



HAL
open science

Etude de l'influence de surcharges sur le comportement en fatigue d'aciers soudés par points

Bianzeubé Tikri

► **To cite this version:**

Bianzeubé Tikri. Etude de l'influence de surcharges sur le comportement en fatigue d'aciers soudés par points. Autre. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2012. Français. NNT : 2012CLF22224 . tel-01017180

HAL Id: tel-01017180

<https://theses.hal.science/tel-01017180>

Submitted on 2 Jul 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

N° d'ordre :
EDSPIC :

UNIVERSITE BLAISE PASCAL - CLERMONT FERRAND II
Ecole Doctorale Sciences Pour l'Ingénieur
de Clermont-Ferrand

Thèse

Présentée par

Bianzeubé TIKRI

Pour obtenir le grade de
Docteur d'Université

Spécialité : Génie Mécanique

Etude de l'influence de surcharges sur le comportement
en fatigue d'aciers soudés par points

Soutenue publiquement le 9 février 2012 devant le Jury :

M. A. BOUCHAIR	Professeur, Université Blaise Pascal	Examineur
M. L. GAUDILLER	Professeur, INSA de Lyon	Rapporteur
M. A. AMROUCHE	Professeur, Université d'Artois	Rapporteur
M. E. VAILLANT	Chef de Service, RENAULT, Guyancourt	Examineur
M. S. BERGAMO	Ingénieur, RENAULT, Guyancourt	Examineur
M. B. WEBER	Chef de Service, ARCELORMITTAL, Maizières	Examineur
M. M. DUCHET	Ingénieur, ARCELORMITTAL, Maizières	Examineur
M. J.L. ROBERT	Professeur, Université Blaise Pascal	Directeur de Thèse

Laboratoire de Mécanique et Ingénieries,
Université Blaise Pascal et Institut Français de Mécanique Avancée

Cette thèse est le résultat de travaux de recherche effectués au sein du Laboratoire de Mécanique et Ingénieries (LaMI) sur le site de l'IUT d'Allier à Montluçon.

Je présente toute ma reconnaissance aux membres du jury, en particulier Messieurs Luc GAUDILLER et Abdelwaheb AMROUCHE, Professeurs à l'INSA de Lyon et à l'Université d'Artois respectivement, pour avoir accepté la lourde tâche d'être rapporteurs de cette thèse. Je remercie Monsieur Abdelhamid BOUCHAIR, Professeur à l'Université Blaise Pascal pour m'avoir fait l'honneur de présider mon jury de thèse, Messieurs Bastien WEBER et Michel DUCHET, Chef de Service et Ingénieur respectivement chez ARCELORMITTAL, Monsieur Sébastien BERGAMO, Ingénieur chez RENAULT et Monsieur Mahamat BARKA, Directeur Général de l'Institut Universitaire Polytechnique de Mongo (Tchad), pour avoir accepté d'examiner ce travail.

Je remercie tous ceux qui, de près ou de loin, ont su me transmettre leur expérience avec générosité et honnêteté intellectuelle, et aussi leur passion.

Jean-Louis ROBERT, Professeur à l'IUT d'Allier (Université Blaise Pascal), m'a fait l'honneur de diriger ce travail. Sa franchise, sa disponibilité, ses précieux conseils et sa gentillesse n'ont d'égal que le respect qu'il a pour les idées du candidat que ce soit au niveau de l'orientation ou de l'organisation du travail. Il m'a notamment fait profiter de son expérience dans le domaine du dimensionnement en fatigue des structures. Qu'il trouve ici l'expression de ma grande reconnaissance.

Je garderai de ces quatre années à l'IUT d'Allier un souvenir très agréable, de par la bonne ambiance qui y règne. Je tiens à exprimer ma reconnaissance et une sincère considération à la Directrice de l'IUT d'Allier, Madame Cécile CHARASSE-POUELE qui m'a accueilli sur le site de l'IUT et a facilité mes conditions de travail. Je souhaite témoigner ma gratitude à tout le personnel de l'IUT, en particulier à Jean-Luc BOUYERON, Jean-François DECORSE, Gilles DURAND, M'Hamed BOUZIDI, Sylvain LEPETIT, Josiane TOUZIN et Gérard CANGI pour leur sympathie à mon égard.

Je remercie Pascal VELLEAUD, Ingénieur d'études pour m'avoir assisté dans la mise en place et le réglage du dispositif d'essais de fatigue et pour avoir mis à ma disposition les moyens nécessaires au bon déroulement des essais. Je l'assure de ma grande reconnaissance pour tous les services rendus au Laboratoire.

Un grand merci à Messieurs Guy BARBARAT et Dominique VACHER, dont les apports considérables au niveau des logiciels de calcul m'ont permis de réaliser la modélisation numérique des points soudés.

Mes pensées vont enfin et surtout à ma famille, à qui je dédie ce travail. A la mémoire de mes parents qui, très tôt et à travers leurs encouragements, ont toujours voulu me voir prendre conscience de mon avenir. A ma femme Angeline MASSINGTO, pour son soutien précieux et ses bons conseils. A mes très chers enfants, NOE, JOKEBED, GISELA, SVENYA et SERENA qui ont toujours été ma source de motivation. A ma sœur et à mes frères pour la chaleur familiale dont ils m'ont fait profiter très généreusement.

Résumé : Le travail présenté ici a pour but d'évaluer l'influence de surcharges incidentelles sur le comportement en fatigue de tôles en acier soudées par points et destinées à une application automobile. Une campagne d'essais expérimentale sur éprouvettes a permis d'établir les courbes effort – durée de vie de trois nuances d'acier soudées par point et soumis à des sollicitations de traction-cisaillement soit à amplitude constante (courbe de référence), soit avec des sollicitations incidentelles survenant à raison d'un cycle de surcharge pour 100 cycles appliqués. Les éprouvettes utilisées sont constituées de deux rectangles de tôle assemblés par un point soudé réalisé par un soudage par résistance. Deux rapports de surcharge, 1,4 et 2,3, sont testés et analysés. L'ensemble des cycles de tous les chargements présente le rapport de charge de 0,1 (traction ondulée). Pour deux nuances d'acier, les surcharges périodiques sont bénéfiques à la tenue en fatigue, ils permettent d'augmenter sensiblement la durée de vie. Pour la troisième nuance d'acier en revanche, l'effet enregistré est un affaissement très marqué des propriétés de fatigue.

Deux types de ruine par fatigue sont observés, l'un par fissuration des tôles au droit du congé de raccordement du noyau fondu du point soudé sur la tôle, du côté de la zone en traction. L'autre se traduit par un cisaillement du noyau fondu dans le plan de sa section droite minimale et ne se produit qu'à haut niveau d'effort appliqué.

Ces calculs par Eléments finis ont mis en évidence des états de contraintes multiaxiaux, principalement de traction et de cisaillement dans les zones expérimentales d'amorçage et de fissuration des éprouvettes. Il est observé de façon très claire une prépondérance de la contrainte de traction là où s'amorce la fissure de fatigue conduisant à la ruine de l'éprouvette par fissuration complète d'une des deux tôles, et une prépondérance tout aussi évidente de la contrainte de cisaillement dans la section minimale du noyau fondu du point soudé où se produit dans certains cas la rupture du point soudé par cisaillement. Les calculs effectués corroborent donc très bien les observations expérimentales.

L'utilisation de nouvelles lois d'endommagement basées sur un cumul non linéaire du dommage, dont une qui a été proposée au laboratoire, conduit à une prévision des durées de vie en bon accord avec l'expérimentation alors que la loi de Miner demeure pour sa part très éloignée des résultats expérimentaux.

Mots-clés : Fatigue - Points soudés - Surcharge - Concentration de contrainte - Ruine par fatigue - Lois d'endommagement - Prévision de durée de vie

Study of the influence of overloads on the behavior in fatigue of steels welded by points

Abstract: The objective of this work is to evaluate the influence of incidental overloads on the fatigue behavior of steel plates welded by points and aimed for automobile application. An experimental test campaign on specimens had allowed the establishment of effort curves – life cycle of three types of steel welded by points and subjected to tensile-shear efforts under constant amplitude (reference curve), and with incidental overloads happening once (overloaded cycle) for 100 applied cycles. Specimens used in the test are made of two rectangle plates joined by a welded point and done by resistance welding. Two overloads ratio, 1,4 and 2,3 were tested and analyzed. The overall overloading cycle presents the ratio of 0,1 (undulated tensile effort). For two out of three steel types, the periodicals overloading are benefit in term of fatigue resisting, their life duration has been slightly improved. The third steel type has in contrary showed observable deterioration of fatigue properties.

Two types of ruin by fatigue have been observed. The first one shows cracking of plates on the right axle journal fillet of the melted nucleus of the welded point on the plate, in the tensile zone side. The second is showed by a shearing of the melted nucleus in the plan of its minimal right “section” and this happens at a high level of applied effort.

Calculation done using Finite Elements method has evidently showed states of multiaxial stresses essentially tensile stress and shearing stress in the experimental areas of starting and cracking of specimens. It is clearly observed a mainly dominant tensile stress where the fatigue cracking starts leading to the ruin of the specimen by the complete cracking of one of the two plates, and also evidently a mainly dominant shearing stress in the minimal section of the melted nucleus of welded point, where in some case the rupture by shearing of the welded point is observed. The calculations done are then in total agreement with the experimental observations.

The use of new damage laws, which one has been proposed in the laboratory based on a nonlinear cumulating of damage, leads to a forecasting of life duration in accordance with experimentation while the Miner law results stays far away from the experimental results.

Keys-words: Fatigue – Welded points – Overloading – Stress concentration – Ruin by fatigue – Damage laws – Life cycle forecasting

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	4
1. INTRODUCTION AU SOUDAGE PAR POINT	5
1.1. Les aciers pour automobile	5
1.2. Soudage par point	7
1.2.1. Principe du procédé	8
1.2.2. Paramètres du procédé de soudage	8
1.2.3. Mécanisme de formation du noyau fondu	8
1.2.4. Géométrie d'un point soudé	9
1.2.5. La microstructure du point soudé	10
1.3. Evolution de la dureté dans la zone fondue et la zone environnante	10
1.4. Etat de contrainte à la périphérie du point soudé	11
1.5. Répartition des contraintes au sein du point soudé	12
1.6. Conclusion	12
2. RESISTANCE A LA FATIGUE DES ASSEMBLAGES SOUDES PAR POINT	12
2.1. Caractéristiques en fatigue	12
2.2. Les facteurs d'influence sur la durée de vie de l'assemblage soudé par point	13
2.2.1. Facteurs liés au chargement mécanique	13
2.2.2. Facteurs liés à la géométrie de l'assemblage	14
2.2.3. Facteurs liés à la métallurgie et aux transformations de microstructures	15
2.2.4. Influence du chargement	17
3. MECANISMES D'ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE	17
3.1. Fatigue des points soudés	17
3.2. Amorçage des fissures de fatigue	17
3.3. Propagation des fissures de fatigue	17
3.4. La rupture	18
4. EFFET DU TYPE DE SOLLECITATIONS SUR LA FATIGUE	19
4.1. Les différents types de chargement	19
4.1.1. Amplitude constante	19
4.1.2. Amplitude variable	19
4.1.3. Notion de proportionnalité et de phase entre les composantes d'un chargement	19
4.2. Influence d'une surcharge	20
4.3. Facteurs d'influence sur la vitesse de propagation d'une fissure	21
4.3.1. Diminution de l'acuité de la pointe de fissure	21
4.3.2. Ecrouissage	21
4.3.3. Fermeture de fissure	21
4.3.4. Contraintes de compression	22

4.3.5. Géométrie du front de fissure	22
4.4. Effet de séquence	23
5. METHODES DE PREVISION DE DUREE DE VIE EN FATIGUE	23
5.1. Modèle basé sur l'énergie de déformation (loi de Miner)	23
5.2. Modèles basés sur l'endommagement continu (modèle de Chaboche)	25
5.3. Modèle basé sur les conditions de chargement (modèle de Mesmacque et Amrouche)	32
5.3.1. Loi d'endommagement proposé au laboratoire LaMI	34
5.4. Conclusion	39
CONCLUSION DE L'ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	40
CHAPITRE 2 : CAMPAGNE EXPERIMENTALE SUR LA FATIGUE DES POINTS SOUDES	41
1. DESCRIPTION ET OBJECTIFS DE LA CAMPAGNE EXPERIMENTALE	42
1.1. Matériaux testés	42
1.2. Géométrie des éprouvettes soudées par point	43
1.3. Description de chargements de fatigue	43
2. PROTOCOLE EXPERIMENTAL	45
2.1. Réglage de l'alignement des mors hydrauliques	46
2.1.1. Dispositif d'alignement des mors	47
2.1.2 Etude de la dérive de la commande de la machine de fatigue	48
2.2. Raidisseur des éprouvettes sollicitées en traction-cisaillement	50
2.3. Suivi d'endommagement en fatigue par la mesure de différence de potentiel (MDP).....	55
3. PRESENTATION DES RESULTATS DES ESSAIS DE FATIGUE	59
3.1. Forme de présentation des résultats	59
3.2. Modes de ruine par fatigue des éprouvettes	61
3.2.1. Mode de ruine par fissuration des tôles	61
3.2.2. Mode de ruine par cisaillement du noyau fondu du point soudé	63
3.3. Résultats expérimentaux	66
3.3.1. Acier HE360D (épaisseur 2,5 mm) – courbe de référence	66
3.3.2. Acier HE360D (épaisseur 2,5 mm) – surcharge de rapport 1,4.....	67
3.3.3. Acier HE360D (épaisseur 2,5 mm) – surcharge de rapport 2,3	68
3.3.4. Acier XE360D (épaisseur 1,2 mm) – courbe de référence	69
3.3.5. Acier XE360D (épaisseur 1,2 mm) – surcharge de rapport 1,4	70
3.3.6. Acier XE360D (épaisseur 1,2 mm) – surcharge de rapport 2,3	71
3.3.7. Acier XES (épaisseur 1,2 mm) – courbe de référence	72
3.3.8. Acier XES (épaisseur 1,2 mm) – surcharge de rapport 1,4	73
3.3.9. Acier XES (épaisseur 1,2 mm) – surcharge de rapport 2,3	74
4. ANALYSE DES RESULTATS	75
4.1. Comparaison des courbes effort – durée de vie	75
4.1.1. Cas de la nuance d'acier HE360D	75

4.1.2. Cas de la nuance d'acier XE360D	76
4.1.3. Cas de la nuance d'acier XES	77
4.2. Comparaison des limites de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles	78
CONCLUSION DU CHAPITRE	80
CHAPITRE 3 : SIMULATION NUMERIQUE DES EPROUVETTES SOUDES PAR POINTS	81
1. MODELE NUMERIQUE DE L'EPROUVETTE SOUDEE PAR POINT	82
1.1. Modèle géométrique	82
1.2. Choix et optimisation du maillage des éprouvettes	84
2. ANALYSE DES CONTRAINTES DANS LE CAS DU COMPORTEMENT ELASTIQUE	88
2.1. Zones de concentration de contraintes	89
2.2. Analyse de l'influence des paramètres géométriques sur la répartition des contraintes dans le point soudé	90
2.2.1. Etude préliminaire : répartition et triaxialité des contraintes au sein du point soudé	91
2.2.2. Influence du diamètre du noyau du point soudé	92
2.2.3. Influence de l'interface entre les deux tôles	96
2.2.4. Influence de la forme du fond d'entaille sur la répartition de contrainte	100
2.3. Justification des sites expérimentaux d'amorçage de fissure par le calcul des contraintes	104
2.4. Flexion des tôles et influence du raidisseur	107
3. ANALYSE DES CONTRAINTES DANS LE CAS DU COMPORTEMENT ELASTOPLASTIQUE	109
3.1. Sollicitation définie par un effort de traction de 6 000 N	109
3.2. Sollicitation définie par un effort de traction de 10 000 N	112
CONCLUSION DU CHAPITRE	113
CHAPITRE 4 : PREVISION DE DUREE DE VIE DES POINTS SOUDES SOUS CHARGEMENT D'AMPLITUDE VARIABLE	114
1. PRESENTATION DES LOIS D'ENDOMMAGEMENT UTILISEES POUR LA PREVISION DE DUREE DE VIE	115
1.1. Transformation et expression des lois d'endommagement utilisées en efforts	115
1.1.1. Loi de Miner	116
1.1.2. Loi de Mesmacque et Amrouche	116
1.1.3. Loi proposée au laboratoire	117
2. ESTIMATION DE DUREE DE VIE DES EPROUVETTES SOUDEES PAR POINT SOUS CHARGEMENT D'AMPLITUDE VARIABLE	125
2.1. Démarche de validation des lois d'endommagement	125
2.2. Présentation des résultats des lois d'endommagement pour chaque matériau et	126

chaque type de surcharge.....	
2.3. Validité respective des lois d'endommagement employées	136
3. CONCLUSION DUCHAPITRE	140
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	141
LISTE DES FIGURES	144
LISTE DES TABLEAUX	150
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	152

INTRODUCTION GENERALE ET CONTEXTE DE L'ETUDE

Le secteur de l'ingénierie en conception mécanique réclame aujourd'hui un savant dosage d'innovation pour intégrer et répondre aux différentes contraintes économiques, environnementales et de sécurité d'utilisation. L'aspect économique doit prendre en compte le coût de la matière première, celui de la fabrication et du développement du produit. Les contraintes environnementales concernent le bilan carbone de la mise au point et de la fabrication du composant, de la structure ou de la machine, et du bilan énergétique lié à l'utilisation du produit. Dans le domaine de la mobilité par exemple, l'énergie consommée par unité de distance parcourue est aujourd'hui un critère très important de qualification et de valorisation du véhicule. En matière de sécurité ou de fiabilité, l'engagement du fabricant et/ou du vendeur d'un produit est un acte aux conséquences contraignantes mais exigées de la part des consommateurs. Les cahiers des charges des produits sont donc devenus aujourd'hui des contraintes multicritères souvent antagonistes, qui font par conséquent l'objet de compromis serrés et transparents. Pour atteindre ses objectifs, le concepteur doit donc pouvoir intégrer l'ensemble de ces contraintes et justifier ses choix stratégiques. Le domaine de la conception doit de ce fait disposer d'outils efficace et précis notamment, pour la mise au point de structures compétitives, performantes et fiables.

Assurer la fiabilité d'un composant ou d'une structure requiert de disposer à la fois des propriétés mécaniques de référence qui permettent de statuer sur la tenue en service des matériaux utilisés et du chargement de service réellement rencontré par le composant ou la structure elle-même. La dispersion ou l'aléa de ces deux types de données entre aujourd'hui dans le bureau d'études sous la forme de calcul de fiabilité prenant en compte les dispersions diverses et variées et notamment celles dont le poids relatif est parmi les plus importants quant à la fiabilité globale du système. Les outils déterministes sont ainsi couplés à des démarches de fiabilité qualifiant et pondérant les aléas au travers du comportement mécanique de la structure.

Le travail de thèse présenté dans ce mémoire vise à apporter sa contribution de compréhension et de modélisation de l'endommagement par fatigue de l'assemblage de tôles d'acier au moyen du procédé de soudage par point. Ce mode d'assemblage est très utilisé dans l'industrie automobile – notamment chez RENAULT – pour la réalisation du châssis, structure complexe fabriquée par l'assemblage d'un grand nombre de composants, eux-mêmes élaborés par découpe et mise en forme de tôles d'acier. Les efforts d'origine interne (chargement et équipement embarqué propre au véhicule) ou externe (conditions de roulage liées à l'environnement extérieur) sont transmis entre composants assemblés via ces points soudés et réclament donc de s'assurer de leur intégrité. Dimensionner de façon performante la structure revient donc à s'assurer de la tenue en service pour l'ensemble des événements ponctuels les plus sévères susceptibles d'être rencontrés en service.

Plus précisément, le travail poursuivi ici vise à mesurer l'influence de surcharges incidentelles sur le comportement en fatigue sous amplitude constante des points soudés par résistance qui assurent la liaison complète entre deux tôles d'acier identiques. Les travaux réalisés sont scindés en quatre chapitres et relèvent d'études bibliographiques, expérimentales et de modélisation.

Le premier chapitre est une étude bibliographique portant à la fois sur la technique de réalisation des points soudés par résistance, les paramètres les plus influents sur leur tenue en fatigue et les mécanismes d'endommagement qui les affectent. Une partie de cette analyse bibliographique est dédiée aux lois d'endommagement utilisées pour décrire le cumul du dommage et établir la durée de vie des matériaux métalliques du type de ceux faisant l'objet de notre étude.

Le second chapitre présente la campagne d'essais expérimentale sur les points soudés concernant trois nuances d'acier distinctes produites par ARCELORMITTAL et utilisées par RENAULT. Trois types de chargement vont être spécifiquement mis en œuvre pour analyser l'effet de surcharges incidentelles (liés au franchissement de petits obstacles lors du roulage du véhicule) sur le comportement en fatigue des points soudés. Ce chapitre intègre donc l'ensemble du dispositif expérimental utilisé et du protocole de réalisation des essais afin d'éviter certains inconvénients liés aux défauts de la machine et aux particularités géométriques et de comportement des éprouvettes testées.

Les mécanismes d'endommagement propres aux éprouvettes testées sont décrits et analysés. Une méthode qualitative de suivi de l'endommagement basée sur les variations de résistivité générées par les discontinuités de la matière est également à exploiter. L'ensemble des résultats des essais de fatigue sont alors présentés en vue de mesurer de façon quantitative l'influence des surcharges apparaissant de manière périodique au sein du chargement d'amplitude constante, à des niveaux d'efforts couvrant les durées de vie variant de $2 \cdot 10^5$ à $2 \cdot 10^6$ cycles.

Le troisième chapitre a trait à la simulation numérique du point soudé. L'objectif est d'apporter une justification, par le calcul des contraintes dans le point soudé lui-même et son voisinage immédiat, aux sites d'amorçage de fissures constatés expérimentalement. La réalisation même du point soudé par fusion et solidification du métal appartenant aux deux tôles assemblées crée une géométrie confinée relativement complexe qui rend difficile sa description précise. La simulation numérique vise à quantifier autant que possible l'influence des aléas géométriques observables macroscopiquement et dont les répercussions, en termes de répartition et de niveaux des contraintes générées, peuvent être conséquentes quant à la durée de vie en fatigue.

Enfin la quatrième partie du mémoire met à l'épreuve la loi d'endommagement la plus utilisée aujourd'hui pour la prévision de durée de vie en fatigue (loi de Miner) et certains

modèles plus récents, à cumul non linéaire du dommage, dont un a été proposé localement au cours de cette thèse. La particularité du modèle mis sur pied est qu'il définit un incrément de dommage pour chaque cycle tel que, par intégration sous un chargement d'amplitude constante, il permette de retrouver exactement la courbe effort – durée de vie de Basquin propre au matériau étudié sans problème d'identification de ses paramètres de calage.

– CHAPITRE 1 –
ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Le présent chapitre est une synthèse bibliographique consacrée au procédé de soudage par résistance, à la répartition des contraintes au sein d'un point soudé soumis à une sollicitation de traction-cisaillement et à son endommagement par fatigue. Elle se décompose en cinq paragraphes.

Le premier paragraphe présente le procédé de soudage par point appliqué aux aciers utilisés pour l'automobile, son effet conjoint sur la structure métallurgique du matériau de base et sur ses propriétés mécaniques, et une étude de la répartition des contraintes au sein du point soudé sous plusieurs chargements distincts. Le deuxième paragraphe rappelle et décrit les caractéristiques en fatigue du matériau et les paramètres des conditions de soudage susceptibles d'influencer la tenue à la fatigue des points soudés. Le troisième paragraphe traite de la détérioration progressive des propriétés mécaniques du matériau, consécutive à l'application d'efforts d'amplitude variable conduisant à la rupture, par fissuration, de la pièce ou de la structure en acier. Le quatrième paragraphe recense les études déjà menées et disponibles dans la littérature sur l'effet de surcharge quant à la tenue mécanique des assemblages réalisés par points soudés. Enfin le dernier paragraphe décrit quelques modèles d'endommagement par fatigue utilisés pour la prévision de la durée de vie en fatigue des pièces métalliques soumises à des chargements d'amplitude variable.

1. INTRODUCTION AU SOUDAGE PAR POINT

1.1. Les aciers pour automobile

Dans l'industrie automobile, les contraintes accrues de réduction de masse et d'amélioration de la tenue en service des châssis et carrosseries passent par l'utilisation de nouvelles nuances d'acier (TRIP, Dual Phase...). L'idée générale qui prévaut est de placer les propriétés mécaniques adéquates au bon endroit, c'est-à-dire là où elles sont nécessaires. La caisse automobile est donc composée de plusieurs nuances d'acier très distinctes (figure 1.1).

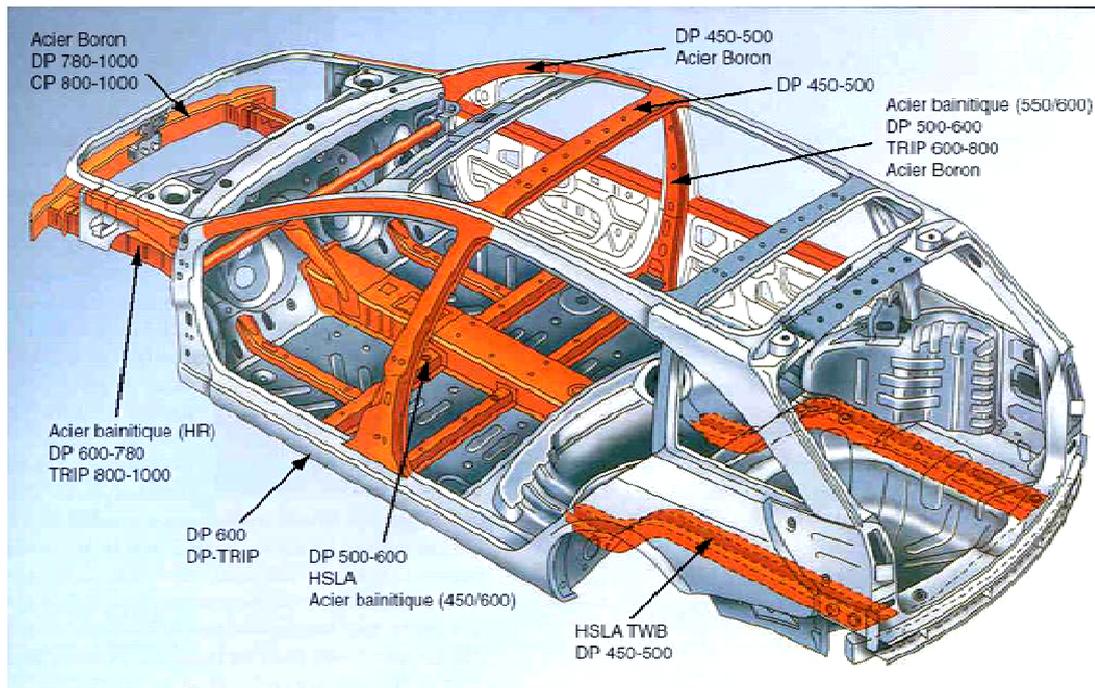


Figure 1.1 – Répartition des aciers à Très Haute Limite d'Elasticité pour automobile dans la caisse assemblée [FUR03]

Les aciers plats pour automobile sont en général répartis en trois grandes familles : aciers pour emboutissage, aciers à haute résistance (HR) et aciers multiphasés à très haute résistance.

