し上げます。