- Aciers pour emboutissage :

- *Aciers à haute formabilité*

Cette gamme de tôles d'acier doux non allié est destinée à la mise en forme par emboutissage profond et extra profond. Ces produits sont utilisés massivement dans l'industrie automobile, aussi bien pour des pièces d'aspect que pour des pièces de structure. La garantie de dispersion réduite des caractéristiques mécaniques assure un fonctionnement des presses d'emboutissage dans des conditions de productivité optimales [ARC08].

- *Aciers IF à haute résistance*

Les aciers IF sont des aciers ferritiques durcis principalement par des éléments en solution solide (manganèse, phosphore). Ils peuvent être rephosphorés de façon à augmenter leur résistance mécanique [IIS06], [ARC08].

- Aciers à haute résistance (HR) : *aciers micro-alliés*

Les aciers HSLA (High Strength Low Alloyed) sont des aciers faiblement alliés à haute limite d'élasticité, avec une teneur en carbone généralement supérieure à 0,08%. La présence en faible quantité d'éléments tels que le niobium permet une fine précipitation de carbonitrures à l'origine d'un affinage du grain, responsable de leur durcissement. Ils sont essentiellement utilisés dans les pièces de renfort ([IIS06], [ARC08]).

- Aciers multiphasés à très haute résistance :

- *Aciers Dual Phase*

Les aciers Dual Phase (DP) sont des aciers biphasés constitués d'une matrice ferritique ponctuée d'ilots de martensites (phases dures). Ils ont une bonne emboutissabilité en raison de leur aptitude à la répartition des déformations ainsi que des limites d'élasticité élevées. Leur haute résistance mécanique se traduit par une bonne résistance à la fatigue ainsi qu'une capacité d'absorption d'énergie appréciable ([IIS06], [ARC08]).

- *Aciers Ferrite-Bainite*

Les aciers Ferrite-Bainite (FB) sont des aciers à haute résistance et laminés à chaud. Ils possèdent une résistance mécanique élevée et une bonne aptitude à la déformation et au poinçonnage. Ils sont typiquement utilisés dans les pièces de structure, les roues ou les pièces de mécanique ([IIS06], [ARC08]).

- *Aciers TRIP (Transformation Induced Plasticity)*

Les aciers TRIP sont constitués d'une matrice de ferrite parsemée de phases dures (bainite, martensite) et d'une proportion non négligeable d'austénite résiduelle ; ils associent haute résistance et excellente formabilité. Ils sont généralement utilisés comme pièces de structure ou de renfort de par leur forte capacité d'absorption d'énergie et leur résistance à la fatigue ([IIS06], [ARC08]).

- *Aciers Multiphasés (Complex Phase)*

Les aciers multiphasés sont des aciers à haute résistance laminés à chaud et en général destinés aux éléments de structure mis en forme à froid ou aux pièces de sécurité. Ils ont une microstructure qui peut être ferrito-bainitique très fine, bainitique durcie par les précipités ou encore martensitique selon le grade considéré [ARC08].

Les propriétés mécaniques de ces aciers résultent d'une combinaison de deux paramètres essentiels : la composition chimique et le processus thermomécanique. Les différentes

gammes de produits sont représentées sur la figure 1.2 en fonction de leurs propriétés de résistance mécanique et d'emboutissabilité.

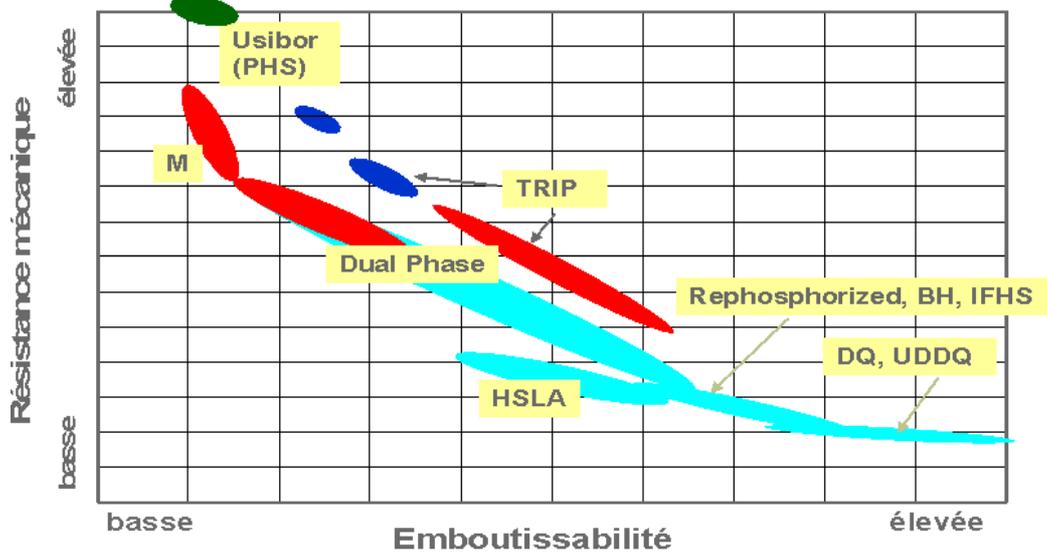


Figure 1.2 – Diagramme résistance mécanique–emboutissabilité des principales nuances de produits plats [ARC08]

1.2. Soudage par point

L'invention du soudage par résistance est dédiée à l'Américain Thomson en 1877.

Ce procédé met en œuvre l'effet Joule produit par un courant de forte intensité traversant les pièces à assembler, mises au contact l'une de l'autre. Il est utilisé pour assembler localement deux tôles (ou plus) dont les épaisseurs sont typiquement comprises entre 0,5 et 10 mm. La figure 1.3 représente la configuration la plus conventionnelle du soudage par point de deux pièces au moyen généralement d'une série de points de soudure, série réalisée par un opérateur sur une machine à souder.

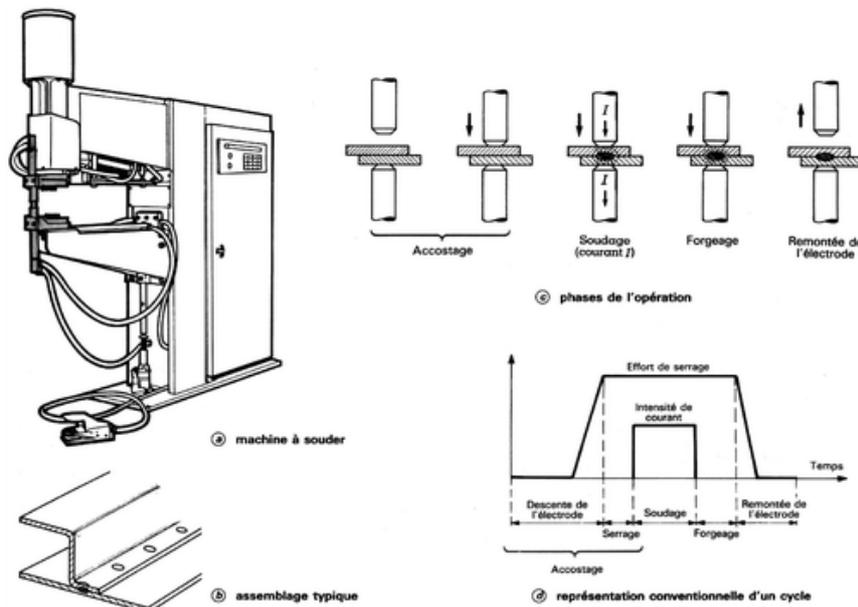


Figure : 1.3 – Configuration conventionnelle du soudage par point (d'après [TDI93])

1.2.1. Principe du procédé

Deux tôles d'acier prises en étau entre deux électrodes sont maintenues en contact. Cet assemblage est ensuite traversé par un courant de forte intensité qui va faire fondre le métal à l'interface tôle/tôle. Après refroidissement, le noyau maintient et fixe localement les deux tôles l'une avec l'autre. Un cycle de soudage se décompose donc en trois phases principales : l'accostage, le soudage et le temps de maintien (figure 1.4).

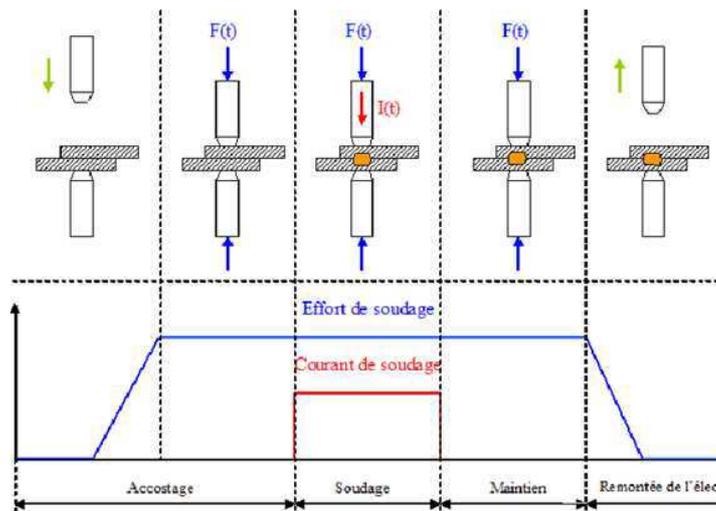


Figure 1.4 – Représentation schématisée des phases du procédé de soudage par point [SR105]

1.2.2. Paramètres du procédé de soudage

Les principaux paramètres du procédé sont essentiellement l'effort de serrage et de forgeage, l'intensité du courant, la durée de passage du courant, celle du forgeage et la géométrie des électrodes. Ces paramètres sont en pratique adaptés aux caractéristiques des tôles à souder.

1.2.3. Mécanisme de formation du noyau fondu

Dès le serrage des électrodes, nécessaire à l'accostage des tôles, le contacteur primaire se ferme et le courant s'établit dans le circuit secondaire. Il traverse les pièces à souder et rencontre, entre les électrodes, un certain nombre de résistances électriques (figure 1.5), les unes localisées aux interfaces (R_1 , R_2 , R_3) et les autres réparties dans la matière (R_4 , R_5). Les premières résultent de phénomènes de contact. Ceux-ci, limités au début aux aspérités, se multiplient sous l'effort de serrage et les résistances évoluent. Les secondes sont dues à la résistivité des matériaux. Par effet joule, la température s'élève dans la zone de soudage, en premier lieu aux interfaces, où la résistance d'abord prépondérante diminue, puis dans la matière elle-même où la résistivité augmente avec la température. Au bout d'un certain temps, la fusion est atteinte au point central et la zone fondue progresse dans le plan de joint

sous forme d'un lingot formé en vase clos, qui atteint un diamètre comparable à celui des électrodes : ce sera aussi celui du point de soudure. Le courant est alors interrompu. Le métal en fusion se refroidit, formant la liaison entre les deux tôles, les électrodes restant serrées avec effet de forgeage jusqu'au refroidissement quasi complet. La figure 1.5 représente la formation du point de soudure et l'évolution de la température dans les différentes zones thermiquement affectées.

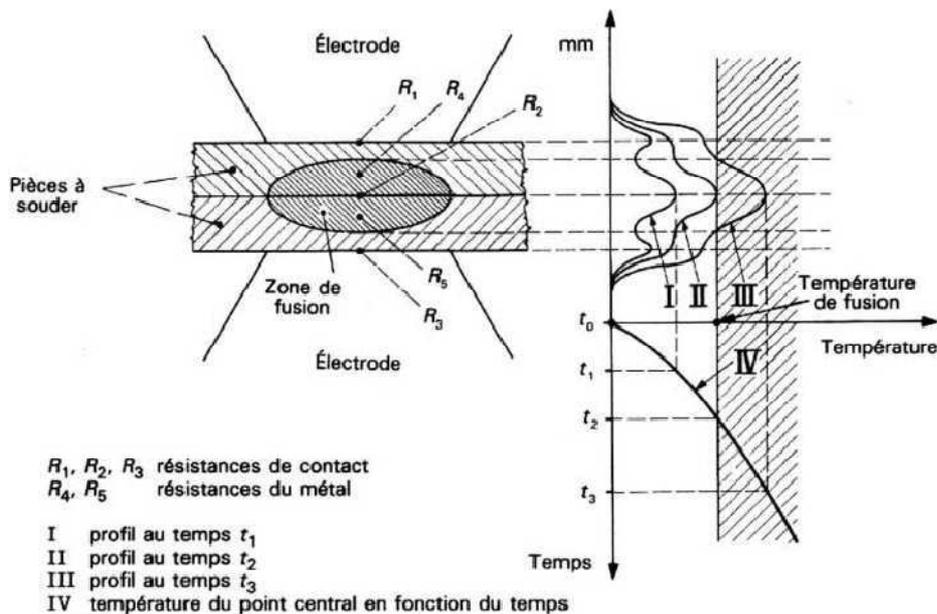


Figure 1.5 – Formation du point de soudure [TDI93]

1.2.4. Géométrie d'un point soudé

La géométrie d'un point est définie en trois zones métallurgiquement distinctes : le noyau fondu, la zone affectée thermiquement (ZAT), le métal de base (figure 1.6). Outre cette première singularité, d'ordre métallurgique, deux autres particularités géométriques caractérisent l'assemblage par un point soudé : une entaille, source de concentration de contrainte sous sollicitation mécanique, et une indentation des surfaces externes de l'assemblage par les électrodes (effet du forgeage).

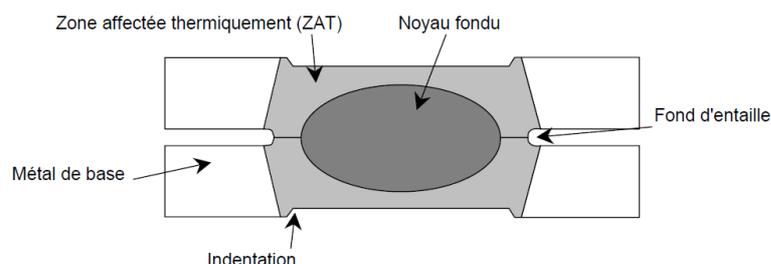


Figure 1.6 – Coupe transversale d'un point soudé [DAN09]

1.2.5. La microstructure du point soudé

L'opération de soudage par point se caractérise par un cycle thermique très court qui modifie profondément la microstructure du métal de base au voisinage du point soudé. Le métal subit un chauffage à des vitesses de l'ordre du millier de degrés Celsius par seconde jusqu'à une température pouvant aller au-delà de la température de fusion du métal. Le refroidissement immédiat est lui aussi très rapide. Suite à ce cycle thermique, plusieurs zones présentant des structures microscopiques distinctes sont observées : la zone associée au métal de base MB, la zone subcritique SCZAT, la zone intercritique ICZAT, la zone à grains fins GFZAT, la zone à gros grains GGZAT et la zone fondue ZF. La figure 1.7 illustre schématiquement cette transformation.

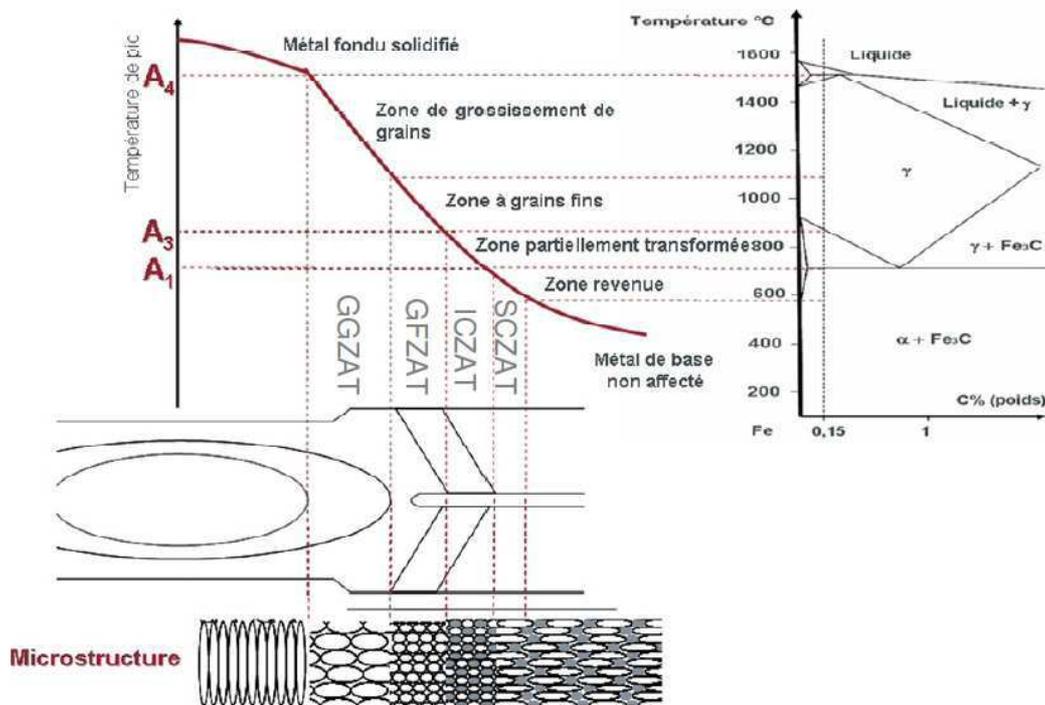


Figure 1.7 – Microstructures générées par l'opération de soudage [BLO01] et [SEF59]

1.3. Evolution de la dureté dans la zone fondue et la zone environnante

La présence de phases martensitique et bainitique résiduelles dans le noyau après le soudage explique la dureté importante observée dans la zone fondue. L'évolution de la dureté au sein de cette zone est présentée sur la figure 1.8, sans l'opération de recuit du point soudé, c'est-à-dire à l'état brut après soudage, et avec un recuit qui conduit à une diminution de la dureté initiale.

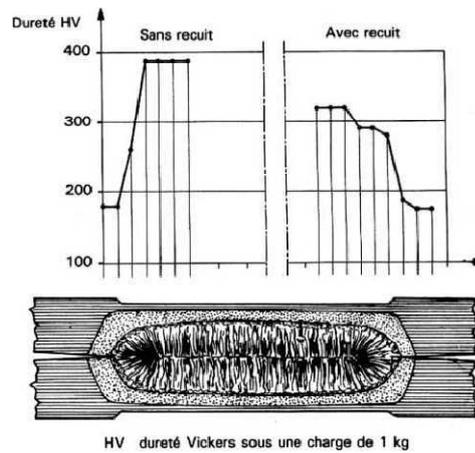


Figure 1.8 – Dureté du point de soudure [TDI93]

1.4. Etat de contrainte à la périphérie du point soudé

Au moyen de calculs par éléments finis, Radaj et al. [RAD90] ont étudié l'état de contrainte locale à la périphérie du point soudé dans des conditions de chargement élastique en traction-cisaillement, en traction en croix et pour une série d'essais qui en sont dérivés.

- En traction-cisaillement, les contraintes équivalentes maximales se trouvent sur la face interne de la tôle au bord du noyau, dans le plan de symétrie de l'éprouvette.
- En traction en croix, la contrainte équivalente maximale est atteinte sur la face interne des tôles, dans les plans de symétrie correspondant aux directions de chargement de l'éprouvette.

L'évolution de la contrainte sur le contour du point soudé est donnée dans la figure 1.9.

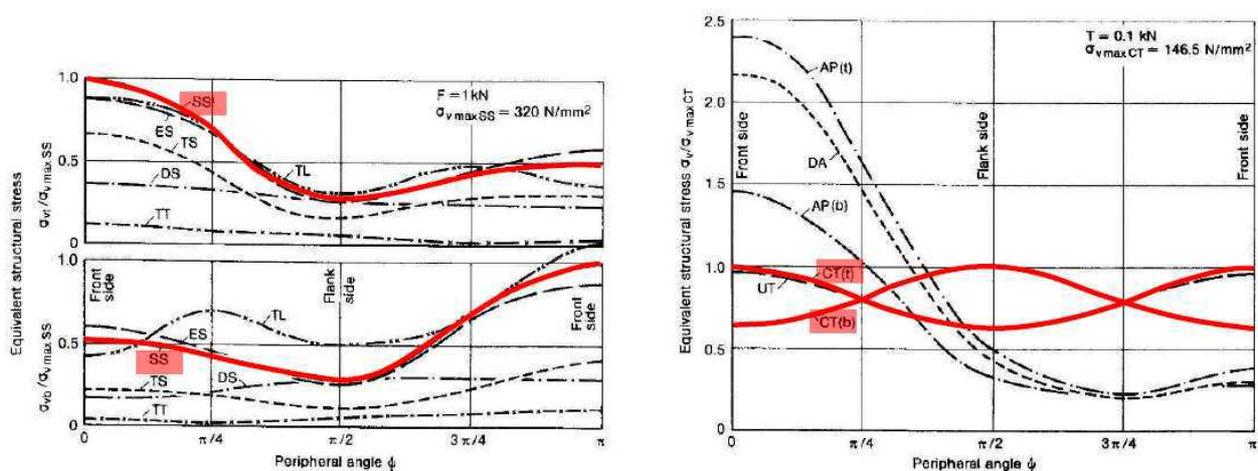


Figure 1.9 – Contrainte équivalente sur le contour du point dans la tôle du bas (indice « b ») et du haut (indice « t ») : (a) en traction-cisaillement (SS) ; (b) en traction en croix (CT) d'après [RAD90]

1.5. Répartition des contraintes au sein du point soudé

La répartition de la contrainte normale σ_{11} dans l'épaisseur de la tôle suggère un état de flexion superposé à un état de traction. L'essentiel des contraintes est concentré sur la périphérie du point. La composante de cisaillement σ_{13} est répartie de façon relativement uniforme sur le contour du fond d'entaille et devient prépondérante lorsque le diamètre du noyau décroît. La figure 1.10 présente l'évolution des contraintes obtenue par des calculs élastiques et élasto-plastiques.

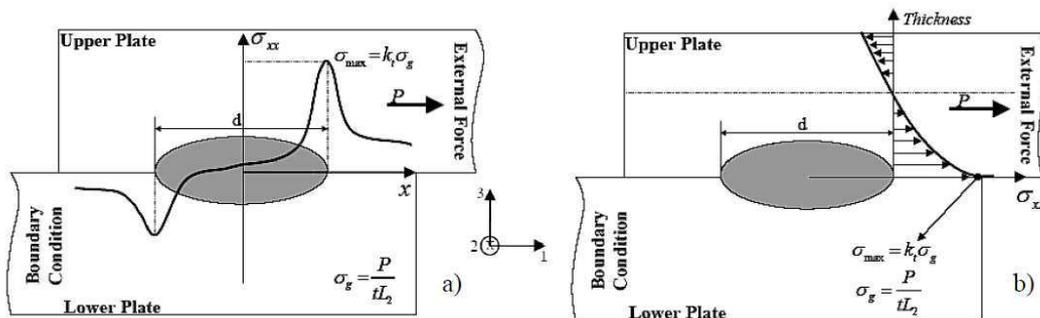


Figure 1.10 – Répartition des contraintes en traction-cisaillement, d'après [ADI04] :
 a) singularité de la contrainte σ_{11} en fond d'entaille, b) distribution de σ_{11} dans l'épaisseur de la tôle au droit du fond d'entaille

Sur cette figure, on remarque que les contraintes augmentent au voisinage du fond d'entaille et diminuent dans la direction longitudinale du point soudé.

1.6. Conclusion

Dans ce paragraphe ont été présentés le principe du procédé de soudage par point, les transformations microstructurales engendrées par le soudage lui-même et l'évolution observée de certaines propriétés mécaniques du matériau.

2. RESISTANCE A LA FATIGUE DES ASSEMBLAGES SOUDES PAR POINT

2.1. Caractéristiques en fatigue

La résistance à la fatigue d'un matériau est définie par la courbe S-N, construite dans un diagramme contrainte-curée de vie (σ_a -N), établie pour un rapport de charge ou une contrainte moyenne donnés, et à fréquence constante. La limite d'endurance est définie conventionnellement à $2 \cdot 10^6$ cycles dans le milieu automobile. La durée de vie N est en général la somme des nombres de cycles à l'amorçage et de propagation de la fissure jusqu'à rupture.

Pour une raison liée aux difficultés à définir dans la zone critique du point soudé un niveau de contrainte représentatif du chargement cyclique imposé, la résistance à la fatigue des

points soudés est définie par la courbe F-N, où F représente l'effort maximum des cycles appliqués à l'éprouvette.

2.2. Les facteurs d'influence sur la durée de vie de l'assemblage soudé par point

Plusieurs facteurs influencent la durée de vie en fatigue d'un assemblage. Il est essentiel de les connaître et de bien les analyser pour effectuer une conception fiable. Ces principaux facteurs sont rappelés ci-dessous.

2.2.1. Facteurs liés au chargement mécanique

a) Contrainte moyenne

Les observations expérimentales ont mis en évidence que lorsqu'une contrainte statique positive σ_m est superposée au chargement cyclique d'amplitude σ_a , la durée de vie de l'éprouvette ou de la pièce diminue. L'effet inverse est également observé, en présence d'une contrainte moyenne de compression. Afin de prendre en compte ce phénomène, des essais complémentaires peuvent être réalisés afin d'établir un diagramme de Haigh donnant, pour une durée de vie fixée N, la contrainte alternée admissible σ_a en fonction de la contrainte moyenne σ_m . Plusieurs modélisations mathématiques de ce diagramme ont été formulées (comme par exemple le modèle de la droite de Goodman ou celui de la parabole de Gerber sur la figure 1.11).

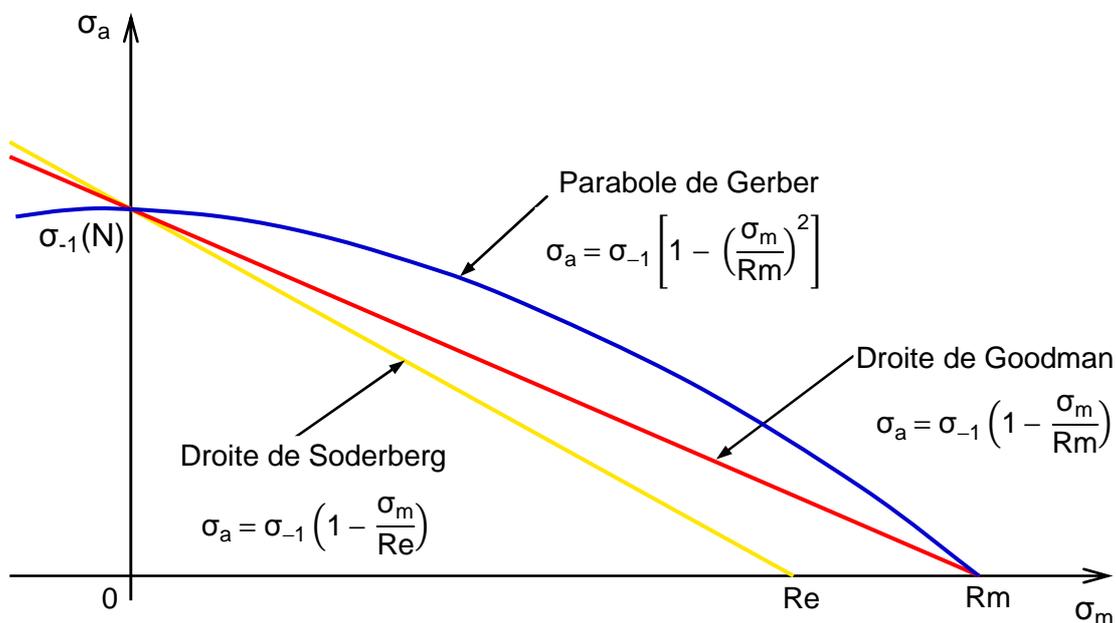


Figure 1.11 – Modèles de Gerber, Goodman et Söderberg du diagramme de Haigh à N cycles en traction-compression

b) Fréquence

La fréquence d'application des cycles de chargement constitue également un paramètre mécanique à ne pas négliger. Lorsque celle-ci augmente, la durée de vie varie généralement dans le même sens, sauf dans le cas où cette augmentation entraînerait un échauffement du matériau. Dans cette optique, il faut également éviter de solliciter une pièce à des fréquences proches de sa fréquence naturelle afin d'éviter les effets d'amplification dynamique (résonance).

c) Nature des efforts appliqués

La nature des efforts est également un paramètre important. En effet, des limites d'endurance différentes sont obtenues selon le type d'effort appliqué (traction, flexion, torsion). Une courbe S-N n'est ainsi valide que pour un type de chargement donné. Dans le cas d'un chargement à amplitude variable, la séquence de chargement joue également un rôle important. Pour une même répartition des cycles de contraintes, des durées de vie différentes sont obtenues si les blocs de chargement sont appliqués par amplitude croissante ou décroissante. Ceci s'explique par le fait que les sollicitations de forte amplitude ont davantage d'effet sur l'amorçage et la propagation des fissures, et que le niveau d'accroissement du dommage lié à un cycle donné dépend du niveau d'endommagement atteint au moment où il est appliqué.

2.2.2. Facteurs liés à la géométrie de l'assemblage

Un assemblage soudé se comporte comme un élément de structure entaillé, la périphérie du noyau fondu du point soudé constituant l'entaille. Les zones de concentration de contrainte, à partir desquelles une fissure de fatigue peut s'amorcer puis se propager, peuvent être des discontinuités géométriques macroscopiques ou des défauts métallurgiques.

a) Type d'assemblage

Le type d'assemblage, et le mode de sollicitation que le point soudé subit, influent sur la localisation de l'amorçage des fissures par fatigue, sur leur chemin de propagation, et sur les durées de vie correspondantes.

b) Macro-géométrie du fond d'entaille

La géométrie locale du point soudé a une influence primordiale sur sa résistance à la fatigue. Elle est en général décrite par des paramètres ρ et Φ (respectivement rayon et angle de raccordement en fond d'entaille) lorsqu'elle s'apparente à une entaille [DEG03]. L'augmentation conjointe de ρ et de Φ améliore la résistance à la fatigue du point soudé. Etant donné l'irrégularité du fond d'entaille et les problèmes d'accès à cette zone, évaluer ces paramètres sur des sections ou des moulages agrandis n'est pas toujours facile.

c) Micro-géométrie du fond d'entaille

Il s'agit des défauts métallurgiques tels que les inclusions et les porosités qui agissent comme des facteurs de concentration de contrainte locale. Chacun de ces défauts constitue une entaille plus ou moins aiguë, susceptible de se révéler un site privilégié d'amorçage de fissure en fatigue. Leur influence sur l'endurance en fatigue du matériau est donc néfaste.

d) Effet d'échelle

L'épaisseur des tôles assemblées a une influence sur l'endurance en fatigue des points soudés. L'augmentation des dimensions des tôles contribue généralement à une diminution de la résistance à la fatigue de l'éprouvette. C'est ce qu'on nomme effet d'échelle. Ceci s'explique par l'aspect statistique de l'amorçage de fissure. L'augmentation des dimensions entraîne une élévation de la probabilité d'existence de défauts favorisant l'amorçage d'une fissure. Ce paramètre peut être très important à considérer dans le cas où une courbe S-N obtenue à l'aide d'éprouvettes de petite taille est utilisée pour dimensionner une pièce de grandes dimensions.

e) Défauts d'alignement et de planéité

Tous les défauts d'alignement ou de planéité des tôles assemblées, qui résultent des déformations thermomécaniques lors des opérations de soudage, génèrent des contraintes qui s'ajoutent aux contraintes de chargement et modifient par conséquent la résistance à la fatigue des structures soudées.

f) Diamètre du point soudé

Les modèles de prévision de durée de vie développés par Radaj [RAD98], Zhang, [ZHA99] prévoient tous une amélioration de la durée de vie avec l'augmentation du diamètre, soit par une diminution de la contrainte appliquée soit par la diminution du facteur de concentration de contrainte. Selon Rossillon [ROS07] qui cite Dhers [DHE89] dans ses travaux, la raison essentielle de l'amélioration du comportement en fatigue qu'apporte l'augmentation du diamètre de point est la diminution de la flexion secondaire au cours de l'essai de traction-cisaillement.

2.2.3. Facteurs liés à la métallurgie et aux transformations de microstructures

a) Métal de base

Les propriétés mécaniques intrinsèques d'un matériau, notamment sa résistance à la traction, sont corrélées à sa durée de vie. De façon générale, plus ces propriétés sont élevées, plus la limite d'endurance est haute. La taille des grains joue aussi un rôle sur l'endurance en fatigue. En effet, une taille des grains plus fine procure généralement une

meilleure résistance à la fatigue, sauf à haute température, où des interactions fatigue/fluage peuvent avoir lieu. Des grains fins diminuent la déformation locale le long des plans de glissement, diminuant ainsi la quantité de glissement irréversible. Ils impliquent aussi davantage de joints de grains qui contribuent à ralentir ou à stopper la propagation de fissures transgranulaires [MAL08].

b) Procédé de soudage

Celui-ci est déterminant pour l'endurance en fatigue des assemblages soudés : le procédé en lui-même, les conditions de soudage et le nombre de passes influencent la géométrie du fond d'entaille, tant macroscopique que microscopique. En effet dans les analyses faites par F. Rossillon [ROS07] à propos de l'influence des conditions de soudage sur la tenue en fatigue du point soudé, il ressort que le refroidissement des électrodes et le type d'électrodes n'ont pas d'influence majeure sur la durée de vie du matériau, tandis que l'augmentation du temps de maintien, le cycle de passage du courant, et le temps de cycle de post-chauffage semblent améliorer la tenue en fatigue. Seule l'augmentation de l'effort de soudage améliore la durée de vie en fatigue du point soudé.

c) Contraintes résiduelles

L'opération de soudage produit des cycles de chauffage et de refroidissement locaux qui conduisent à des sollicitations thermomécaniques complexes du métal de base. La contraction du métal lors de son refroidissement est accommodée par déformation plastique du métal de base voisin. Il en résulte un champ de contraintes résiduelles auto-équilibrées, qui se superposera au champ des contraintes externes appliquées [DEG03]. Les contraintes résiduelles, intervenant en tant que contraintes moyennes, peuvent être favorables en endurance si elles sont de compression, défavorables si elles sont de traction. On observe le plus souvent en fond d'entaille des contraintes résiduelles de traction. Toutefois, ces contraintes résiduelles ne sont pas toujours constantes au cours d'une sollicitation cyclique ; elles ont tendance à se relaxer, en particulier lorsqu'on applique un chargement correspondant à des contraintes voisines de la limite d'élasticité. D'une façon générale, en présence de chargements plastifiants, comme parfois lors de l'application d'une surcharge, le rôle joué par les contraintes résiduelles est moindre. Celles-ci se trouvent en effet localement fortement redistribuées lors du développement de la plasticité.

d) Facteurs d'environnement

La résistance à la fatigue d'un point soudé peut être fortement influencée par les conditions d'environnement, en particulier si la structure travaille en milieu corrosif [DEG03]. Cette dégradation de la résistance à la fatigue est plus sensible dans le domaine des plus faibles niveaux de contrainte.

2.2.4 Influence du chargement

L'application d'une surcharge au cours d'un essai de fatigue sous chargement d'amplitude constante provoque généralement un retard sur la propagation de fissure. Le retard occasionnel après surcharge peut être expliqué par les contraintes résiduelles à l'intérieur de la zone plastique, par la fermeture de fissure induite par la plasticité, la bifurcation du trajet de fissuration et une amélioration des propriétés de résistance à la fatigue grâce à l'écroutissage induit.

3. MECANISMES D'ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE

Le phénomène de fatigue des métaux est défini comme étant lié à l'endommagement provoqué par la répétition de sollicitations mécaniques à des valeurs de contraintes inférieures à celle nécessaire à la rupture statique.

L'endommagement par fatigue est généralement subdivisé en trois phases distinctes : l'amorçage d'une fissure, sa propagation et la rupture brutale de l'éprouvette ou du composant.

3.1. Fatigue des points soudés

La ruine par fatigue d'un assemblage soudé par point sollicité en traction-cisaillement provient d'un multi-amorçage de fissures dans la zone affectée thermiquement près du fond d'entaille entre les deux tôles. La fissure se propage ensuite de manière circonférentielle et au travers de l'épaisseur de la tôle.

3.2. Amorçage des fissures de fatigue

La phase d'amorçage est généralement provoquée par des bandes de glissement persistantes dans certains grains le plus souvent à la surface des pièces, donnant lieu à des microfissures par formation d'intrusions et d'extrusions. Par suite ces microfissures cheminent à travers quelques grains suivant des directions cristallographiques particulières (figure 1.12 a). Elles partent d'un défaut géométrique ou métallurgique conduisant à une concentration de contrainte locale. Elles peuvent apparaître très tôt dans la durée de vie de la pièce.

3.3. Propagation des fissures de fatigue

Les fissures de fatigue s'amorcent généralement à la surface des pièces, en un ou plusieurs sites, et se propagent ensuite à l'intérieur. A une certaine profondeur, la fissure quitte le plan de scission maximale et change de direction pour se propager globalement de façon

intergranulaire dans un plan perpendiculaire à la direction de l'effort appliqué, propagation qui se déroule en général jusqu'à la rupture de la pièce (figure 1.12 b).

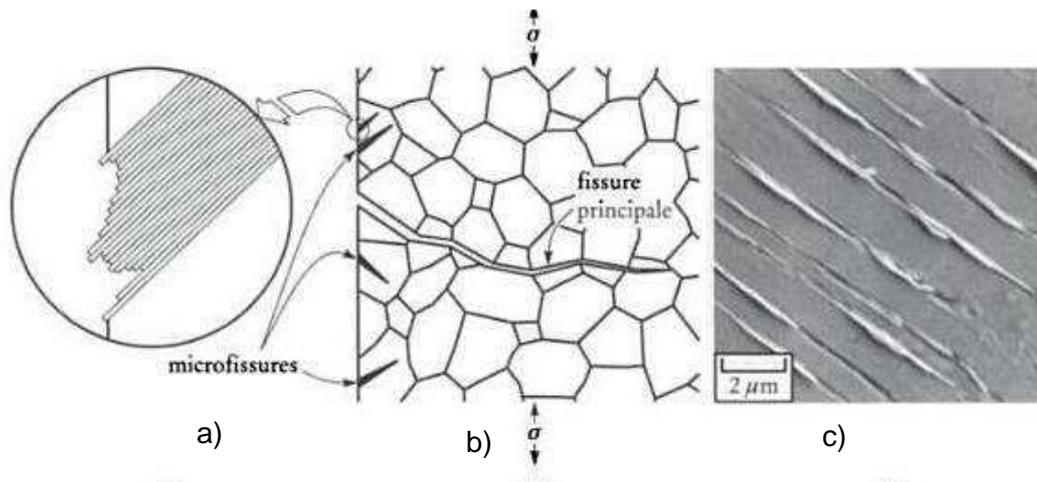


Figure 1.12 – a) Amorçage de microfissures, dû à des glissements alternés et à la formation d'intrusions et d'extrusions. b) Formation d'une fissure principale à partir de microfissures. c) Aspect des intrusions et des extrusions à la surface d'une éprouvette de fatigue de cuivre. [CTN10]

3.4. La rupture

Lorsque la fissure atteint une taille critique où la surface portante restante n'est plus suffisante pour résister à l'effort appliqué, il y a rupture de la pièce.

Ces modes d'endommagement génèrent un faciès de rupture caractéristique, généralement composé d'une zone d'amorçage, d'une zone de propagation pouvant comprendre des stries perpendiculaires à la direction d'avance, puis d'une zone de rupture où la surface est rugueuse et à relief marqué comme le montre la figure 1.13.

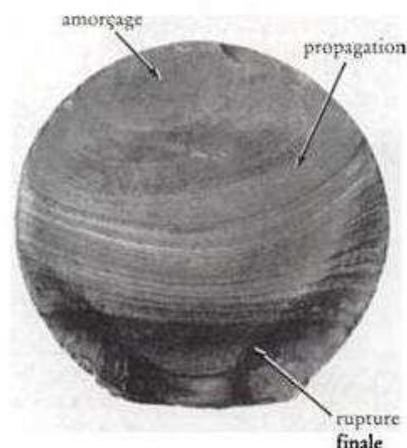


Figure 1.13 – Faciès de rupture par fatigue d'un arbre de transmission [CTN10]

Sur la première zone, on distingue souvent des lignes d'arrêt dont la courbe permet de remonter au site d'amorçage (ou foyer) de la fissure. Ces lignes d'arrêt, qui révèlent le caractère progressif de la fissuration, correspondent le plus souvent à des arrêts de fonctionnement de la pièce. C'est pourquoi elles n'apparaissent généralement pas sur les éprouvettes de laboratoire dont la fissuration s'est produite de façon continue sans qu'il y ait eu interruption de l'essai.

4. EFFET DU TYPE DE SOLLICITATIONS EN FATIGUE

Le présent paragraphe rappelle les définitions des différents types de chargement habituellement rencontrés puis les effets les plus fréquents de surcharges dont l'occurrence justifie le classement en chargement d'amplitude variable et génère un effet très sensible sur la vitesse d'endommagement du matériau.

4.1. Les différents types de chargement

Les chargements générant un endommagement par fatigue sont à caractère alterné et classés en deux catégories suivant qu'ils relèvent de l'amplitude constante ou de l'amplitude variable. Ils peuvent également être de nature proportionnelle ou non.

4.1.1. Amplitude constante

Un chargement est dit cyclique ou à amplitude constante lorsque les valeurs des contraintes maximales et minimales des cycles successifs ne varient pas. Ce type de chargement est observé par exemple dans le cas de machines rotatives en régime nominal.

4.1.2. Amplitude variable

Pour une séquence de chargement à amplitude variable, les valeurs des contraintes minimales et maximales varient d'un cycle à l'autre. La séquence considérée est donc composée d'un certain nombre de cycles à valeurs moyennes et à amplitudes distinctes. Il peut être rencontré des cas où la périodicité du chargement porte sur des séquences relativement longues et représentatives du chargement sur un intervalle de service conséquent (exemple : plusieurs vols successifs dans l'aéronautique avec pour chacun les phases de décollage et d'atterrissage). Le caractère purement aléatoire ou assimilé comme tel peut apparaître pour certains types de structures (véhicules militaires pour des missions distinctes ; sollicitations d'origine sismique pour des structures dont l'endommagement dépend quasi uniquement de ce type de chargement).

4.1.3. Notion de proportionnalité et de phase entre les composantes d'un chargement

Un chargement est dit proportionnel lorsque le rapport des contraintes entre elles reste constant. Un chargement uniaxial à direction fixe est généralement considéré comme étant

proportionnel. Dans le cas contraire on parle de chargement non proportionnel. Les directions principales des contraintes ne sont généralement plus fixes mais tournent par rapport à la matière. La fixité des directions principales des contraintes n'est pas une condition suffisante pour assurer la proportionnalité des états de contraintes.

La notion de phase apparaît lorsque plusieurs composantes de sollicitation sont présentes simultanément. Sur un élément de matière la notion de déphasage sera considérée sur les composantes de la matrice des contraintes, sur un composant mécanique elle sera mise en évidence entre les composantes des torseurs des actions mécaniques qui lui sont appliquées. Un exemple de cas de chargement combiné en flexion-torsion est présenté par la figure 1.14.

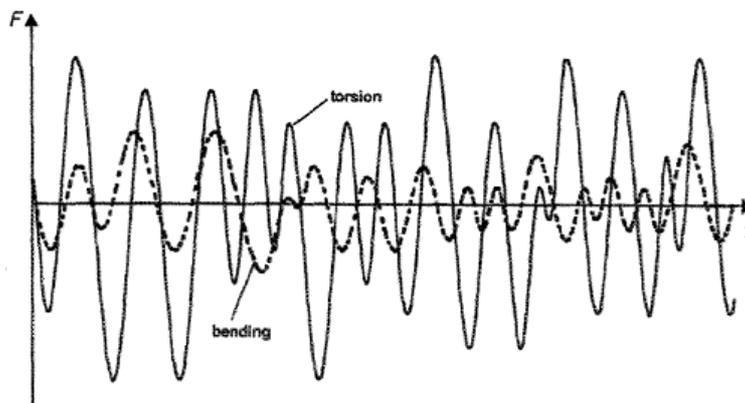


Figure 1.14 – Exemple de chargement combiné hors phase [YOU01]

4.2. Influence d'une surcharge

Les structures en service sont soumises le plus souvent à des chargements dont l'amplitude est variable. Lors d'un chargement de fatigue sur une éprouvette lisse dans le domaine des grandes durées de vie, le matériau reste globalement élastique. L'application d'une surcharge dans le domaine plastique génère en général des contraintes et déformations résiduelles dans l'éprouvette qui modifieront localement et globalement les champs mécaniques lors du chargement mécanique ultérieur. Le phénomène de fatigue, qui résulte à la base d'un cumul de déformation plastique au sein des grains qui composent la microstructure du matériau, est sensible à l'application d'une surcharge qui va modifier ce cumul, à la fois du point de vue quantitatif instantané et par le taux de déformation plastique du chargement ultérieur pour des raisons de modification de microstructure ou de nombre de défauts linéaires en son sein (réseau des lignes de dislocation).

Des essais avec surcharge ont été réalisés par Doquet et al. [DOQ00], qui montrent clairement des effets bénéfiques ou néfastes de la surcharge en termes de durée de vie, en fonction du matériau et du type de chargement imposé (en contrainte ou en déformation).

Le plus souvent, une surcharge a pour effet de ralentir ou même annihiler la propagation d'une fissure existante.

4.3. Facteurs d'influence sur la vitesse de propagation d'une fissure

4.3.1. Diminution de l'acuité de la pointe de fissure

Une des causes du retard de propagation de fissure est l'affaiblissement de la pointe de fissure suite à la déformation plastique élevée générée par le cycle de surcharge. Cette diminution de l'acuité de la pointe de fissure conduit à la diminution de l'intensité de contrainte en pointe de fissure et donc à l'abaissement de l'effet du paramètre ΔK .

4.3.2. Ecrouissage

D'autres hypothèses peuvent justifier le retard de propagation comme le processus d'écrouissage de la matière en pointe de fissure. L'intensité de contrainte élevée de la surcharge crée une densité de dislocation conduisant au durcissement du matériau au voisinage de la pointe de fissure et par conséquent freine sa propagation [KNO77]. Les matériaux à potentiel d'écrouissage élevé montrent ainsi un effet accentué du retard. Cela est confirmé par les essais de J.F. Knott et A.C. Packard [KNO77] sur les alliages d'aluminium présentant des états de dureté différents.

4.3.3. Fermeture de fissure

Plusieurs travaux [WAR89] ont utilisé l'incidence de la surcharge sous forme de fermeture de fissure comme hypothèse d'explication de l'effet de ralentissement de la propagation. Dans cette hypothèse, on suppose que la forte déformation plastique au voisinage de la pointe de la fissure provoquée par la surcharge induit la fermeture de fissure. La conséquence est la diminution de l'intensité de contrainte effective et par suite le ralentissement de la vitesse de propagation de fissure. Des travaux plus récents remettent cependant en question la fermeture de fissure en elle-même quant au ralentissement de la propagation après un cycle de surcharge. La fermeture de fissure est en effet classée comme jouant un rôle secondaire et la cause principale du ralentissement de la propagation de fissure est la modification de la répartition des contraintes au voisinage de la pointe de fissure [LAN99, SAD99]. Cette argumentation est soutenue par V. Tvergaard [TVE05] à partir de ses calculs sur la répartition des contraintes au voisinage de la pointe de fissure. La surcharge génère une grande déformation qui engendre de manière explicite des contraintes de compression plus importantes que dans le cas d'un chargement d'amplitude constante. Un effet de la contrainte de compression peut être tout simplement la fermeture de fissure.

4.3.4. Contraintes de compression

L'apparition de contraintes de compression dans le voisinage de la pointe de fissure après application de la surcharge est perçue avant tout dans les travaux récents comme la cause principale du retard de la propagation [LAN99]. Ces contraintes sont générées par de fortes déformations plastiques au niveau de la pointe de fissure pendant la surcharge et protègent celle-ci des cycles de contrainte suivants. La réduction de l'effet des amplitudes de contrainte des cycles suivants conduit au ralentissement de la vitesse de propagation de la fissure après surcharge. Le ralentissement apparaît d'autant plus que le caractère de surcharge est visible dans le chargement appliqué. La figure 1.15 montre la nouvelle zone plastifiée lors de l'application du cycle de surcharge.

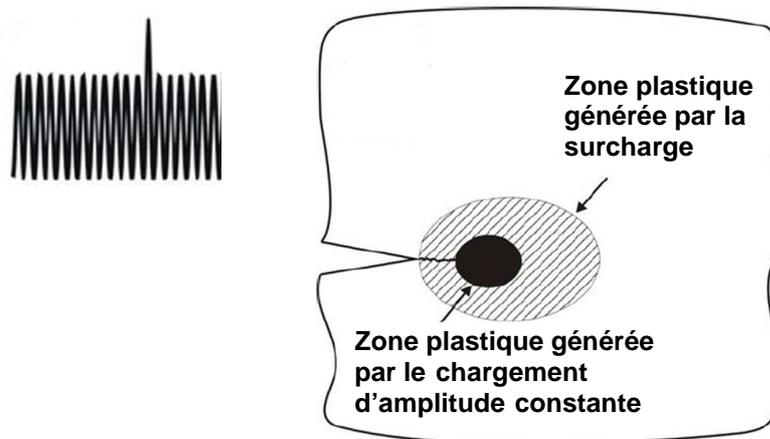


Figure 1.15 – Accroissement du domaine de déformation plastique en pointe de fissure après application d'une surcharge [HEI08]

4.3.5. Géométrie du front de fissure

Il est parfois mis en avant des ramifications du front de fissure pour justifier du ralentissement de la vitesse de propagation de fissure après surcharge. S. Suresh [SUR98] par exemple a observé cette ramification, décrite comme une augmentation de la rugosité des lèvres de la fissure principale et conduisant à une meilleure résistance à la propagation de fissure.

D'une manière générale les explications apportées aux raisons du retard de propagation observé après une surcharge, laissent à penser que des interactions ou couplages de ces différents processus ont lieu et conduisent au ralentissement de la propagation de fissure. L'élément déterminant avancé semble tenir au comportement élasto-plastique du matériau au voisinage du front de fissure d'une part, et à la création de contraintes résiduelles de compression induites par la surcharge d'autre part [HAI06].

4.4. Effet de séquence

L'ordre d'apparition des chargements joue lui aussi un rôle majeur quant à son effet sur la vitesse de propagation des fissures. L'apparition de plusieurs surcharges séparées ou combinées peut tantôt mener à un ralentissement de la propagation de fissure, tantôt provoquer une accélération de sa propagation [SKO98]. Si deux surcharges sont successivement introduites, un renforcement du ralentissement peut se produire [BRO06]. L'éloignement entre les surcharges appliquées aux alliages d'aluminium 6013 T62 et 2024 T3 montre un effet de retard maximal, si la fissure a parcouru le quart de la zone plastique de la première surcharge lors de l'apparition de la seconde surcharge. Le retard maximal se produit lorsque la pointe de fissure aurait parcouru, à l'application de nouvelle surcharge, entre 10% et 20% de la zone plastique provoquée par la surcharge précédente. L'effet de ralentissement exprimé dans le cas de l'alliage 2024 est plus accentué que celui de l'alliage 7075, dont un intervalle entre surcharges de moins de 1000 cycles d'amplitude constante ne présente plus de retard de propagation de fissure. On peut conclure qu'en deçà d'une certaine fréquence, la surcharge apporte un gain de durée de vie ; au-delà de ce seuil, l'effet est inversé, et une réduction de la durée de vie totale est constatée.

5. METHODES DE PREVISION DE DUREE DE VIE EN FATIGUE

Nous nous intéressons dans ce paragraphe à l'étude de la prévision de durée de vie en fatigue au moyen de plusieurs lois d'endommagement existantes et de celle proposée au Laboratoire LaMI. Le but principal est de disposer d'outils pour étudier l'effet de surcharges sur la durée de vie des éprouvettes constituées de deux tôles assemblées par un point soudé sollicité en traction-cisaillement.

Dans ce paragraphe sont présentées successivement la règle de Miner, celle de Mesmacque et Amrouche puis la modélisation proposée au LaMI et conduisant aux courbes S-N traditionnelles.

5.1. Modèle basé sur l'énergie de déformation (loi de Miner)

Une loi de cumul du dommage est nécessaire dès lors que le chargement rencontré est à amplitude variable, c'est-à-dire comprend des cycles consécutifs de valeurs moyennes et d'amplitudes différentes. Fatemi & Yang [FAT98] ont présenté une revue synthétique et complète des lois de cumul du dommage développées depuis la règle de cumul linéaire proposée par Palmgren en 1924. Les auteurs ont conclu à ce stade qu'il n'existait pas encore de loi de cumul satisfaisante universellement acceptée. Par conséquent, la loi de cumul linéaire de Miner conserve sa prédominance et est donc la plus largement utilisée en raison de sa simplicité. La formulation mathématique sous laquelle elle est utilisée a été

proposée par Miner en 1945, le dommage total D du matériau produit par le chargement étant établi selon :

$$D = \sum_{i=1}^k d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (1.9)$$

L'historique de contrainte se répartit comme une série de blocs d'amplitude constante lorsque sont rassemblés les cycles identiques présents dans la séquence d'amplitude variable. Chaque bloc d'indice i est composé de n_i cycles d'amplitude σ_i . La figure 1.16 illustre ce principe pour trois niveaux de contrainte différents pour une séquence particulière, celle dont tous les cycles présentent la même valeur moyenne.

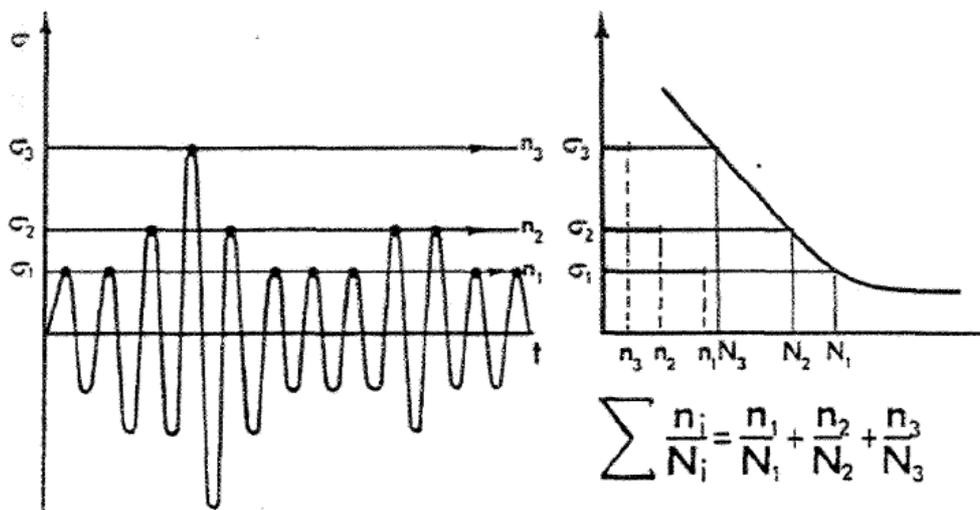


Figure 1.16 – Calcul et cumul de l'endommagement selon la règle de Palmgren-Miner [LIE99]

La durée de vie N_i correspondant à une amplitude de contrainte σ_i est déterminée à partir de la courbe de Wöhler. L'amorçage est théoriquement obtenu lorsque le dommage D vaut l'unité.

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (1.10)$$

Le dommage D ainsi défini apparaît comme un paramètre phénoménologique pouvant décrire l'amorçage d'une fissure ou la rupture de l'éprouvette pour peu que la courbe S-N utilisée décrive la durée de vie à l'amorçage ou à la rupture respectivement. Il s'agit d'une certaine façon d'un compteur de la fraction de vie du matériau.

Même s'il s'agit d'un sujet relativement complexe dès lors que l'on essaie de l'adosser à un paramètre physique, le cumul de dommage est le plus souvent établi à l'aide de la théorie de

Miner en raison de la simplicité de son formalisme et surtout de sa facilité de mise en œuvre. En effet une courbe S-N est la seule information matériau nécessaire.

Cependant, dans de nombreux cas cette théorie mène à des prévisions de durée de vie souvent trop conservatives. Les raisons à cela sont qu'elle ne prend pas en compte le niveau d'endommagement atteint par le matériau pour la description du dommage engendré par le cycle au moment où celui-ci est appliqué, qu'elle ignore l'effet de séquence (effet de l'ordre d'apparition des cycles) et n'attribue aucun dommage aux cycles d'amplitude de contrainte inférieure à la limite d'endurance du matériau. Ces insuffisances de la loi de Miner ont conduit à la création de nouvelles lois d'endommagement, la plupart non linéaires, comme celle proposée par Chaboche.

La suite de ce paragraphe donne une présentation des modèles d'endommagement de Chaboche puis de celui proposé plus récemment par Mesmacque et Amrouche et enfin un des modèles proposés au LaMI.

5.2. Modèle basé sur l'endommagement continu (modèle de Chaboche)

Le modèle développé par Chaboche fut initié à l'origine pour décrire le phénomène de fluage puis a été étendu à celui de la fatigue.

Les observations au cours d'essai de fatigue permettent de conclure à la non linéarité de l'évolution du dommage vis-à-vis du nombre de cycles appliqués au matériau, et à sa dépendance vis-à-vis du niveau de chargement (amplitude et contrainte moyenne). La forme différentielle proposée permet de prendre en compte l'effet des petits cycles, cycles situés au dessous de la limite d'endurance du matériau.

La loi est destinée aux chargements uniaxiaux d'amplitude variable (en termes d'états de contraintes). Son utilisation a été étendue au cas des chargements multiaxiaux d'amplitude variable par B. Weber [WEB99].

a) *Forme différentielle de la loi*

L'expression générale qui traduit l'accroissement du dommage par fatigue est exprimée sous la forme :

$$\delta D = f(\sigma_M, \sigma_m, D, \dots) \delta N \quad (1.13)$$

Dans cette expression, les variables dont dépend la fonction f sont :

- D : valeur de la variable d'état endommagement du matériau, atteint au début du cycle,
- σ_M, σ_m : valeurs maximale et moyenne respectivement du cycle de contrainte,
- δD : accroissement du dommage généré par δN cycle (s) identique (s) de contrainte (δN étant un nombre entier).

L'évolution non linéaire de l'endommagement selon Chaboche est traduite par la forme particulière de la fonction f qui conduit à la relation suivante :

$$\delta D = D^{\alpha(\sigma_M, \sigma_m)} \left[\frac{\sigma_a}{C(\sigma_m)} \right]^\beta \delta N \quad (1.14)$$

Pour tenir compte du cumul non linéaire du dommage, la variable D est remplacée par $1 - (1 - D)^{\beta+1}$. Le modèle "définitif" prend ainsi la forme suivante :

$$\delta D = \left[1 - (1 - D)^{\beta+1} \right]^{\alpha(\sigma_{ai}, \sigma_{mi})} \left[\frac{\sigma_{ai}}{M_0(1 - b\sigma_{mi})(1 - D)} \right]^\beta \delta N \quad (1.15)$$

- où :
- δD est l'accroissement du dommage D du matériau, dû à δN cycle(s) identique(s) de valeur moyenne σ_{mi} , et d'amplitude σ_{ai} ,
 - b, β et M_0 sont des coefficients propres au matériau ; b en particulier est la pente du diagramme de Haigh de traction, modélisé linéairement sous la forme :

$$\sigma_A(\sigma_m) = \sigma_{-1}(1 - b\sigma_m)$$

- où σ_{-1} est la limite d'endurance du matériau en traction alternée symétrique,
- le coefficient α est fonction de la contrainte moyenne, de l'amplitude de contrainte, de la limite de fatigue $\sigma_A(\sigma_m)$ et de la résistance maximale en traction R_m du matériau ; il traduit la non-linéarité du cumul de dommage et est défini de deux façons différentes selon la position relative du cycle rencontré vis-à-vis de la limite d'endurance σ_{-1} du matériau :

- pour un cycle situé au-dessus de la limite d'endurance du matériau :

$$\sigma_{ai} > \sigma_A(\sigma_{mi}) \quad (\text{on parle d'un "grand" cycle})$$

$$\alpha = 1 - a \left\langle \frac{\sigma_{ai} - \sigma_A(\sigma_{mi})}{R_m - \sigma_{mi} - \sigma_{ai}} \right\rangle = 1 - \frac{\sigma_{ai} - \sigma_A(\sigma_{mi})}{R_m - \sigma_{mi} - \sigma_{ai}} \quad (1.16)$$

- pour un cycle situé au-dessous de la limite d'endurance du matériau :

$$\sigma_{ai} \leq \sigma_A(\sigma_{mi}) \quad (\text{on parle d'un "petit" cycle})$$

$$\alpha = 1$$

La figure 1.17 présente la distinction entre la zone contenant les petits cycles de celle correspondant aux grands cycles. Le diagramme de Haigh au seuil de l'endurance (modélisé par la droite de Goodman ici) est la frontière entre ces deux zones.

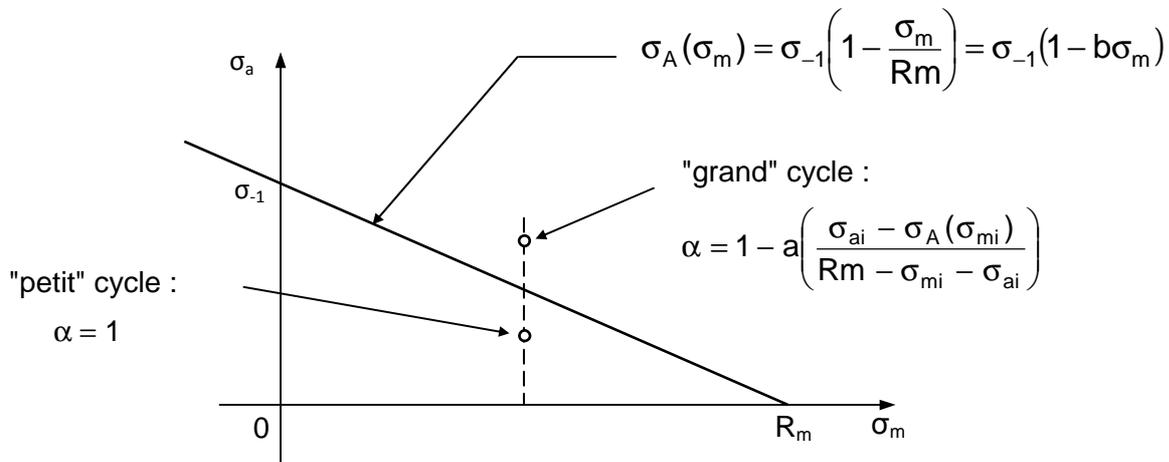


Figure 1.17 – Distinction entre "petit" et "grand" cycles sur le diagramme de Haigh

Le paramètre b du diagramme de Haigh est donc égal à $1/R_m$.

b) Intégration de la loi différentielle

Le cumul de dommage est réalisé cycle après cycle en traitant tous les cycles (petits ou grands) rencontrés au cours du chargement. La durée de vie du matériau est établie par intégration de la loi différentielle d'endommagement écrite sous la forme :

$$\frac{(1-D)^\beta}{[1-(1-D)^{\beta+1}]^\alpha} \delta D = \left[\frac{\sigma_{aj}}{M_0(1-b\sigma_{mj})} \right]^\beta \delta N \quad (1.17)$$

où le cycle de contrainte appliqué et qui provoque l'accroissement de dommage δD est ici défini par sa valeur moyenne σ_{mj} et son amplitude σ_{aj} . L'amorçage d'une fissure se produit lorsque le dommage D atteint la valeur unité.

On distingue pour l'intégration deux cas (petit ou grand cycle) puisque la valeur de α prend deux formes distinctes :

- *Intégration du dommage lié à un petit cycle*

Pour un cycle ($\delta N = 1$) situé au-dessous de la limite d'endurance, on a :

$$\alpha = 1 \Rightarrow \frac{(1-D)^\beta}{1-(1-D)^{\beta+1}} \delta D = \left[\frac{\sigma_{aj}}{M_o(1-b\sigma_{mj})} \right]^\beta \quad (1.18)$$

L'application du petit cycle d'indice j défini par $(\sigma_{aj}, \sigma_{mj})$, fait évoluer le dommage de la valeur D_i à la valeur D_j . Mathématiquement, cela est traduit par :

$$\int_{D_i}^{D_j} \frac{(1-D)^\beta}{1-(1-D)^{\beta+1}} \delta D = \left[\frac{\sigma_{aj}}{M_o(1-b\sigma_{mj})} \right]^\beta \quad (1.19)$$

Soit :

$$\frac{1}{\beta+1} \ln \left| \frac{1-(1-D_j)^{\beta+1}}{1-(1-D_i)^{\beta+1}} \right| = \left[\frac{\sigma_{aj}}{M_o(1-b\sigma_{mj})} \right]^\beta \quad (1.20)$$

On pose :

$$\begin{cases} X_i = [1 - (1 - D_i)^{\beta+1}]^a \\ X_j = [1 - (1 - D_j)^{\beta+1}]^a \end{cases} \quad (1.21)$$

X est une fonctionnelle du dommage dont la particularité est de s'annuler ou d'être égale à l'unité en même temps que D .

L'expression (1.20) s'écrit alors :

$$\frac{1}{\beta+1} \ln \left| \frac{X_j}{X_i} \right|^{\frac{1}{a}} = \left[\frac{\sigma_{aj}}{M_o(1-b\sigma_{mj})} \right]^\beta \quad (1.22)$$

Le cumul du dommage, après application du petit cycle j , s'écrit ainsi :

$$X_j = X_i \cdot e^{aM_o^{-\beta}(\beta+1) \left[\frac{\sigma_{aj}}{(1-b\sigma_{mj})} \right]^\beta} \quad (1.23)$$

L'évolution du dommage apparaît ici comme celui d'une suite géométrique. Si le niveau d'endommagement est nul au départ, il le reste à l'issue de l'application du petit cycle. Les petits cycles ne participent donc à l'endommagement du matériau qu'une fois le dommage initié.

- Intégration du dommage lié à un grand cycle

Pour un cycle situé au-dessus de la limite d'endurance (cas où $\alpha \neq 1$), on a :

$$\frac{(1-D)^\beta}{[1-(1-D)^{\beta+1}]^\alpha} \delta D = \left[\frac{\sigma_a}{M_o(1-b\sigma_m)} \right]^\beta \delta N \quad (1.24)$$

L'application d'un grand cycle d'indice j , défini par $(\sigma_{aj}, \sigma_{mj})$, fait passer le dommage du matériau de la valeur D_i à la valeur D_j . L'intégration du dommage s'exprime ici sous la forme suivante :

$$\int_{D_i}^{D_j} \frac{(1-D)^\beta}{[1-(1-D)^{\beta+1}]^{\alpha_j}} \delta D = \left[\frac{\sigma_{aj}}{M_o(1-b\sigma_{mj})} \right]^\beta \quad (1.25)$$

avec
$$\alpha_j = 1 - a \frac{\sigma_{aj} - \sigma_A(\sigma_{mj})}{R_m - \sigma_{mj} - \sigma_{aj}} \quad (1.26)$$

soit :
$$[1-(1-D_j)^{\beta+1}]^{1-\alpha_j} - [1-(1-D_i)^{\beta+1}]^{1-\alpha_j} = (1-\alpha_j)(1+\beta) \left[\frac{\sigma_{aj}}{M_o(1-b\sigma_{mj})} \right]^\beta \quad (1.27)$$

En opérant le changement de variable identique à celui utilisé pour les petits cycles :

$$X_i = [1-(1-D_i)^{\beta+1}]^a \quad \text{et} \quad X_j = [1-(1-D_j)^{\beta+1}]^a \quad (1.28)$$

L'expression (1.15) devient :

$$\frac{X_j^{1-\alpha_j}}{X_i^{1-\alpha_j}} = (1-\alpha_j)(1+\beta) \left[\frac{\sigma_{aj}}{M_o(1-b\sigma_{mj})} \right]^\beta \quad (1.29)$$

Pour simplifier les notations, on peut poser :

$$K_j = \frac{1-\alpha_j}{a} = \frac{\sigma_{aj} - \sigma_A(\sigma_{mj})}{R_m - \sigma_{mj} - \sigma_{aj}} \quad (1.30)$$

L'équation (1.29) devient alors :

$$X_j^{K_j} - X_i^{K_j} = aK_j(1 + \beta) \left[\frac{\sigma_{aj}}{M_o(1 - b\sigma_{mj})} \right]^\beta = aM_o^{-\beta}(\beta + 1)K_j \left[\frac{\sigma_{aj}}{(1 - b\sigma_{mj})} \right]^\beta \quad (1.31)$$

Remarque : s'il était appliqué au matériau une sollicitation d'amplitude constante correspondant à ce grand cycle j en partant du dommage initial D_i nul ($X_i = 0$) jusqu'à l'amorçage d'une fissure ($D_j = X_j = 1$), on obtiendrait :

$$1 - 0 = N_{fj} aM_o^{-\beta}(\beta + 1)K_j \left[\frac{\sigma_{aj}}{(1 - b\sigma_{mj})} \right]^\beta$$

$$\Leftrightarrow N_{fj} = \frac{1}{aM_o^{-\beta}(\beta + 1)K_j} \left[\frac{(1 - b\sigma_{mj})}{\sigma_{aj}} \right]^\beta \quad (1.32)$$

N_{fj} est le nombre nécessaire de cycles à l'amorçage d'une fissure au sein du matériau sous le chargement d'amplitude constante défini par $(\sigma_{aj}, \sigma_{mj})$. L'équation (1.32) représente donc l'expression de la courbe S-N du matériau. En combinant les deux relations (1.31) et (1.32), l'intégration du dommage lié à un grand cycle s'écrit :

$$X_j^{K_j} = X_i^{K_j} + \frac{1}{N_{fj}}$$

L'expression du dommage D_j au moyen de la fonctionnelle X_j dans le cas d'un grand cycle j est donc :

$$X_j = \left(X_i^{K_j} + \frac{1}{N_{fj}} \right)^{\frac{1}{K_j}} \quad (1.33)$$

c) Intérêt de cette loi pour la modélisation du dommage par fatigue

L'intérêt de cette loi tient à sa traduction de l'effet de séquence (c'est-à-dire de l'ordre d'apparition des cycles), à sa prise en compte systématique de l'influence de tous les cycles appliqués, y compris les petits cycles dès que le dommage est initié, à la traduction de l'effet de la contrainte moyenne propre à chaque cycle rencontré, et enfin à l'évolution non linéaire du dommage, qui traduit mieux certaines observations faites en métallurgie (le dommage est très peu perceptible au début des essais de fatigue, et se manifeste plus aisément en fin d'essais par des variations de certaines propriétés physiques).

d) Calage de la loi de Chaboche

Le dommage créé par un grand cycle est normalement nettement supérieur à celui généré au même moment par un petit cycle. La détermination des constantes ou coefficients de la loi est donc plus simple à mettre en évidence à l'aide de l'effet endommageant des grands cycles.

L'application d'une sollicitation de traction-compression alternée symétrique ($\sigma_m = 0$), simplifie l'expression de la durée de vie du matériau N_{fj} donnée par la relation 1.32 :

$$N_{fj} = \frac{1}{aM_o^{-\beta}(1 + \beta)K_j} \left(\frac{1}{\sigma_{aj}} \right)^\beta \quad (1.34)$$

Les paramètres de la courbe S-N sont ici les coefficients β et $aM_o^{-\beta}$; on peut exprimer l'équation (1.34) sous la forme :

$$\ln(N_{fj} \cdot K_j) = -\beta \ln \sigma_{aj} - \ln(aM_o^{-\beta}(\beta + 1)) \quad (1.35)$$

Les valeurs de σ_{aj} et de N_{fj} à retenir pour la détermination de ces paramètres sont celles des points de la courbe S-N en traction alternée symétrique (points expérimentaux ou points de la courbe S-N lissée). La sélection de l'ensemble des points de la courbe S-N, ou d'une partie d'entre eux seulement, définit ce qu'on appelle le domaine de calage de la loi.

En posant :

$$Y_j = \ln(N_{fj} \cdot K_j)$$

$$X_j = \ln \sigma_{aj}$$

On obtient l'expression suivante de la courbe S-N :

$$Y_j = A \cdot X_j + B$$

Dans l'espace $(\ln \sigma_a, \ln(N_f K))$, le modèle de la courbe S-N déduit de la loi de Chaboche devient donc une droite. Ses deux coefficients sont donnés par :

$$\begin{cases} B = -\ln(aM_o^{-\beta}(\beta + 1)) \\ A = -\beta \end{cases}$$

La pente A et l'ordonnée à l'origine B de cette droite sont directement liées aux paramètres β et $aM_o^{-\beta}$ recherchés. On en déduit :

$$\begin{cases} \beta = -A \\ aM_o^{-\beta} = \frac{e^{-B}}{1 - A} \end{cases} \quad (1.36)$$

Pour établir les paramètres $aM_0^{-\beta}$ et β , on sélectionne une zone de calage (en contraintes) de la courbe S-N. La partie retenue de la courbe S-N est alors représentée dans l'espace $(\ln\sigma_a, \ln N_f K)$. On obtient en général une courbe non rectiligne dont une régression linéaire permet d'évaluer A et B puis par la suite les deux paramètres du matériau $aM_0^{-\beta}$ et β .

5.3. Modèle basé sur les conditions de chargement (modèle de Mesmacque et Amrouche)

L'hypothèse de base du modèle de Mesmacque et Amrouch stipule que pour un état donné du dommage du matériau, la durée de vie en fatigue ne dépend que des conditions de chargement. Par exemple, si le matériau est vierge, la durée de vie peut être évaluée sur sa courbe S-N. Ce concept simple est applicable après n cycles de chargement. Au niveau i , la durée de vie du matériau est de N_i cycles ; après l'application de n_i cycles, la durée de vie résiduelle est de $(N_i - n_i)$ cycles. Cette durée de vie correspond donc sur la courbe S-N à une contrainte admissible σ_{edi} au niveau i après n_i cycles de chargement. σ_{edi} est appelée contrainte endommagée au niveau i après n_i cycles de chargement (figure 1.18). La contrainte endommagée est donc la contrainte correspondant à la durée de vie résiduelle ($N_{iR} = N_i - n_i$). Un nouveau paramètre de dommage D_i est introduit et est défini comme étant le rapport de l'incrément de la contrainte de dommage sur la différence de la contrainte maximale et de la contrainte appliquée.

a) Expression du dommage d'après cette loi

$$D_i = \frac{\sigma_{edi} - \sigma_i}{\sigma_u - \sigma_i} \quad (1.11)$$

où

- σ_{edi} : contrainte endommagée,
- σ_i : contrainte appliquée au niveau i ,
- σ_u : contrainte ultime du matériau,
- D_i : variable d'endommagement.

b) Définition des paramètres utilisés

Au premier cycle, la contrainte endommagée est égale à la contrainte appliquée et $D = 0$

Au dernier cycle, la contrainte endommagée est égale à la contrainte ultime et $D = 1$

Le dommage se transpose aisément du niveau i au niveau $i + 1$:

$$D_i = \frac{\sigma_{edi} - \sigma_i}{\sigma_u - \sigma_i} = \frac{\sigma_{equiv} - \sigma_{i+1}}{\sigma_u - \sigma_{i+1}} \quad (1.12)$$

où :

σ_{equiv} : contrainte équivalente endommagée au niveau $i + 1$

σ_{i+1} : contrainte appliquée au niveau $i + 1$

Le calcul du nombre N_{equiv} de cycles équivalents du niveau $i+1$ au nombre de cycles n_i au niveau i est effectué à l'aide de la courbe S-N du matériau.

Ainsi, si le nombre de cycles appliqués au niveau $i+1$ est n_{i+1} , la durée de vie résiduelle est alors $N_{i+1} - n_{i+1}$ comme indiqué sur la figure 1.18. Cette procédure est poursuivie jusqu'à ce que la contrainte appliquée soit égale à la contrainte ultime σ_u du matériau. De cette façon, l'histoire de chargement est prise en compte et les dommages causés par les n_i cycles au niveau i dépendent du chargement précédent.

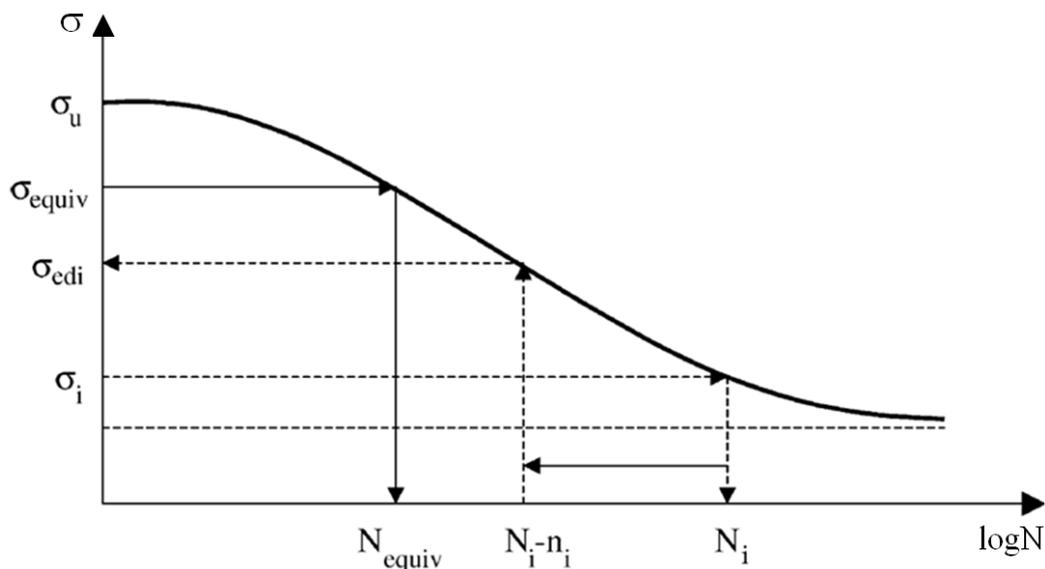


Figure 1.18 – Définition des paramètres utilisés par la loi de Mesmacque et Amrouche [MES05]

c) *Avantages de la loi de Mesmacque et Amrouche :*

- elle prend en compte l'historique du chargement,
- elle est simple d'application,
- elle est utilisable pour différents types de chargement,
- elle ne nécessite pas la détermination expérimentale de certains paramètres puisque la seule courbe S-N suffit pour réaliser le calcul de durée de vie du matériau.

d) *Inconvénient de la loi de Mesmacque et Amrouche :*

Elle ne prend pas en compte les cycles de chargement inférieurs à la limite d'endurance du matériau.

5.4. Loi d'endommagement proposé au laboratoire LaMI

L'inconvénient de la démarche de calage de la loi de Chaboche tient au fait que la courbe S-N réelle (expérimentale) du matériau n'est pas linéaire dans le repère $(\ln\sigma_a, \ln(N_fK))$ contrairement à ce que sous-tend le formalisme de la loi. Les conséquences sont d'une part une sensibilité des prévisions de durée de vie au domaine de calage utilisé (étendue de la courbe S-N du matériau utilisée), et d'autre part une erreur de prévision de la courbe S-N elle-même, dans le cas d'un chargement d'amplitude constante. Aucun des modèles classiques de courbe S-N (Wöhler, Basquin, Stromeyer ou Bastenaire n'est d'ailleurs une droite dans ce repère et la courbe S-N se trouve donc "déformée" par la loi de Chaboche.

De nouveaux modèles ont donc été proposés qui partent d'une expression différentielle de l'accroissement du dommage (comme pour le modèle de Chaboche) mais qui, pour une intégration sous chargement d'amplitude constante (cumul du dommage) permettent de retrouver l'expression de la courbe S-N intrinsèque au matériau. Ce faisant, les caractéristiques qui donnent un avantage à la loi de cumul du dommage vis-à-vis de celle de Miner (traduction de l'effet de séquence, caractère non linéaire de l'évolution du dommage) sont conservées et le modèle de prévision de durée de vie est exact sous chargement d'amplitude variable.

a) Forme différentielle du modèle

Le modèle développé ici est celui conduisant à la courbe S-N modélisée par Basquin. Il propose de relier l'accroissement δD du dommage D au nombre δN de cycles l'ayant engendré sous la forme différentielle suivante :

$$\delta D = \left[1 - (1-D)^{\beta+1}\right]^{\alpha} \frac{1}{(1-D)^{\beta}} \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right] \delta N \quad (1.37)$$

où : $\sigma_A(\sigma_m)$ est l'amplitude de la limite de fatigue du matériau en présence de la contrainte moyenne σ_m ; elle est définie par : $\sigma_A(\sigma_m) = \sigma_D(1 - b\sigma_m)$,

σ_{\max} est la contrainte maximale du cycle ($\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m$)

R_m est la résistance maximale en traction du matériau,

β est un coefficient propre au matériau,

α est un paramètre qui dépend du chargement selon l'expression suivante :

$$\alpha = 1 - a \left\langle \frac{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)}{R_m - \sigma_{\max}} \right\rangle \quad (1.38)$$

a est un coefficient matériau,

$\sigma_{oo}(\sigma_m)$ est l'amplitude du cycle de traction alternée symétrique ($R = -1$) pour lequel la durée de vie du matériau est identique à celle obtenue pour le cycle (σ_a, σ_m) appliqué (figure 1.19) ; pour l'obtenir, le diagramme de Haigh passant par ce cycle est supposé de même pente que celui correspondant à la limite d'endurance.

L'influence de la contrainte moyenne sur la limite de fatigue est linéaire ; elle est représentable en pratique par la droite de Goodman.

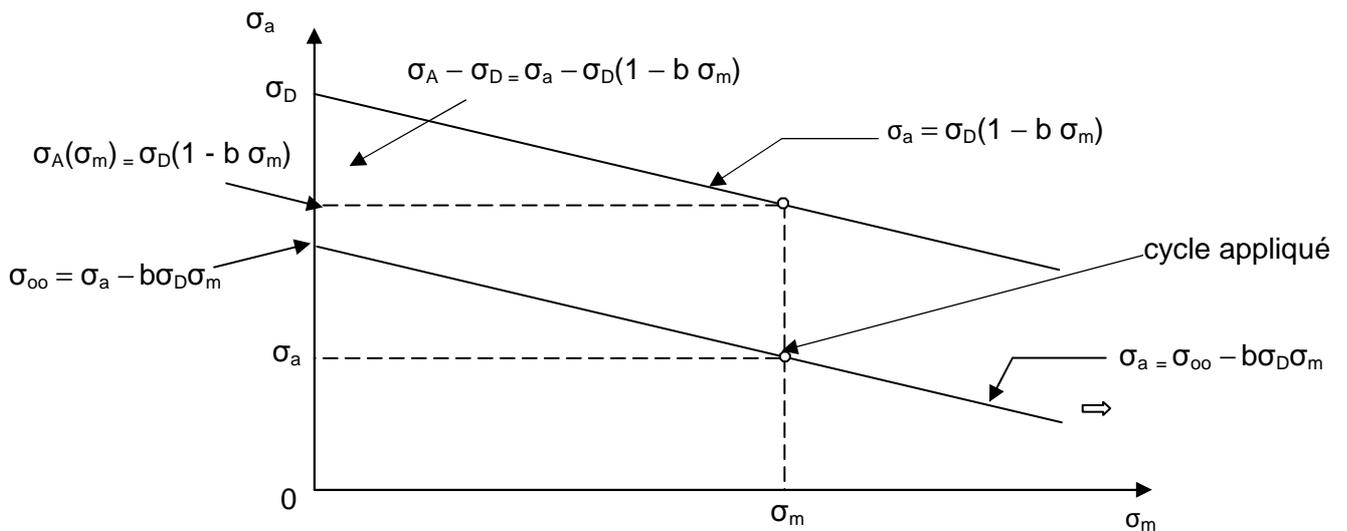


Figure 1.19 – Influence de la contrainte moyenne sur la limite de fatigue diagramme de Haigh

b est un coefficient matériau qui n'est autre que la pente en valeur absolue de la droite de Goodman (on a $b = 1/R_m$).

Les cycles de contrainte rencontrés sont classés en petits ou grands cycles selon la valeur de leur amplitude vis-à-vis de la limite de fatigue $\sigma_A(\sigma_m)$ du matériau sous la contrainte moyenne σ_m :

Elaboration du paramètre α :

- Cas d'un grand cycle (cycle au dessus de la limite d'endurance du matériau : $\sigma_{mi} > \sigma_A(\sigma_{mi})$)

$$\alpha = 1 - a \left(\frac{\sigma_{ai} - \sigma_A(\sigma_{mi})}{R_m - \sigma_{mi} - \sigma_{ai}} \right) \quad (1.39)$$

- Cas d'un petit cycle (cycle en dessous de la limite d'endurance du matériau : $\sigma_{mi} \leq \sigma_A(\sigma_{mi})$)

$$\alpha = 1 \quad (1.40)$$

b) *Intégration de la loi d'endommagement proposée*

Le cumul de dommage est réalisé cycle après cycle pour l'ensemble des cycles rencontrés au cours du chargement. La durée de vie du matériau est établie au moyen d'intégration de la loi d'endommagement différentielle écrite sous la forme :

$$\frac{(1-D)^\beta}{[1-(1-D)^{\beta+1}]^\alpha} \delta D = \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right] \delta N \quad (1.41)$$

 • *Intégration du dommage dans le cas d'un petit cycle*

En remplaçant α par sa valeur unité, on a :

$$\frac{(1-D)^\beta}{1-(1-D)^{\beta+1}} \delta D = \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right] \delta N \quad (1.42)$$

Lorsqu'on applique un petit cycle (σ_{mj} , σ_{aj}) le dommage passe d'une valeur D_i à une valeur D_j , ce qui se traduit selon la loi proposée par :

$$\int_{D_i}^{D_j} \frac{(1-D)^\beta}{1-(1-D)^{\beta+1}} dD = \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right] \quad (1.43)$$

$$\text{Ainsi} \quad \frac{1}{\beta+1} \ln \left| \frac{1-(1-D_j)^{\beta+1}}{1-(1-D_i)^{\beta+1}} \right| = \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right] \quad (1.44)$$

Pour simplifier l'expression du dommage on introduit le changement de variable suivant :

$$X_i = [1-(1-D_i)^{\beta+1}]^\beta \quad (1.45)$$

Cette nouvelle variable X_i présente la particularité de varier de façon similaire à la variable D_i dans le sens où toutes deux valent 0 ou 1 simultanément.

En remplaçant cette valeur dans (1.44) on a :

$$\frac{1}{\beta + 1} \ln \left| \frac{X_j}{X_i} \right|^{\frac{1}{a}} = \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right] \quad (1.46)$$

Ainsi

$$X_j = X_i e^{a(\beta+1) \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right]} \quad (1.47)$$

Cette expression donne la règle de cumul du dommage dans le cas d'un petit cycle.

- *Intégration du dommage dans le cas d'un grand cycle*

L'expression (1.41) devient dans ce cas :

$$\frac{(1-D)^\beta}{[1-(1-D)^{\beta+1}]^\alpha} \delta D = \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right] \delta N \quad (1.48)$$

Lorsqu'un grand cycle défini par $(\sigma_{mj}, \sigma_{aj})$ est appliqué, le dommage passe de la valeur D_i à la valeur notée D_j . L'intégration s'exprime ici sous la forme suivante :

$$\int_{D_i}^{D_j} (1-D)^\beta [1-(1-D)^{\beta+1}]^{-\alpha} dD = \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right]$$

$$\Leftrightarrow \frac{1}{1-\alpha_j} \frac{1}{1+\beta} [1-(1-D)^{\beta+1}]^{1-\alpha_j} \Big|_{D_i}^{D_j} = \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right] \quad (1.49)$$

$$\Leftrightarrow [1-(1-D_j)^{\beta+1}]^{1-\alpha_j} - [1-(1-D_i)^{\beta+1}]^{1-\alpha_j} = (1-\alpha_j)(1+\beta) \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right]$$

En opérant le même changement de variable que précédemment, on obtient :

$$X_j^{\frac{1-\alpha_j}{a}} - X_i^{\frac{1-\alpha_j}{a}} = (\beta + 1)(1 - \alpha_j) \left[\frac{R_m - \sigma_{\max}}{\sigma_a - \sigma_A(\sigma_m)} \cdot \frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c}} \right] \quad (1.50)$$

On note :

$$\alpha_j = 1 - a \left(\frac{\sigma_{aj} - \sigma_A(\sigma_{mj})}{R_m - \sigma_{mj} - \sigma_{aj}} \right) \quad (1.51)$$

Soit :

$$1 - \alpha_j = aK_j$$

avec

$$K_j = \frac{\sigma_{aj} - \sigma_A(\sigma_{mj})}{R_m - \sigma_{mj} - \sigma_{aj}} \quad (1.52)$$

En appliquant uniquement ce type de grand cycle (séquence d'amplitude constante), en partant d'un dommage initial D_i nul ($X_i = 0$) jusqu'à l'amorçage d'une fissure ($D_j = X_j = 1$), on obtient :

$$N_{fj} = \frac{1}{aK_j(\beta + 1)} \cdot \frac{\sigma_{aj} - \sigma_A(\sigma_{mj})}{R_m - \sigma_{\max j}} \cdot \frac{e^{-\left(\frac{\sigma_{ooj}(\sigma_{mj}) - \sigma_D}{B}\right)^c}}{\sigma_{ooj}(\sigma_{mj}) - \sigma_D} \quad (1.53)$$

N_{fj} est le nombre de cycles à l'amorçage d'une fissure pour le matériau considéré sous le chargement d'amplitude constante décrit par $(\sigma_{mi}, \sigma_{ai})$. Il s'agit donc de l'expression de la courbe S-N du matériau dont la forme simplifiée s'obtient en remplaçant K_j et σ_{\max} par leurs expressions :

$$N_{fj} = \frac{1}{a(\beta + 1)(\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D)} \cdot e^{-\left(\frac{\sigma_{oo}(\sigma_m) - \sigma_D}{B}\right)^c} \quad (1.54)$$

En remplaçant (1.52) et (1.54) dans (1.50) on obtient :

$$X_j^{K_j} = X_i^{K_j} + \frac{1}{N_{fj}} \quad (1.55)$$

Ainsi :

$$X_j = \left(X_i^{K_j} + \frac{1}{N_{fj}} \right)^{1/K_j} \quad (1.56)$$

Les avantages de cette loi peuvent être résumés ainsi :

- elle prend en compte l'historique du chargement (effet de séquence),
- elle décrit la non-linéarité du cumul de dommage,
- elle peut être applicable, comme les autres lois d'endommagement d'ailleurs, aux sollicitations multiaxiales et aux chargements constitués de sollicitations successives de natures différentes en utilisant un critère de fatigue multiaxial qui établit le cycle uniaxial équivalent au cycle multiaxial du point de vue de la durée de vie [WEB99].

L'inconvénient de la loi réside dans le fait que les "petits" cycles ne peuvent être pris en compte dans le cumul du dommage du fait du caractère exponentiel de la formulation de la courbe S-N de Basquin.

5.4. Conclusion

La plupart des lois non linéaires de cumul nécessitent la connaissance des propriétés matériau sur sa tenue en fatigue, généralement sa courbe S-N. Les résultats d'estimation obtenus par les lois non linéaires de cumul sont donc, au même titre que les lois linéaires de cumul, dépendants du choix du modèle d'ajustement statistique de la courbe S-N. Il n'existe pas de consensus quant à la loi la mieux adaptée.

Il n'y a pas à ce jour de modèle d'endommagement universel, c'est-à-dire permettant de prendre correctement en compte l'ensemble des facteurs phénoménologiques reconnus du cumul de dommage tels que l'effet de séquence, l'influence des cycles d'amplitude inférieure à la limite d'endurance (ou "petits" cycles), les étapes successives de la dégradation par fatigue du matériau (nucléation de microfissures, leur coalescence, l'amorçage, la propagation de la fissure macroscopique), et la nature non linéaire de l'accroissement du dommage.

Pour la plupart des lois d'endommagement non linéaires, la non linéarité est obtenue grâce au fait que l'accroissement du dommage du matériau soumis à un cycle donné dépend des caractéristiques du cycle mais aussi et surtout du niveau d'endommagement atteint lorsque le cycle est rencontré.

CONCLUSION DE L'ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Les éléments rassemblés dans cette synthèse bibliographique ont permis de mettre en relief les points suivants :

- La complexité du procédé et du mécanisme de formation du point soudé, avec ses transformations métallurgiques, géométriques et mécaniques,
- Les principaux paramètres d'influence sur la résistance à la fatigue des points soudés. Il en ressort globalement que la géométrie du fond d'entaille et les contraintes résiduelles après refroidissement du noyau fondu ont une influence primordiale sur la tenue en fatigue du point soudé,
- Le mécanisme d'endommagement des points soudés en traction-cisaillement qui conduit dans un premier temps à des fissures apparaissant à la périphérie du noyau fondu, dans le rayon de raccordement entre les deux tôles, et se propageant dans le sens de l'épaisseur des tôles, puis latéralement dans le sens de la largeur de la tôle jusqu'à la ruine de l'éprouvette,
- L'effet bénéfique des surcharges sur la durée de vie du point soudé qui s'explique essentiellement par les contraintes résiduelles agissant en compression à l'intérieur de la zone plastifiée et par la fermeture des fissures induite par la plasticité et par la bifurcation du trajet de fissuration.
- Les différentes approches de prévision de durée de vie utilisées pour formaliser et quantifier le cumul du dommage, généré par des chargements d'amplitude variable.

L'analyse bibliographique est donc un travail préliminaire de compréhension et d'état des lieux du phénomène de fatigue des points soudés sollicités en traction-cisaillement. Il est donc naturellement suivi d'une démarche d'investigation expérimentale (chapitre 2), de simulation numérique (chapitre 3) et de prévision de durée de vie à l'aide des outils de modélisation existants (chapitre 4).

– CHAPITRE 2 –

CAMPAGNE EXPERIMENTALE SUR LA FATIGUE DES POINTS SOUDES

Dans ce chapitre est présenté l'ensemble des résultats d'essais de fatigue réalisés sur les éprouvettes soudées par point et sollicitées en traction-cisaillement.

Les paramètres relatifs à ces essais de fatigue sont décrits dans un premier temps : les trois types de matériaux testés, les épaisseurs des tôles dont les éprouvettes ont été tirées et les différents types de chargement, à amplitude constante puis à amplitude variable avec insertion de surcharges incidentelles périodiques au sein des séquences de chargement.

Le dispositif expérimental (machine de fatigue, raidisseur des éprouvettes) a fait l'objet d'un certain nombre d'études particulières pour s'assurer du pilotage optimal et du suivi régulier des essais. Ces éléments ont conduit à détailler le protocole expérimental mis en place préalablement aux essais de fatigue ; ils s'articulent autour du réglage du PID du système de pilotage, du réglage de positionnement des mors hydrauliques (pour éliminer ou réduire les défauts d'orientation angulaire et de concentricité), du jeu présent au sein du raidisseur des éprouvettes permettant de conserver tout au long des essais et malgré l'endommagement progressif par fatigue des éprouvettes, une sollicitation de cisaillement pur du point soudé.

Les résultats expérimentaux des essais de fatigue sont ensuite présentés et analysés en vue de mesurer l'influence des surcharges incidentelles régulières en fonction du matériau testé et du rapport de surcharge rencontré.

1. DESCRIPTION ET OBJECTIFS DE LA CAMPAGNE EXPERIMENTALE

Un bon nombre de composants utilisés dans l'industrie automobile sont fabriqués à partir de produits plats (tôles) en acier assemblés au moyen de points soudés. Le châssis automobile est la structure typique qui est élaborée à partir de ce type de produits plats. Sa réalisation utilise de multiples composants découpés et emboutis séparément qui sont ensuite assemblés de façon permanente au moyen du soudage par point. Certains composants, ou parties de composant, sont soumis en service à des efforts importants et variables, liés au roulage du véhicule (effet du relief sur lequel se déplace le véhicule, efforts d'accélération et de freinage, efforts générés par la viration du véhicule). Au sein de la structure, les efforts sont transmis d'un élément à un autre par les points soudés. S'assurer de leur intégrité du point de vue de la fatigue est une des contraintes que le concepteur doit satisfaire. L'objet de la campagne expérimentale développée au sein du laboratoire consiste à mesurer l'effet de surcharges incidentelles, comme il peut s'en produire périodiquement lors du franchissement de certains petits obstacles (trottoirs, ralentisseurs, nids de poule) par le véhicule, sur la tenue en fatigue de l'assemblage réalisé par l'intermédiaire d'un point soudé. Cette investigation s'est traduite d'une manière générale à comparer les réponses en fatigue de ce type d'assemblage en l'absence et en présence de ces surcharges.

1.1. Matériaux testés

Trois aciers distincts de dénomination HE360D, XE360D et XES ont été utilisés pour cette campagne expérimentale. Ces aciers sont élaborés par ArcelorMittal sous la forme de tôles laminées à chaud et sont livrés au constructeur automobile Renault pour la fabrication notamment de pièces du châssis automobile et/ou de liaison au sol. L'épaisseur des tôles de l'acier HE360D étudié est de 2,5 mm tandis que celle des tôles des deux autres aciers est de 1,2 mm. Toutes les éprouvettes utilisées pour cette campagne expérimentale ont été réalisées à partir des tôles en l'état de livraison et avec des réglages de soudeuse correspondant à la pratique industrielle. La tenue mécanique statique des assemblages soudés a été établie par l'intermédiaire d'essais de traction monotone conduits jusqu'à rupture sur chaque type d'éprouvette. Le tableau 2.1 récapitule l'effort maximal de traction obtenu pour chaque matériau au cours de ces essais de traction monotone.

Matériau	HE 360 D	XE 360 D	XES
Effort maximal	24270 N	12540 N	9480 N

Tableau 2.1 – Effort maximal à la traction des éprouvettes soudées par point

1.2. Géométrie des éprouvettes soudées par point

La géométrie de l'éprouvette définie pour la réalisation des essais de fatigue en traction-cisaillement est représentée sur la figure 2.1. L'éprouvette est constituée de deux tôles minces de dimensions 124 x 30 (en mm) avec une surface de recouvrement de 38 x 30 (en mm). Les deux tôles sont liées par un point soudé réalisé au moyen du procédé de soudage par résistance. Les deux tôles assemblées sont identiques (même matériau, mêmes dimensions). A l'épaisseur e près, toutes les éprouvettes utilisées pour les essais de fatigue sont analogues.

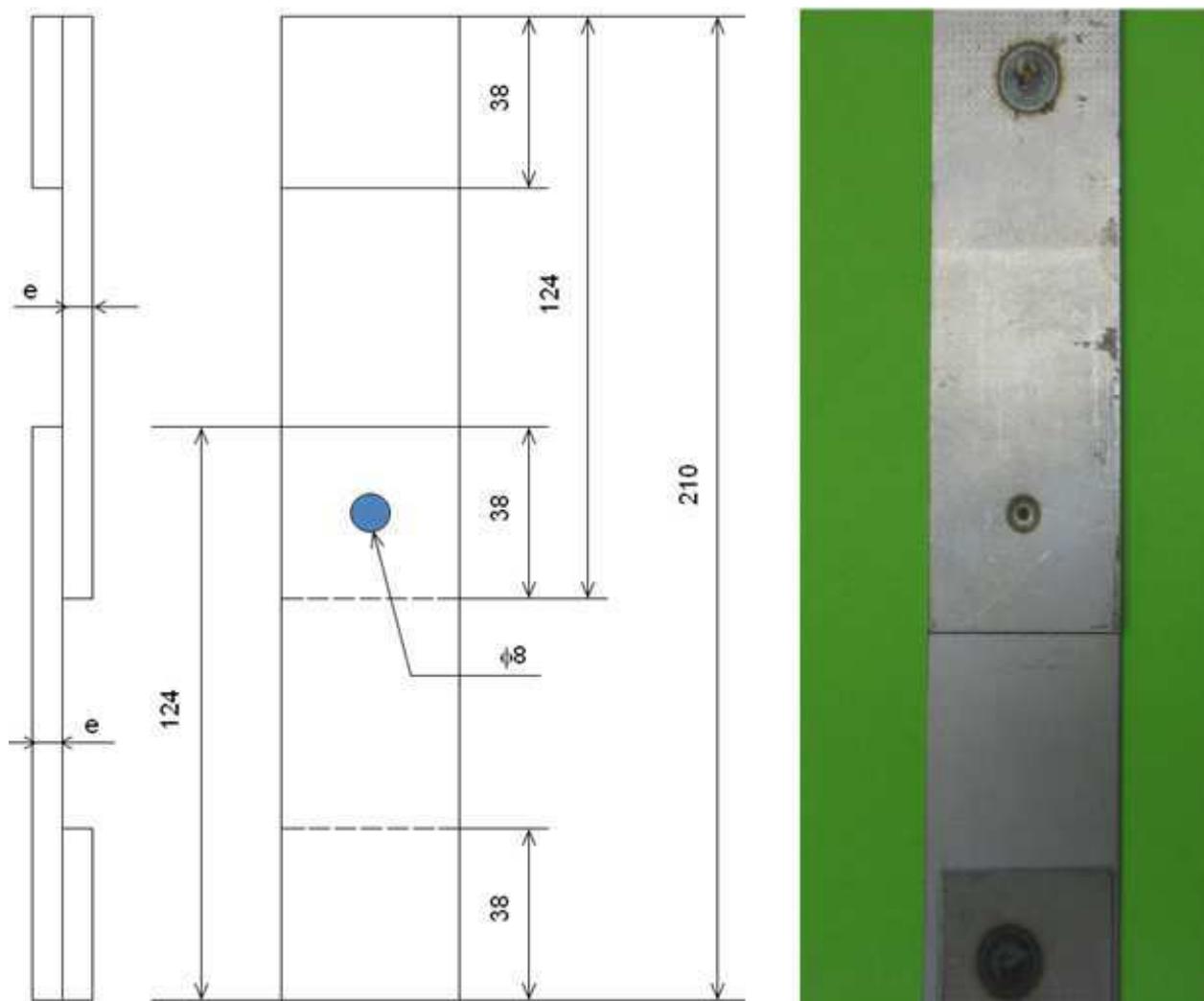


Figure 2.1 – Dessin de définition et photographie d'une éprouvette soudée par point utilisée pour les essais de fatigue

1.3. Description des chargements de fatigue

Les éprouvettes soudées par point sont sollicitées en traction ondulée de rapport de charge R égal à 0,1. Ce type de chargement est souvent appelé traction-cisaillement car les deux

efforts de traction appliqués aux deux tôles assemblées par un point soudé se traduisent par un cisaillement de ce dernier, dans le plan de contact entre les tôles.

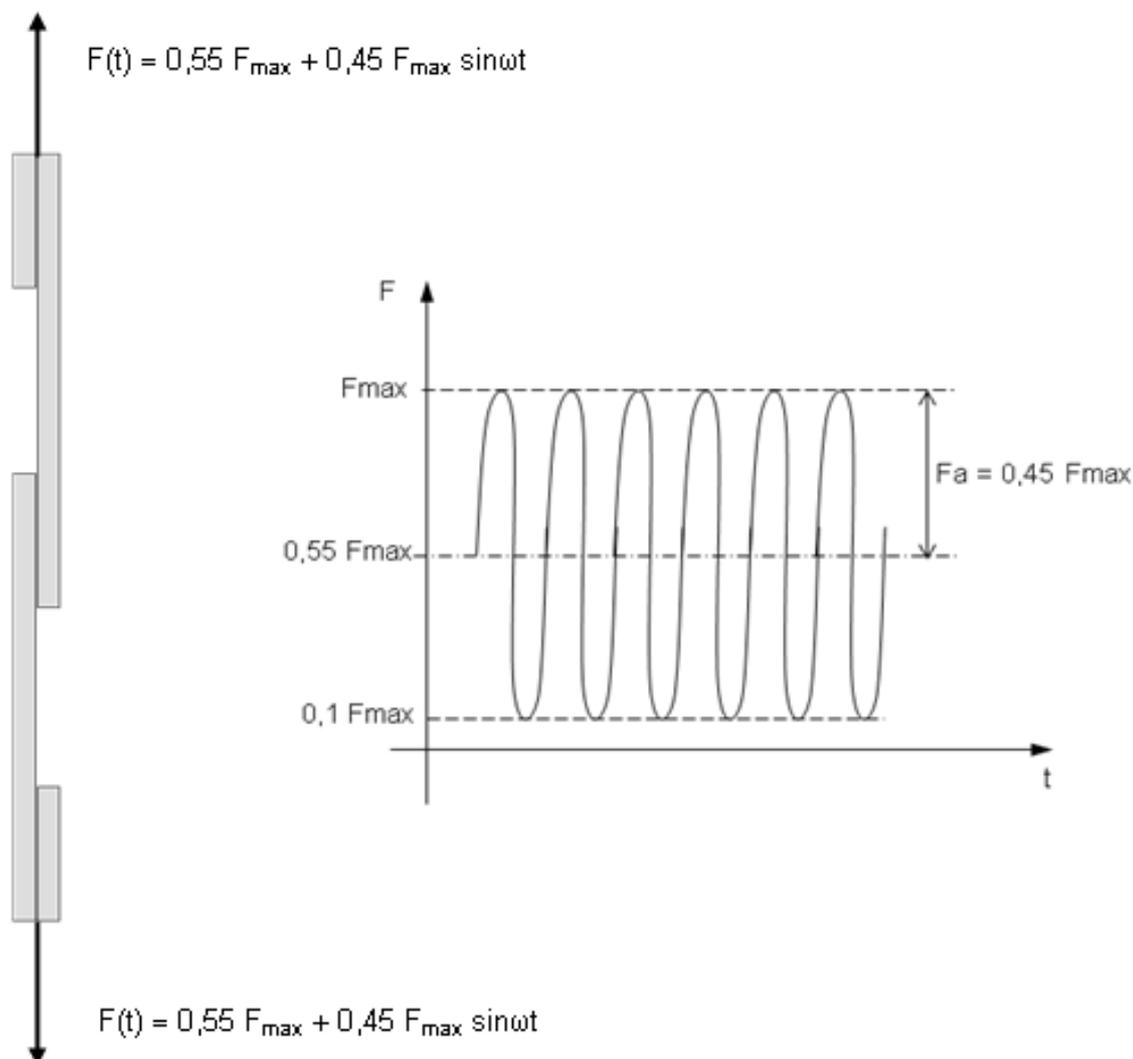


Figure 2.2 – Description de la sollicitation à amplitude constante en traction-cisaillement de l'éprouvette soudée par point

Les essais de fatigue ont été réalisés sur la machine de fatigue servohydraulique MTS 810 de capacité ± 100 kN du Laboratoire de Mécanique et Ingénieries sur le site de l'IUT d'Allier à Montluçon (figure 2.4). Tous les essais sont conduits à température ambiante et à une fréquence de 30 Hz sous chargement d'amplitude constante et à 20 Hz pour les essais de fatigue à amplitude variable. Pour mesurer l'effet de surcharges incidentelles sur le comportement en fatigue des tôles assemblées par point soudé, deux types d'essais à efforts imposés ont été réalisés :

- des essais à amplitude constante ; il s'agit des essais de caractérisation de référence en fatigue pour l'obtention de la courbe F-N (effort de traction maximal F_{max} du cycle en fonction du nombre de cycles à la rupture de l'éprouvette) ;
- des essais à amplitude variable. Il s'agit d'essais analogues aux précédents mais pour lesquels un cycle incidentel de surcharge est introduit tous les 100 cycles. Le rapport de

surcharge R a été établi par Renault soit égal à 1,4, soit égal à 2,3. Pratiquement 99 "petits cycles" sont appliqués à l'éprouvette et sont suivis d'un grand cycle, de même rapport de chargement égal à 0,1 mais amplifié du rapport de surcharge testé. La fréquence d'apparition du cycle avec surcharge est donc de 1/100. Le rapport des cycles de base comme de celui de surcharge reste toujours égal à 0,1 (figure 2.3).

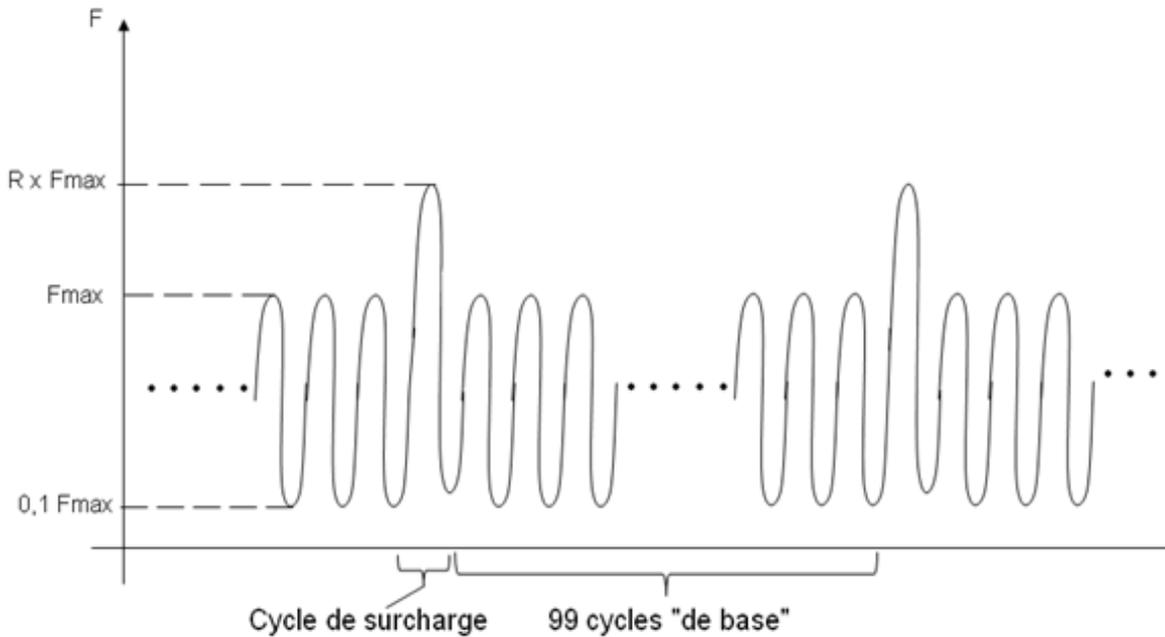


Figure 2.3 – Description de la séquence d'amplitude variable avec un cycle de surcharge (ici de rapport $R = 1,4$) tous les 100 cycles

2. PROTOCOLE EXPERIMENTAL

La machine de fatigue MTS 810 permet de solliciter en traction-compression uniaxiale les éprouvettes dans une gamme de $[-100 \text{ kN} ; 100 \text{ kN}]$. Le groupe hydraulique et les servovalves utilisées sont adaptés pour des fréquences de l'ordre de 30 Hz en amplitude constante sur le type d'éprouvette utilisée. La commande et le pilotage des essais sont assurés par ordinateur grâce au système MTS TESTAR II. L'asservissement peut être réalisé en déplacement, ou en effort comme c'est le cas ici pour la campagne d'essais sur les éprouvettes soudées par point.



Figure 2.4 – Ensemble machine de fatigue et groupe hydraulique MTS

2.1 – Réglage de l'alignement des mors hydrauliques

Avant toute série d'essais à effectuer, il est procédé à l'alignement des mors hydrauliques supérieurs et inférieurs de la machine. En effet deux types de défaut d'alignement sont susceptibles d'être présents qui rajoutent aux contraintes et déformations liées au chargement appliqué des contraintes et des déformations statiques ou proportionnelles aux efforts appliqués. La figure 2.5 présente les deux types de défauts possibles : défaut de coaxialité (entraxe d) et défaut d'inclinaison angulaire (d'angle θ) susceptibles d'être rencontrés.

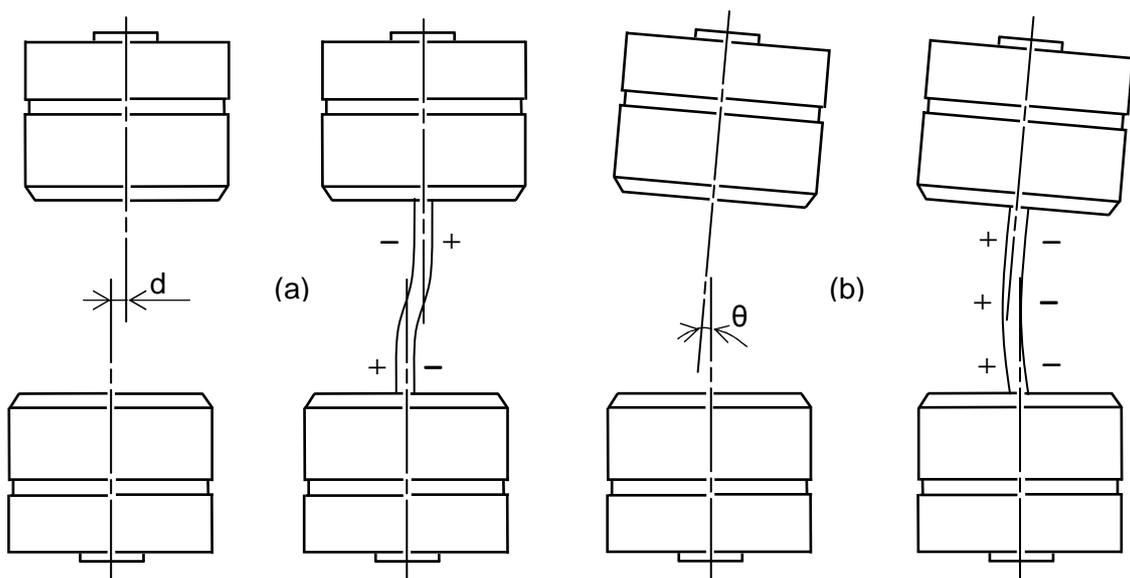


Figure 2.5 – Description des deux défauts possibles (a) d'alignement et (b) d'orientation des mors hydrauliques et des flexions parasites en résultant pour l'éprouvette

2.1.1. Dispositif d'alignement des mors

Ce dispositif est installé entre la cellule de force et la traverse supérieure de la machine (figure 2.6) et a pour but de corriger les erreurs de positionnement existant entre les mors supérieurs et les mors inférieurs du module de chargement. Un défaut d'alignement des mors introduit une flexion parasite dans un ou plusieurs plans ce qui se traduit par une réduction de la résistance en fatigue de l'éprouvette testée. Par conséquent, la durée de vie obtenue est diminuée et ne traduit plus la résistance à la fatigue intrinsèque du matériau ou de l'assemblage utilisé.

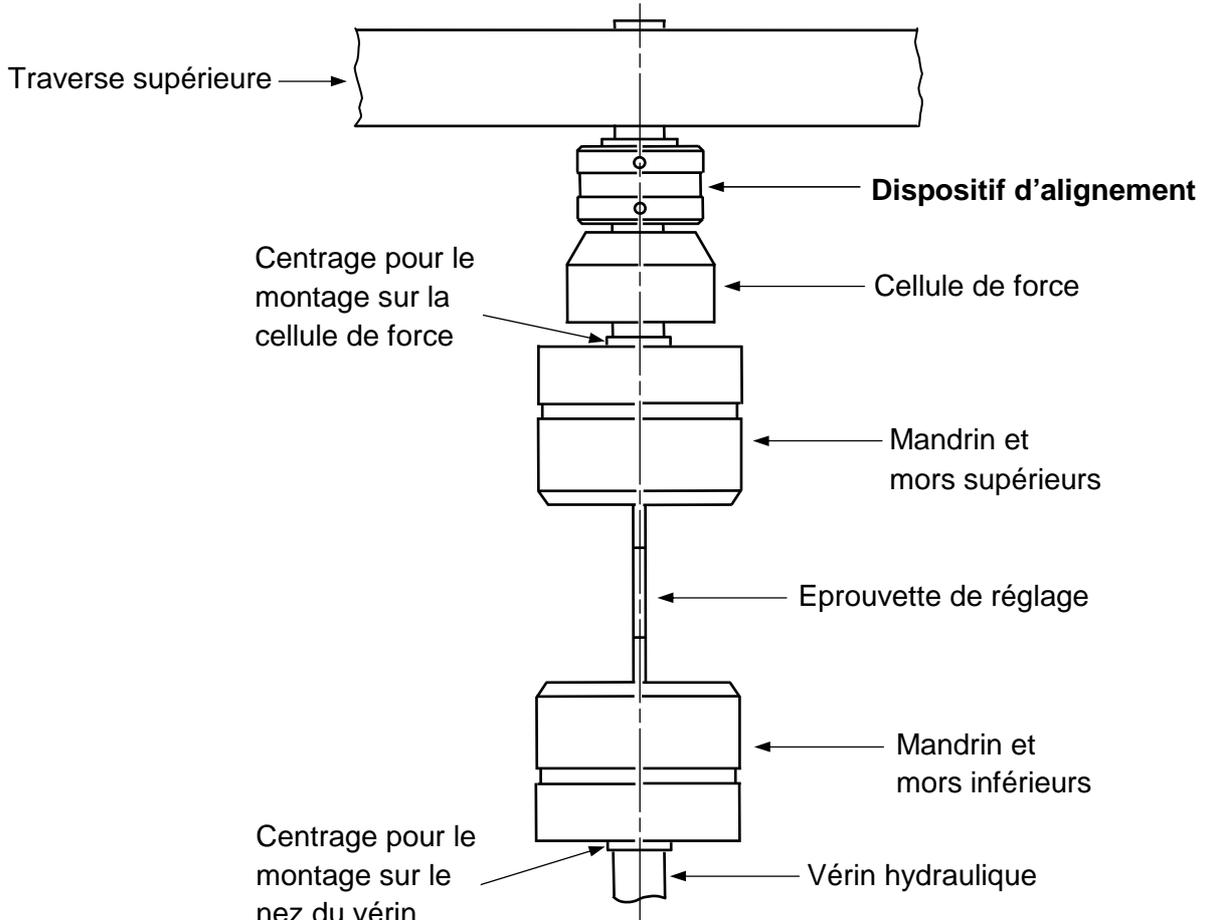


Figure 2.6 – Localisation du dispositif d'alignement des mors

Pour corriger les défauts d'alignement des mors, aussi bien celui de concentricité que celui d'alignement angulaire, on ajuste en pratique le positionnement relatif des mors supérieurs vis-à-vis des mors inférieurs. Pour cela une éprouvette de réglage a été conçue, de dimensions relativement similaires à celles des éprouvettes de fatigue testées durant la campagne d'essais à venir. Le réglage de la machine se fait dans une configuration (position de la traverse supérieure) correspondant à celle des essais. L'éprouvette de réglage, relativement souple de par son amincissement transversale dans sa zone médiane, comporte trois paires de jauges longitudinales collées en regard les unes des autres sur les deux faces principales. La figure 2.7 donne la localisation des jauges de déformation sur l'éprouvette sur ses deux faces et une photo de l'éprouvette réelle instrumentée. Le dispositif MTS de réglage s'insère dans la chaîne de traction. Il est constitué de deux plateaux dont

une des surfaces latérales est une calotte sphérique. Ces deux plateaux peuvent être déplacés dans le plan perpendiculaire à l'axe de traction. La démarche de réglage est itérative puisqu'elle consiste à régler un défaut puis l'autre en tendant progressivement vers un champ de déformation uniforme et identique de chaque côté de l'éprouvette.

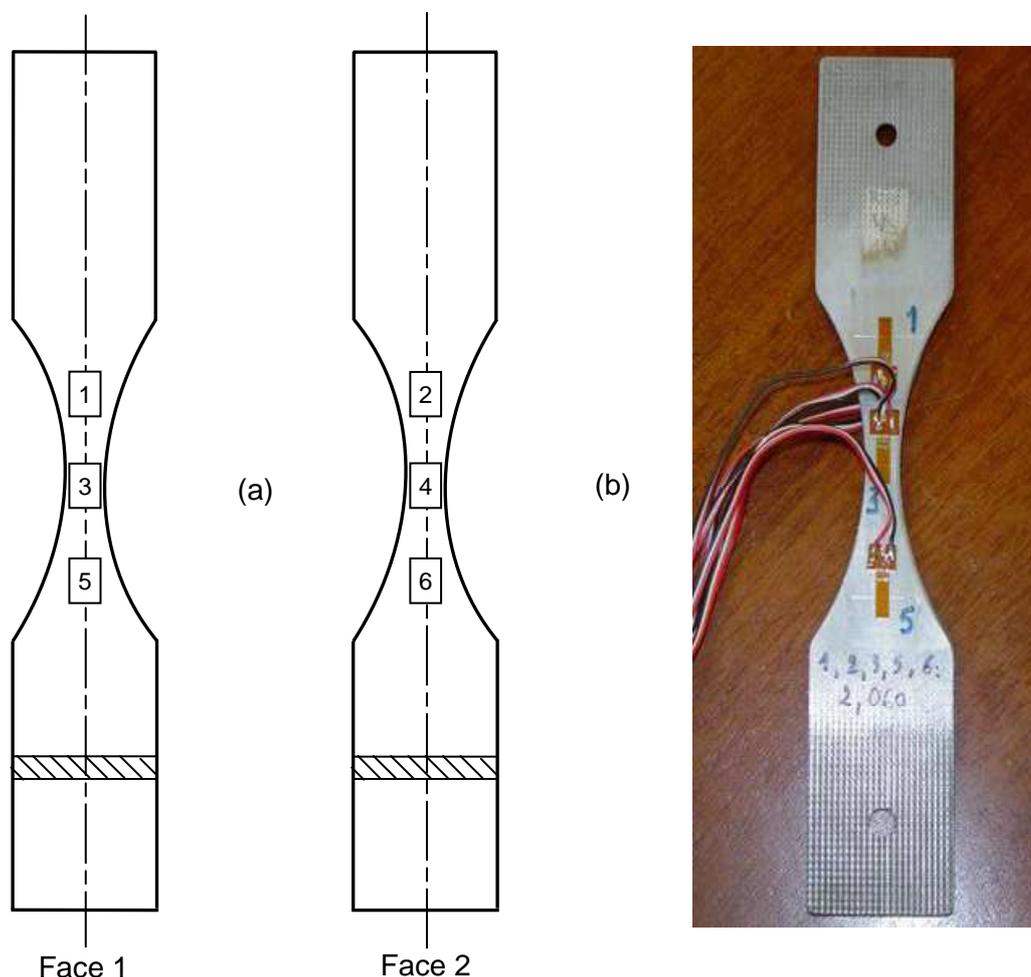


Figure 2.7 – Description de l'éprouvette de réglage des défauts d'alignement de la machine de fatigue (a) localisation des jauges de déformation (b) éprouvette instrumentée

Ce réglage permet, rappelons le, de minimiser les déformations et les contraintes parasites qui viennent se superposer à celles générées par le chargement de fatigue.

2.1.2. Etude de la dérive de la commande de la machine de fatigue

Le système de pilotage de la machine de fatigue MTS 810 dont dispose le laboratoire LaMI à l'IUT d'Allier est basé sur un asservissement réglable (par l'intermédiaire du PID), fonction de l'amplitude du chargement appliqué, de la fréquence et de la réponse de l'éprouvette. Dans le cas des éprouvettes soudées par point, la fissuration progressive qui part du point soudé et s'étend dans les deux tôles assemblées modifie la raideur de l'éprouvette et donc la qualité de la fidélité de la réponse de la machine à la consigne.

L'essai est piloté en effort. Du fait de la modification de la raideur de l'éprouvette au cours de l'essai, un problème de suivi de la consigne de commande apparaît progressivement. L'effort maximal de la surcharge diminue lentement au cours de l'essai, la machine ne s'avérant pas

capable de compenser entièrement la lente modification de raideur de l'éprouvette. Il faut noter que l'essai est de plus en plus contraignant pour la machine au fur et à mesure que s'accroît l'amplitude de l'allongement de l'éprouvette. L'écart entre la réponse et la consigne, ou défaut d'asservissement, va donc en s'amplifiant au cours de l'essai.

Pratiquement la machine de fatigue a du mal à compenser la perte de raideur de l'éprouvette, ce qui conduit à une lente diminution de la valeur maximale de la surcharge appliquée au cours de l'essai. Pour étudier ce phénomène et juger de son effet perturbateur quant au chargement réel appliqué aux éprouvettes, l'évolution de la valeur maximale de la surcharge et celle de l'allongement maximal de l'éprouvette ont été relevées au cours des essais de 4 éprouvettes et tracées en fonction de leurs fractions de vie respective. 3 éprouvettes sollicitées avec un rapport de surcharge de 1,4 et une avec un rapport de surcharge de 2,3 ont été "suivies" et analysées pour cette étude. Les figures 2.8 et 2.9 donnent respectivement l'évolution de la valeur maximale de la surcharge et l'allongement d'une de ces éprouvettes au cours de l'essai de fatigue, en fonction de la fraction de durée de vie totale. L'éprouvette 124 dont il s'agit est en acier HE360D (épaisseur 2,5 mm). L'effort maximal des cycles de base est de 6 kN et le rapport de surcharge est égal à 1,4.

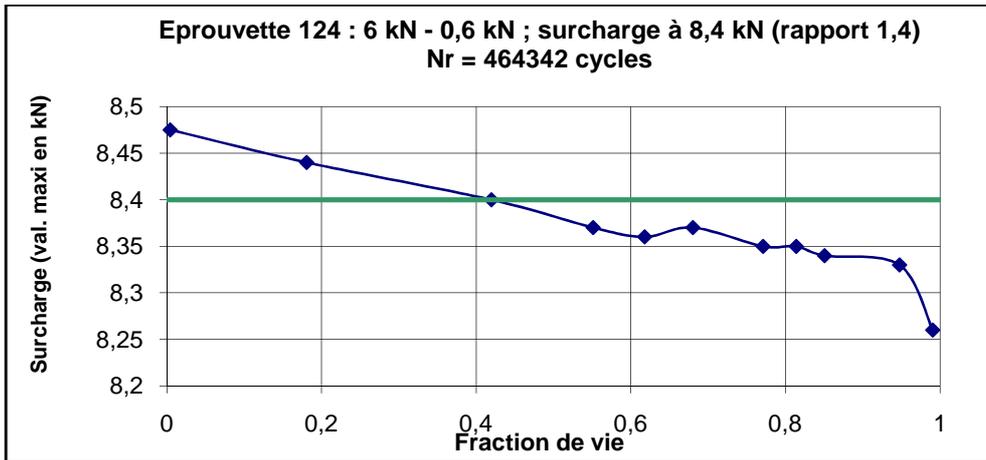


Figure 2.8 – Evolution de la valeur maximale de la surcharge de l'éprouvette en fonction de sa fraction de vie

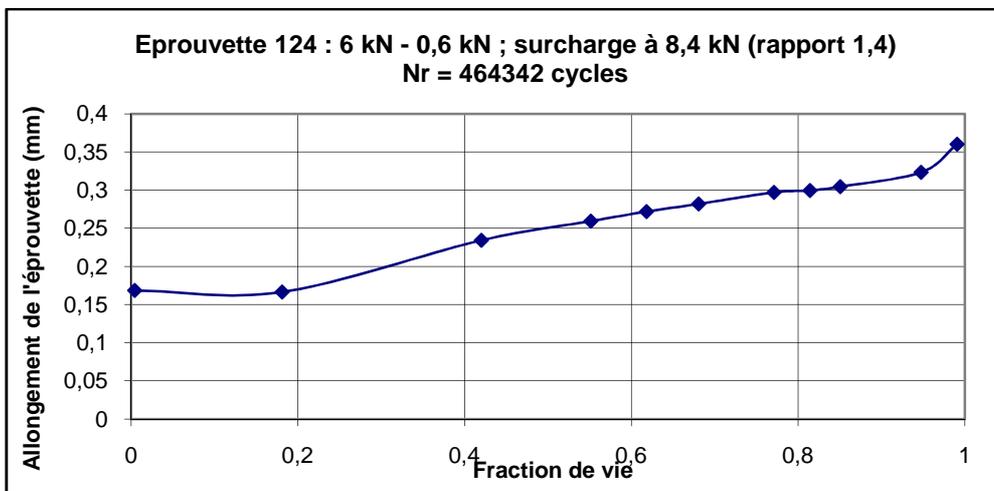


Figure 2.9 – Evolution de la valeur de l'allongement maximal de l'éprouvette en fonction de sa fraction de vie

Pour l'ensemble des quatre éprouvettes pour lesquelles ont été effectués les relevés des variations de la valeur maximale de la surcharge, ces variations ne dépassent pas 2 % de la valeur nominale de consigne de la surcharge.

Le tableau 2.2 récapitule les variations maximales (en valeur absolue) enregistrées entre la consigne en effort et la réponse de la machine pour les quatre éprouvettes suivies.

N°épreuve	F_{\max} (N)	$F_{\text{surcharge}}$ (N)	durée de vie (cycles)	Ecart maxi relatif de la surcharge
119	6000	8400 (rapport 1,4)	311 384	- 0,8 %
124	6000	8400 (rapport 1,4)	464342	- 1,7 %
125 (ép. cisailée)	7000	9800 (rapport 1,4)	131910	+ 0,6 %
150	3500	8050 (rapport 2,3)	1630310	+ 0,7 %

Tableau 2.2 – Variation des valeurs maximales de la surcharge

L'allongement de l'éprouvette est marqué pour sa part par une stagnation voire une légère diminution au début de l'essai, suivie ensuite à partir de 30% de la durée de vie totale par une augmentation continue et importante de l'allongement de l'éprouvette.

Compte tenu des caractéristiques du comportement d'asservissement de la machine de fatigue, similaires pour les quatre éprouvettes suivies, le réglage de la consigne au début de l'essai consiste à situer le niveau de surcharge, en termes d'effort maximal, à environ 1% au dessus de la consigne de la surcharge théorique. En procédant ainsi et compte tenu de l'évolution à la baisse au cours de l'essai du niveau maximal de la surcharge, la valeur maximale moyenne de cette surcharge au cours de l'essai de fatigue est sensiblement la valeur nominale attendue, comme en atteste la figure 2.8.

2.2. Raidisseur des éprouvettes sollicitées en traction-cisaillement

Toutes les éprouvettes rompues par fissuration présentent une déformation plastique de flexion de la partie de la tôle rompue qui reste accrochée au point soudé (figure 2.10). L'origine de cette flexion de l'éprouvette lors de la fissuration des tôles provient de la rigidité de flexion de plus en plus faible de la languette de métal résiduelle par laquelle transite l'effort appliqué, lorsque la fissure se propage latéralement au sein des tôles, et par le moment de flexion introduit par le décalage des lignes moyennes des deux tôles assemblées. Cette flexion conduit à une sollicitation combinée du point soudé, à la fois en pelage (effort perpendiculaire au plan des tôles) et en cisaillement dans le plan de contact entre les tôles.

Pratiquement cette sollicitation combinée est à l'origine d'une réduction de la durée de vie de l'assemblage soudé. Il faut noter que la déformation importante visualisée sur la figure 2.10 est liée en grande partie à la géométrie des éprouvettes testées en fatigue, en particulier à leur faible inertie de flexion autour de l'axe 2. En réalité pour les composants industriels, la

raideur de flexion est apportée par les dimensions transversales des composants vis-à-vis du sens des efforts de cisaillement transmis. Pour empêcher toute flexion des tôles au voisinage du point soudé et rester dans la configuration d'un cisaillement pur du point soudé, l'éprouvette est montée dans un raidisseur (figure 2.11). Ce raidisseur est composé de deux plaques en aluminium en appui l'une sur l'autre et liées par quatre vis. Le raidisseur n'exerce pas de pression sur l'éprouvette au cours de l'essai mais empêche toute flexion de celle-ci. Il faut noter au passage, même si cela n'est pas rencontré pour les chargements appliqués ici, que ce même raidisseur pourrait éviter de manière similaire tout flambage des tôles dans le cas d'une sollicitation de compression.



Figure 2.10 – Rupture (par déchirement des tôles) de l'éprouvette soudée par point sans raidisseur

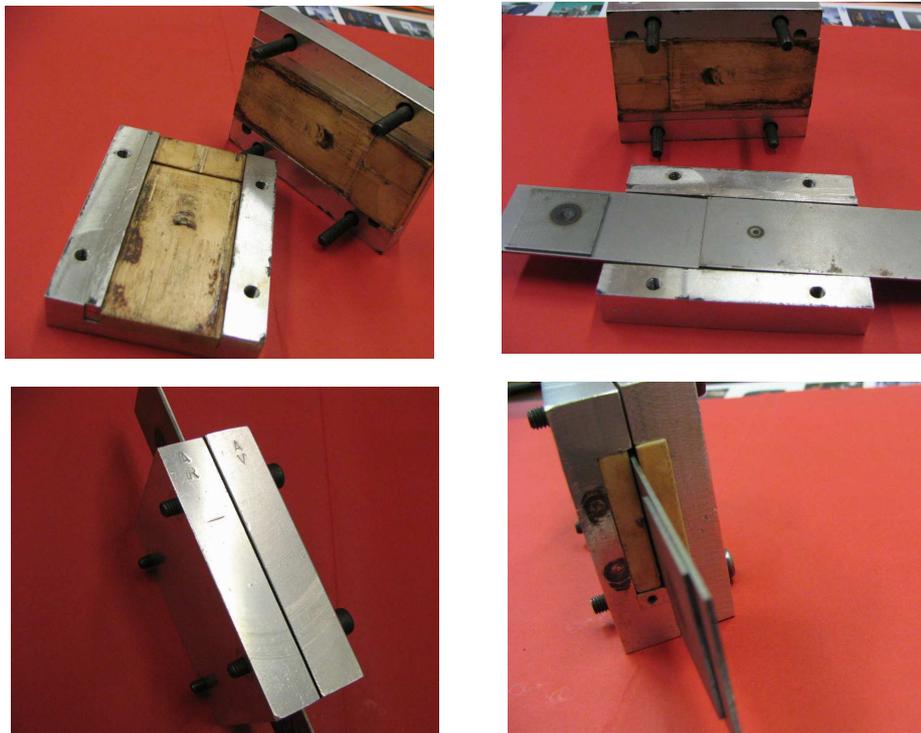


Figure 2.11 – Description du montage du raidisseur sur une éprouvette soudée par point

La figure 2.12 précise le montage de l'éprouvette à l'intérieur du raidisseur. Pour minimiser le frottement de l'éprouvette, lié à sa déformation lors du chargement de fatigue, sur les deux plaques en aluminium du raidisseur, deux cales en téflon, montées légèrement serrées dans les rainures des deux plaques qui les contiennent, servent d'interface entre l'éprouvette et les plaques en aluminium.

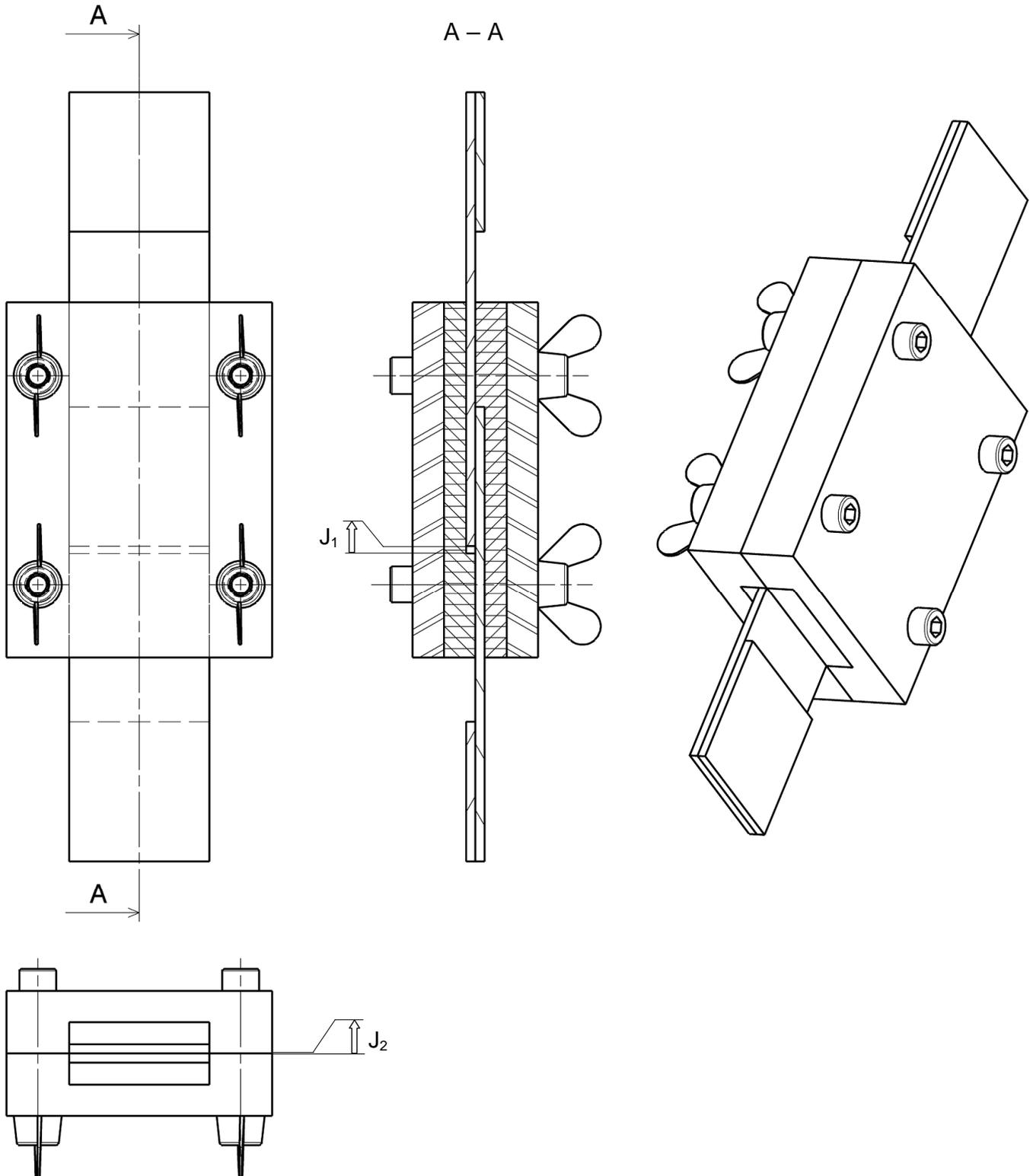


Figure 2.12 – Dessin d'ensemble avec jeux fonctionnels du raidisseur utilisé pour éviter toute flexion de l'éprouvette soudée par point

Le raidisseur est ainsi en appui sur la tranche supérieure de la tôle inférieure de l'éprouvette grâce à l'ajustement avec serrage du guide en téflon dans la rainure de la plaque métallique. Ce dispositif permet d'éviter qu'une partie de l'effort échangé entre les deux tôles de l'éprouvette ne soit transmis via les plaques et cales du raidisseur plutôt que par le point soudé.

La figure 2.13 illustre le montage de l'éprouvette dans les mors hydrauliques de la machine de fatigue en présence du raidisseur.



Figure 2.13 – Eprouvette équipée du raidisseur en place dans les mors hydrauliques de la machine au cours d'un essai de fatigue

Une étude préliminaire a été menée pour mesurer l'influence des jeux fonctionnels présents au sein du raidisseur sur la durée de vie des éprouvettes soudées par point sollicitées en traction-cisaillement.

L'existence d'un jeu latéral entre les deux faces de l'éprouvette et les deux cales en téflon a été testée par des essais de fatigue sous chargement d'amplitude constante menés dans trois configurations expérimentales différentes et à plusieurs niveaux d'effort maximal. Trois séries d'essais ont permis d'obtenir les courbes F-N (effort maximal en fonction de la durée de vie) avec les conditions suivantes :

- l'utilisation du raidisseur avec un jeu important (de l'ordre de 0,5 mm) entre l'éprouvette et les deux cales en téflon. Dans cette configuration, le raidisseur n'intervient qu'après une certaine flexion des tôles au voisinage du point soudé : les deux cales ne sont en contact latéral avec l'éprouvette qu'à partir du moment où la flexion est amorcée, ce qui limite cette flexion plus qu'elle ne l'empêche. En pratique, l'éprouvette circule librement dans le sens axial sur toute la longueur de la course correspondant au jeu J_1 . On est en présence d'un ajustement avec jeu dans le sens de l'épaisseur entre les cales et l'éprouvette.

- l'emploi du raidisseur avec un jeu minimal, en sélectionnant les éprouvettes telles que le jeu entre les cales et l'éprouvette soit limité. Les défauts de planéité des tôles après soudage ou la distance entre tôles étant variables au sein d'un lot d'éprouvettes, on retient pour les essais celles qui conduisent à un déplacement axial de l'éprouvette dans le raidisseur avec un léger effort (déplacement sur la longueur de la course correspondant au jeu J_1).
- l'utilisation du raidisseur sans jeu ; cette possibilité a été établie en faisant en sorte d'instaurer le jeu J_2 entre les deux plaques en aluminium de sorte que les deux cales viennent en contact sur l'éprouvette. Les quatre vis sont vissées dans la plaque de fond du raidisseur. Les écrous à oreilles ont un rôle de contre-écrou. Une légère pression de contact des deux cales sur l'éprouvette est ajustée manuellement lors du vissage à la main des quatre vis. Le montage est jugé correct lorsque l'éprouvette installée peut être déplacée manuellement axialement dans le raidisseur (sur la longueur de course correspondant au jeu J_1), avec un effort cependant du même ordre de grandeur que dans le cas de l'emploi du raidisseur avec un jeu minimal. A la différence du cas précédent, toute éprouvette peut être utilisée pour cette condition de montage.

La figure 2.14 permet la comparaison des résultats des essais de fatigue avec les trois types de conditions de positionnement du raidisseur sur les éprouvettes soudées par point. Ces essais ont été menés avec le matériau HE360D (épaisseur 2,5 mm), pour un rapport de chargement égal à 0,1 et à une fréquence de 30 Hz.

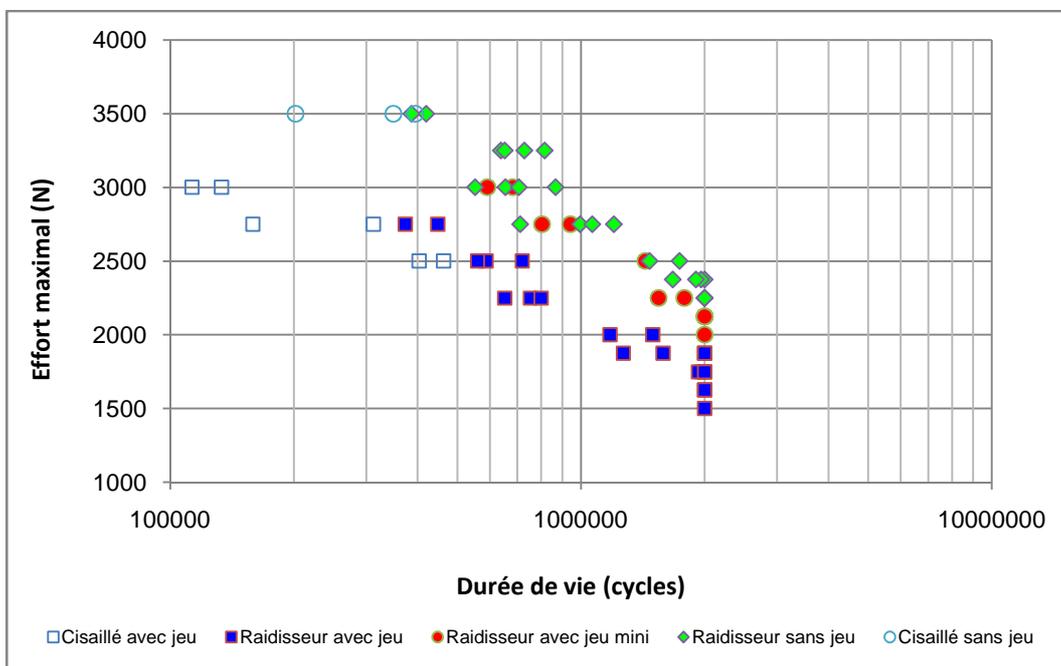


Figure 2.14 – Influence du jeu du raidisseur sur la tenue en fatigue des éprouvettes

La résistance à la fatigue des éprouvettes est nettement améliorée par la réduction du jeu entre l'éprouvette et les cales au sein du raidisseur, ceci à tous les niveaux d'effort de la courbe Effort – Durée de vie. Deux modes de ruines des éprouvettes sont habituellement

rencontrés : soit par cisaillement du noyau fondu dans le plan d'interface entre les deux tôles soudées (ce type de ruine est rencontré à haut niveau de l'effort maximal appliqué), soit par fissuration des tôles (à plus faible niveau d'effort). Ces deux modes de ruines se retrouvent en l'absence de jeu dans le raidisseur mais à des durées de vie nettement plus importantes que dans le cas où un jeu important existe.

Les deux cas de configurations avec un jeu minimal et sans jeu sont proches en termes de résultats d'essais, ce qui paraît logique puisque les conditions aux limites des éprouvettes le sont également pour ces deux cas.

2.3. Suivi d'endommagement en fatigue par la mesure de différence de potentiel (MDP)

La mesure de différence de potentiel (MDP) est utilisée comme moyen de détection et de suivi de l'endommagement par fatigue des éprouvettes. Cette technique utilise la variation de résistance électrique générée par l'endommagement par fatigue, notamment en ce qui concerne l'amorçage et la propagation de fissure dans des volumes de matière difficilement observables visuellement en raison du recouvrement des tôles. La technique utilisée consiste à faire traverser l'éprouvette conductrice par un courant stabilisé et de mesurer l'évolution de la différence de potentiel (ddp) aux bornes de certaines zones de l'éprouvette. Les variations de la ddp mesurée sont liées aux variations de résistivité des parties considérées de l'éprouvette, elles-mêmes provoquées par l'apparition ou la propagation de discontinuités dans le matériau. L'apparition d'une fissure et sa propagation dans chacune des deux tôles sont les principaux faits marquants de l'endommagement des éprouvettes soudées par point. Les différentes étapes de cet endommagement peuvent ainsi être identifiées sur la courbe donnant l'évolution de la ddp en fonction de la fraction de vie de l'éprouvette.

La figure 2.15 décrit le principe de mesure et d'amplification de la ddp mesurée. Le dispositif appelé suiveur de fissure permet, lorsqu'il dispose de plusieurs voies de mesure, de suivre l'évolution qualitative du dommage dans plusieurs zones de l'éprouvette simultanément. Il faut noter que son utilisation est plus difficile et son efficacité moindre en présence du raidisseur sur les éprouvettes du fait de rainures pour le passage nécessaire des fils, qui réduisent les zones de contact des cales sur l'éprouvette, et par les "rebonds" des tôles déformées qui créent de nouveaux contacts entre tôles et ainsi des "shunts" de courant nuisant à la mesure objective de la variation de résistivité des zones scrutées.

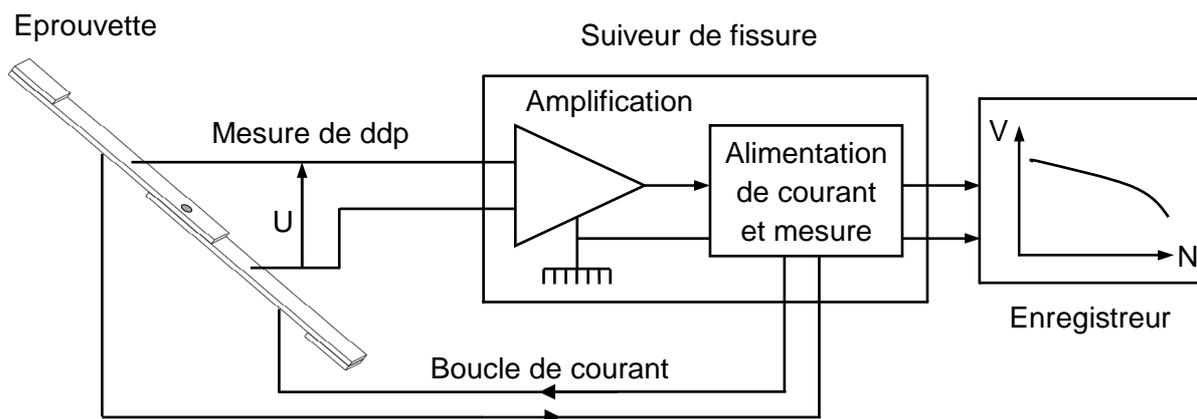


Figure 2.15 – Schéma de principe de suivi de l'endommagement par la mesure de différence de potentiel (MDP)



Figure 2.16 – Montage de l'éprouvette équipée du raidisseur pour la mesure des ddp

Le suivi de l'endommagement revient principalement à un suivi de fissure au sein des deux tôles soudées, au voisinage du point de soudure, et au sein du point soudé lui-même. Sa mise en œuvre a été réalisée sur les éprouvettes HE360D, d'épaisseur 2,5 mm. Deux pinces situées à l'extérieur du raidisseur sur chacune des deux tôles permettent d'établir le passage d'un courant continu au sein de l'éprouvette (figure 2.16).

Quatre prises de potentiel sont fixées par soudage à décharge de condensateur sur l'éprouvette, de part et d'autre du point soudé sur chacune des deux tôles. Les prises de

potentiel u_1 et u_4 sont situées à environ 2 mm du point soudé, en amont et en aval respectivement du point soudé (figure 2.17).

La ddp u_1-u_4 permet de suivre l'évolution de l'endommagement global au sein de l'ensemble tôles + point soudé tandis que les ddp $u_1 - u_2$ et $u_3 - u_4$ sont représentatives de l'évolution de l'endommagement au sein de chaque tôle.

Les figures 2.18 et 2.19 présentent l'évolution de la différence de potentiel globale $u_1 - u_4$ au cours de l'essai de fatigue, en l'absence de raidisseur pour la figure 2.18 et en présence du raidisseur pour la figure 2.19. Les points anguleux de la première caractéristique enregistrée (figure 2.18) sont le témoignage des étapes successives de l'endommagement de l'éprouvette soudée : amorçage d'une fissure dans chacune des deux tôles au droit du fond d'entaille, "perçement" de la tôle sur la face externe après traversée de la fissure à travers l'épaisseur de la tôle, rupture d'une des deux tôles après propagation transversale de la fissure de fatigue.

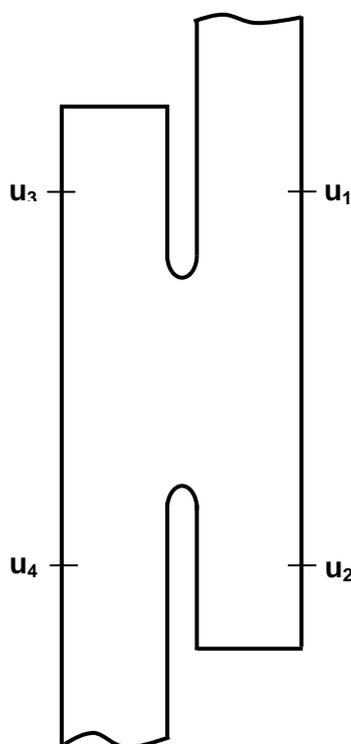


Figure 2.17 – Localisation des prises de potentiel pour la détection et le suivi des fissures de fatigue au sein des deux tôles soudées

La présence du raidisseur complique la lecture qualitative de l'évolution de l'endommagement au cours de l'essai de fatigue. Le rebond des tôles de recouvrement contre les cales du raidisseur provoque généralement la mise en court-circuit partielle du point soudé, ce qui se traduit par un saut de la ddp mesurée. La lecture des points de changement de pente de la caractéristique enregistrée est plus difficile à réaliser, pour peu que coïncident les ruptures de pente correspondant aux étapes caractéristiques de l'endommagement avec la mise en court-circuit, et surtout en raison du fait que le courant

étant dévié de la zone où se produit l'endommagement par fatigue, la ddp mesurée ne s'en trouve plus affectée n'assure plus de fait le suivi du dommage.

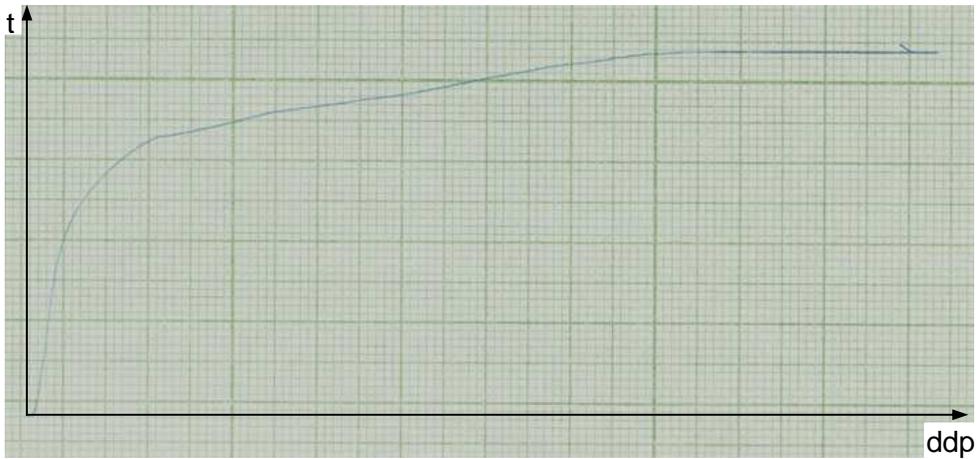


Figure 2.18 – Evolution de la ddp u_1-u_4 mesurée au cours d'un essai de fatigue sans utilisation du raidisseur

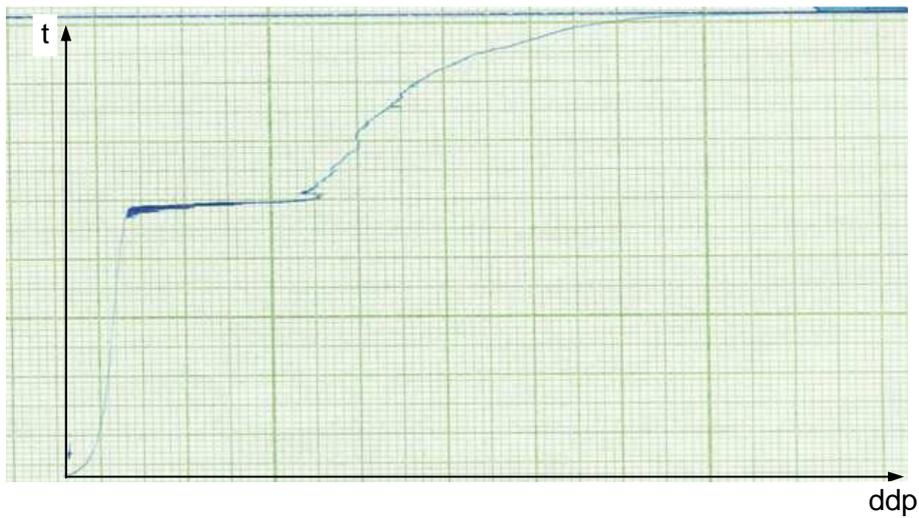


Figure 2.19 – Evolution de la ddp $u_1 - u_4$ enregistrée au cours d'un essai de fatigue pour une éprouvette munie du raidisseur

3. PRESENTATION DES RESULTATS DES ESSAIS DE FATIGUE

3.1. Forme de présentation des résultats

L'objectif de l'ensemble des essais de fatigue réalisés sur les éprouvettes soudées par point est l'étude de l'influence de surcharges incidentelles survenant à intervalles réguliers sur leur résistance en fatigue. Cette étude est menée pour trois nuances d'aciers différentes soudées chacune suivant un réglage donné du processus de soudage industriel, et deux niveaux de surcharge, issus de l'analyse des chargements rencontrés lors du roulage des véhicules et utilisés pour les calculs de durabilité des composants automobiles sous chargement de service. Les surcharges incidentelles ont une occurrence d'un cycle de surcharge après 99 cycles de "base" (figure 2.3). Les rapports de surcharge (valeur maximale du cycle de surcharge sur la valeur maximale du cycle de base) sont égaux à 1,4 ou à 2,3. L'influence des cycles de surcharge est analysée en termes de durée de vie et/ou de valeur maximale admissible de l'effort des cycles de base pour une durée de vie donnée, notamment 2.10^6 cycles, durée de vie considérée comme le seuil de l'endurance dans le secteur automobile.

Le présent paragraphe présente l'ensemble des résultats obtenus pour les trois matériaux, aussi bien pour les essais de référence (sans surcharge) que pour les essais avec surcharge. Pour chaque cas matériau-chargeement rencontré, les résultats sont présentés sous la forme de l'ensemble des points expérimentaux obtenus et des modèles de courbes F-N (effort maximal du cycle de base – durée de vie) dont le calage par lissage des points expérimentaux est réalisé par le logiciel ESOPE (logiciel développé par ArcelorMittal) :

- modèle de Wöhler : $\text{Log}N = A_1 \cdot F + B_1$

où : F est l'effort maximal du cycle de base,

N est le nombre de cycles à rupture,

A_1 et B_1 sont les paramètres du modèle déterminés par lissage des points expérimentaux.

- modèle de Basquin : $\text{Log}N = A_2 \text{Log} F + B_2$

ce modèle comporte deux paramètres A_2 et B_2 , déterminés là aussi à partir des points expérimentaux.

- modèle de Stromeyer : $N = \frac{A_3}{F - E}$

où : E est l'effort à la limite de fatigue du matériau à 2.10^6 cycles,

A_3 et E sont les deux paramètres du modèle ; ils sont déterminés par lissage des points expérimentaux.

- modèle de Bastenaire : $N = \frac{A \cdot e^{-\left(\frac{F-E}{B}\right)^C}}{F - E}$

où A, B, C et E sont les paramètres déterminés par lissage des résultats d'essais expérimentaux.

N.B. : le logiciel ESOPE signale dans certains cas l'insuffisance de la banque de données des essais expérimentaux pour le calage des modèles.

L'influence des surcharges incidentelles sur la tenue en fatigue des points soudés est réalisée par comparaison des courbes F-N obtenues dans les différents cas de surcharge par rapport à la courbe F-N de référence. La limite d'endurance à $2 \cdot 10^6$ cycles est également un point particulier de comparaison pour l'analyse de l'effet des surcharges sur la résistance en fatigue des points soudés. Celle-ci est estimée à l'aide de la méthode de l'escalier, dont la mise en œuvre peut être résumée ainsi [DIM48]:

- le nombre maximal de cycles appliqués à chaque éprouvette est de $2 \cdot 10^6$ cycles,
- lorsqu'une éprouvette a rompu avant l'application de $2 \cdot 10^6$ cycles, l'éprouvette suivante est testée au niveau de contrainte immédiatement inférieur (niveau d'effort précédent diminué du pas),
- lorsqu'une éprouvette n'a pas rompu après l'application de $2 \cdot 10^6$ cycles, l'essai est stoppé et l'éprouvette suivante est testée au niveau de contrainte immédiatement supérieur (niveau d'effort précédent augmenté du pas),
- le nombre d'éprouvettes rompues et celui d'éprouvettes non rompues doivent être égaux à une unité près, ce qui suppose au passage une évaluation préalable assez juste de la limite d'endurance recherchée,
- la limite d'endurance F_D et son écart-type s à $2 \cdot 10^6$ cycles s'expriment à partir du type d'événement (rupture ou non rupture) qui s'est produit le moins fréquemment au cours de la série d'essais, par les expressions :

$$F_D = F_0 + d \left(\frac{\sum i N_i}{\sum N_i} \pm \frac{1}{2} \right), \quad s = 1,62 \cdot d \left(\frac{\sum N_i \cdot \sum i^2 N_i - (\sum i N_i)^2}{(\sum N_i)^2} + 0,029 \right)$$

où : F_0 est le plus faible niveau d'effort testé auquel on a obtenu au moins un événement du type considéré,

d est le pas de l'échelonnement des niveaux d'efforts,

on affecte l'indice $i = 0$ au niveau d'effort F_0 , $i = 1$ au niveau immédiatement supérieur, etc,

N_i est le nombre d'événements du type retenu au niveau d'indice i ,

on utilise $-\frac{1}{2}$ dans le cas où l'événement retenu est la rupture, et $+\frac{1}{2}$ dans

le cas contraire.

Les propriétés de résistance en fatigue des éprouvettes soudées par point sont donc décrites à la fois par l'ensemble des résultats des durées de vie expérimentales, par les modèles des courbes F-N obtenues par lissage de ces points expérimentaux et par l'évaluation de l'effort maximal au seuil de la limite d'endurance à $2 \cdot 10^6$ cycles. L'essai de fatigue est systématiquement arrêté à $2 \cdot 10^6$ cycles lorsque l'éprouvette testée n'est pas rompue à ce stade de l'essai.

3.2. Modes de ruine par fatigue des éprouvettes

Deux modes de ruine des éprouvettes sont observés au cours des essais conduits jusqu'à rupture. Le premier mode se traduit par une fissuration des tôles dans la partie transmettant l'effort de traction au noyau fondu reliant les deux tôles ; le second mode est un cisaillement du noyau fondu dans le plan commun aux deux tôles. La figure 2.20 présente deux éprouvettes rompues suivant les deux modes de ruine distincts : (a) par fissuration complète et rupture d'une des deux tôles, (b) par rupture du noyau fondu du point soudé dans sa section droite minimale.



Figure 2.20 – Rupture (a) par fissuration, (b) par cisaillement d'une éprouvette soudée par point

3.2.1. Mode de ruine par fissuration des tôles

Il s'agit du mode de rupture rencontré le plus communément ; il se traduit par la fissuration complète d'une des deux tôles soudées. La fissure s'amorce dans ce cas du côté interne de la tôle, dans le cône de raccordement du noyau fondu du point soudé sur la tôle, du côté de l'application de l'effort de traction (figure 2.21). La plupart du temps les deux tôles de l'éprouvette sont fissurées de façon assez similaire.

Il est à noter qu'il y a presque systématiquement fissuration conjointe des deux tôles. La propagation de la fissure amorcée se fait à la fois dans le sens de l'épaisseur et dans la direction latérale de la tôle, dans les deux sens. La fissure n'est visible sur la face extérieure de la tôle qu'après avoir débouché sur cette surface et donc après avoir traversé l'épaisseur de la tôle (on parle du percement de la tôle pour matérialiser la fin de cette étape). La figure

2.22 montre le lieu de fissuration observé pour ce type de ruine (a) en présence et (b) en l'absence du raidisseur.

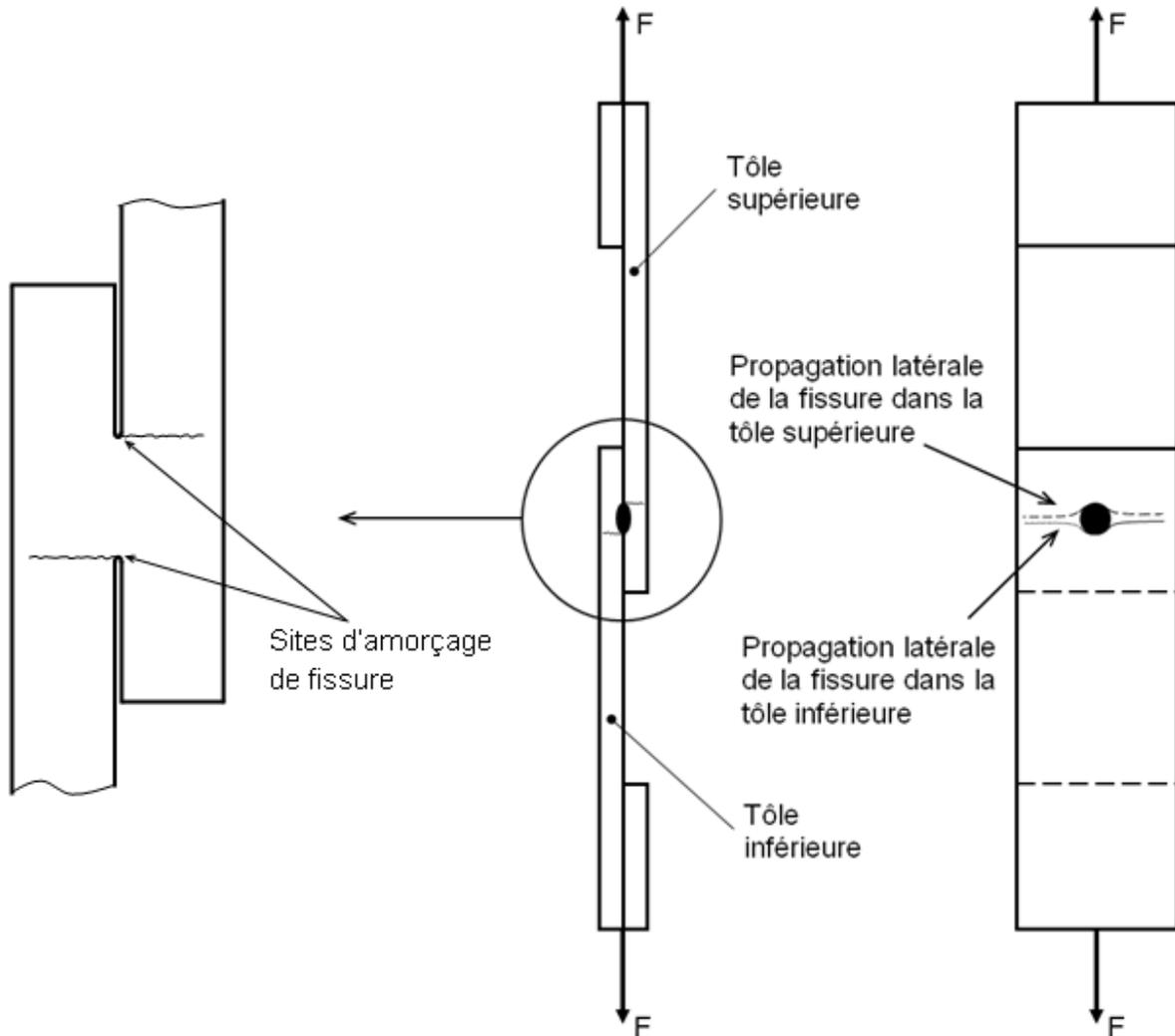


Figure 2.21 – Sites d'amorçage et propagation des fissures dans le cas d'une ruine par fissuration d'une ou des deux tôles

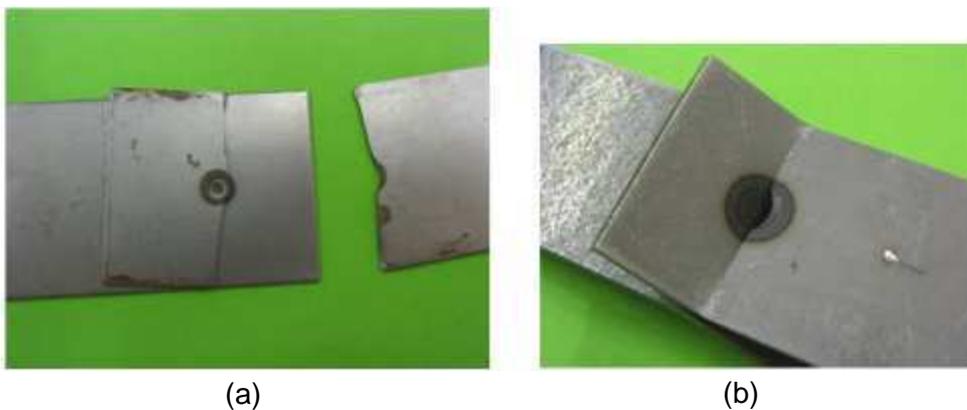


Figure 2.22 – Mode de ruine par fissuration d'une éprouvette soudée par point (a) en présence (b) en l'absence du raidisseur

3.2.2. Mode de ruine par cisaillement du noyau fondu du point soudé

Ce second mode de ruine des éprouvettes est observé en général pour les plus hauts niveaux de chargement de fatigue (il s'agit de la partie des courbes F-N correspondant aux plus faibles durées de vie).

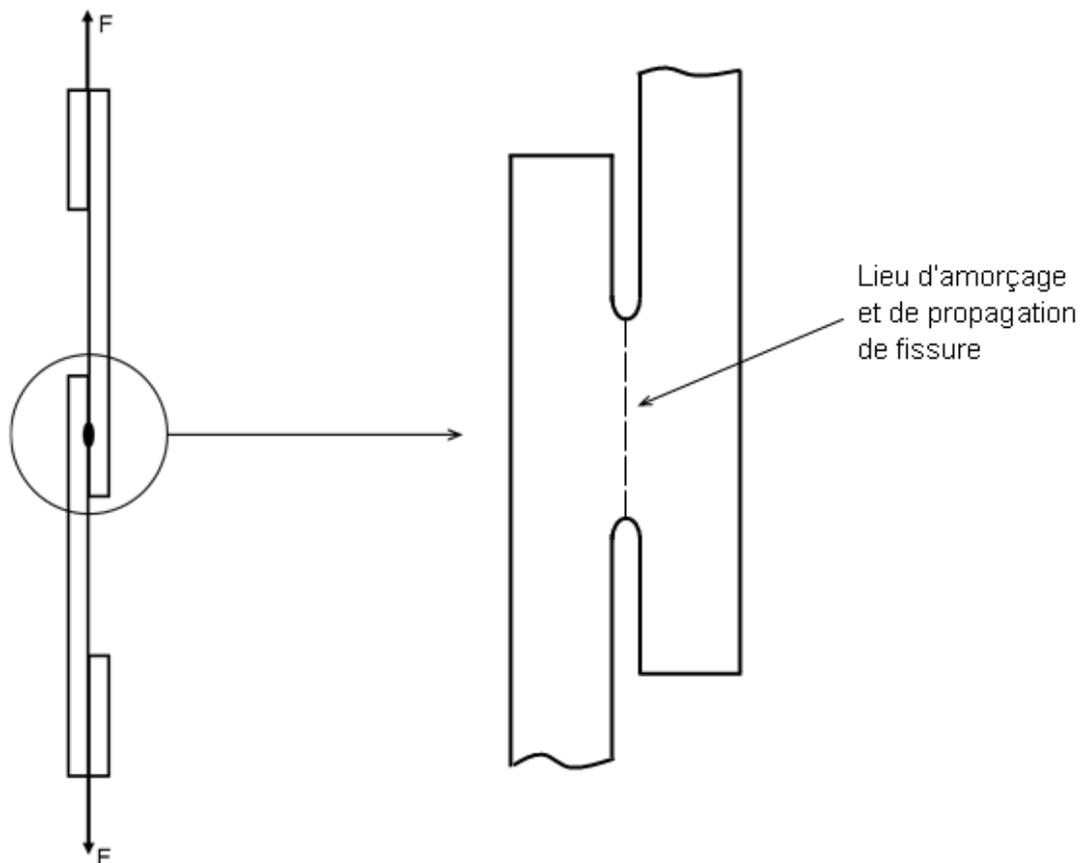


Figure 2.23 – Zone d'amorçage et de propagation de la fissure lors de la rupture par cisaillement du noyau fondu du point soudé

En résumé, les sections rompues sont très clairement différentes selon le mode de rupture observée, comme en atteste la figure 2.24. La section rompue est le disque correspondant à la section minimale du noyau fondu du point soudé (cas a) tandis que dans le second cas il s'agit d'une section transversale de l'éprouvette située approximativement dans le plan médian contenant l'axe de symétrie du point soudé mais contournant le noyau fondu du côté où est appliqué l'effort de traction de la tôle sollicitée (cas b).

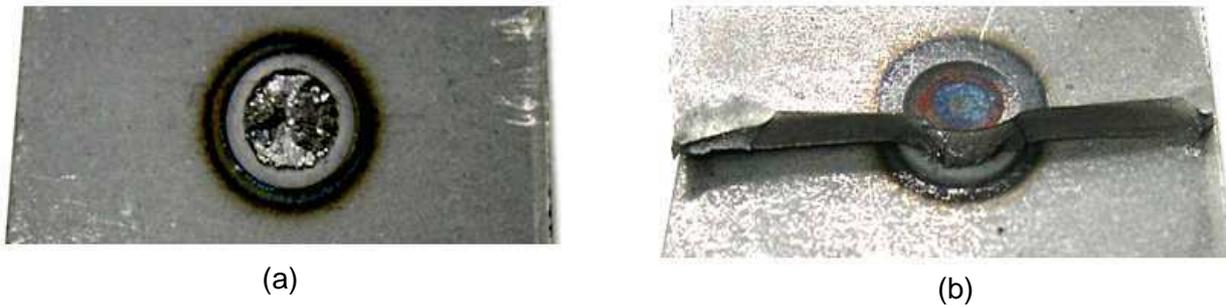


Figure 2.24 – Faciès des sections rompues par fatigue (a) dans le cas d’une rupture par cisaillement du noyau, (b) pour le cas d’une fissuration de la tôle

Le tableau 2.3 et la figure correspondante 2.25 donnent à titre d’exemple les résultats des essais de fatigue pratiqués sur les éprouvettes de l’acier HE360D, d’épaisseur 2,5 mm, sous chargement d’amplitude constante (courbe de référence). Le lissage des points présenté sur la figure 2.24 correspond au modèle de Bastenaire en intégrant les éprouvettes rompues par cisaillement dans un cas, et sans les prendre en considération dans l’autre cas.

N° d'Éprouvette	F _{max} (N)	Durée de vie (cycles)	Remarque
18	3000	2008769	Non rupture
6	3250	2008769	Non rupture
7	3250	1942736	Rupture de la tôle Inférieure
17	3250	2008769	Non rupture
3	3500	1956907	Rupture de la tôle Supérieure
25	3500	1216382	Rupture de la tôle Inférieure
26	3500	2008769	Non rupture
10	4500	678574	Rupture de la tôle Inférieure
11	4500	722539	Rupture de la tôle Supérieure
16	5500	283034	Rupture de la tôle Inférieure
15	5500	284241	Rupture de la tôle Supérieure
21	6500	67958	Point soudé cisailé
22	6500	227926	Rupture de la tôle Supérieure
31	6500	213147	Rupture de la tôle Inférieure
57	7000	168774	Point soudé cisailé
58	7000	112658	Point soudé cisailé
63	7000	175407	Rupture de la tôle Supérieure
68	7000	74330	Point soudé cisailé
55	7500	67570	Point soudé cisailé
56	7500	71981	Point soudé cisailé

Tableau 2.3 – Récapitulatif des résultats des essais de fatigue en traction-cisaillement de l’acier HE360D soudé par point : mode et localisation de la rupture

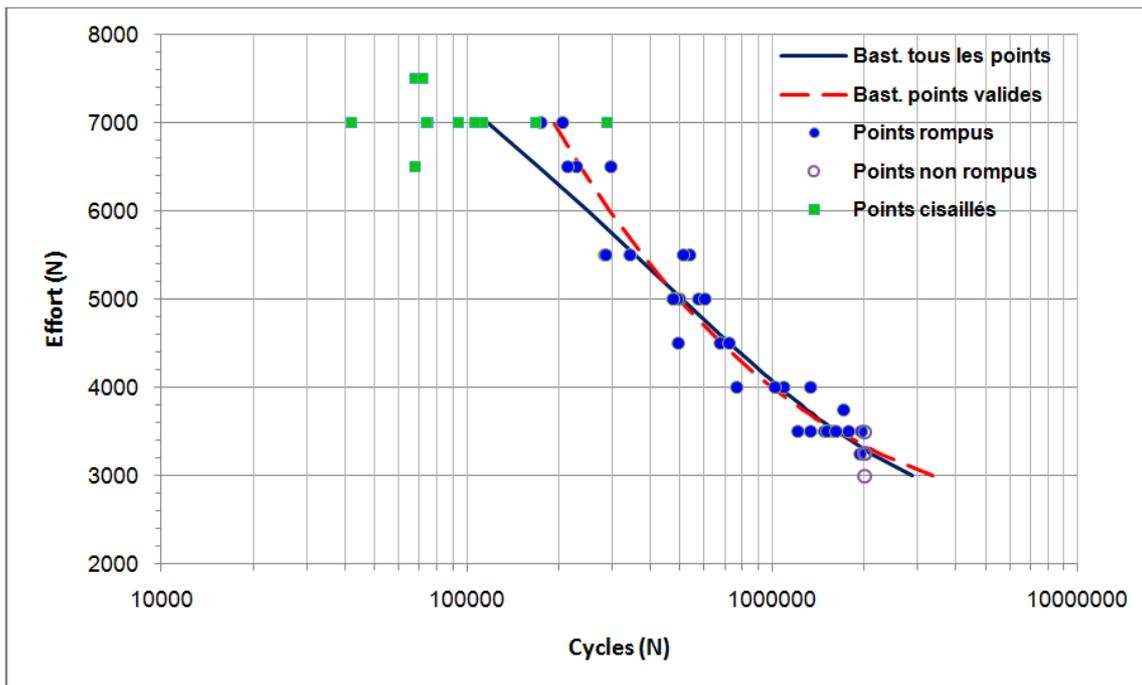


Figure 2.25 – Domaine de prédilection des deux modes de ruine par fatigue des éprouvettes en acier HE360D soudées par point selon le niveau de chargement

Trois remarques peuvent être faites à l'analyse de ces résultats :

- lorsque la rupture par fissuration est le mode de ruine de l'éprouvette, celle-ci se produit sans tendance préférentielle sur la tôle supérieure ou sur la tôle inférieure,
- la rupture par cisaillement du point soudé ne se produit que pour les hauts niveaux de chargement. Ce mode de ruine prend le pas sur la rupture par fissuration dans la compétition vers la rupture mais il n'en demeure pas moins que les tôles sont en règle générale fissurées également. Les deux mécanismes d'endommagement par fatigue sont donc concomitants et témoignent de niveaux d'endommagement par fatigue importants dans chacune des deux zones de matière concernées,
- à haut niveau d'effort, le cisaillement du point soudé conduit à des durées de vie plus faibles que la rupture par fissuration. Le modèle de Bastenaire peut traduire correctement cette tendance et seul le domaine où est rencontré ce type de rupture est modifié en ce cas (figure 2.25).

Les résultats d'essais conduisant à une rupture par cisaillement des éprouvettes soudées par point n'ont pas été pris en compte pour l'établissement des modèles par le logiciel ESOPE. Ce mode de rupture est proscrit dans la réalité au niveau des applications industrielles et d'ailleurs du point de vue expérimental, ce type de ruine a été le critère de limitation de l'exploration des hauts niveaux d'efforts lors de la construction des courbes F-N.

3.3. Résultats expérimentaux

3.3.1. Acier HE360D (épaisseur 2,5 mm) – courbe de référence

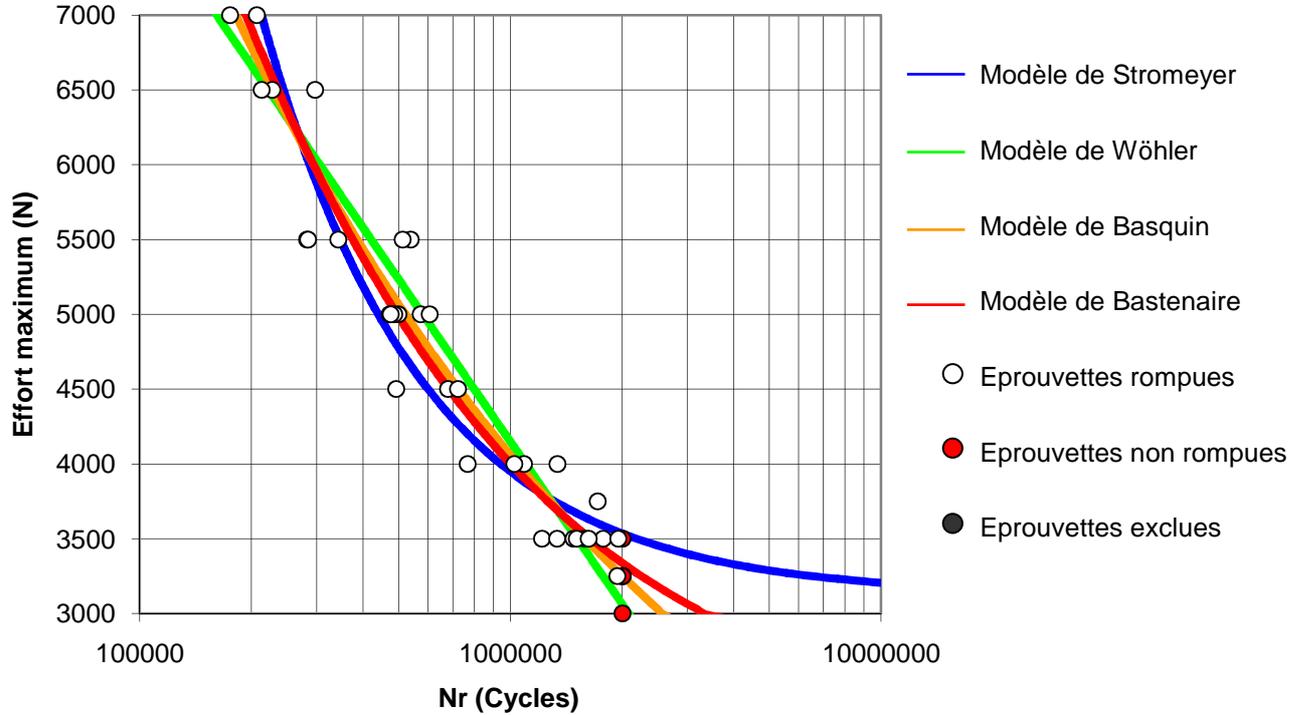


Figure 2.26 – Courbe de référence des éprouvettes soudée par point en acier HE360D

Wöhler	Basquin	Stromeyer	Bastenaire	
$A_1 = -6,4.10^{-4}$	$A_2 = -3,13$	$A_3 = 8,26.10^8$	$A = 39,54.10^8$	$C = 0,55$
$B_1 = 16,47$	$B_2 = 39,83$	$E = 3123$	$B = 2332$	$E = 2298,6$

Tableau 2.4 – Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier HE360D sans surcharge)

L'effort F_D correspondant à la limite de fatigue à 2.10^6 cycles, obtenu par la méthode de l'escalier, est donné par:

$$F_D = 3375 \text{ N} \quad (\text{écart-type : } s = 147 \text{ N})$$

3.3.2. Acier HE360D (épaisseur 2,5 mm) – surcharge de rapport 1,4

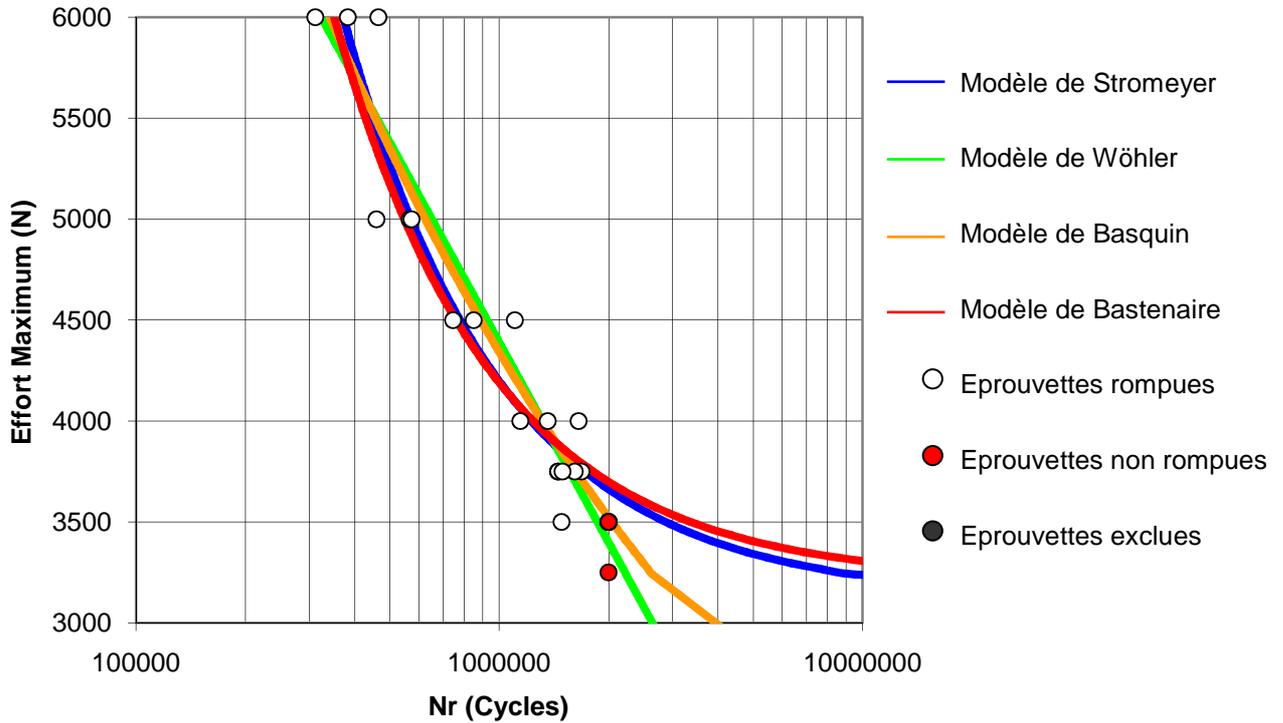


Figure 2.27 – Courbe F-N des éprouvettes en acier HE360D sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 1,4

NB : l'effort donné en ordonnée est la valeur maximale F_{max} des cycles "de base". La valeur maximale du cycle de surcharge correspond à $1,4 F_{max}$.

Wöhler	Basquin	Stromeyer	Bastenaire	
$A_1 = -7.10^{-4}$	$A_2 = -3,32$	$A_3 = 10,69.10^8$	$A = 9,81.10^8$	$C = 8$
$B_1 = 16,89$	$B_2 = 41,62$	$E = 3127,61$	$B = 16386$	$E = 3208,37$

Tableau 2.5 – Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier HE360D avec surcharges de rapport 1,4)

L'effort F_D , valeur maximale des cycles de base et correspondant à la limite de fatigue à 2.10^6 cycles, est obtenu par la méthode de l'escalier. Il est donné par :

$$F_D = 3575 \text{ N} \quad (\text{écart-type : } s = 77 \text{ N})$$

3.3.3. Acier HE360D (épaisseur 2,5 mm) – surcharge de rapport 2,3

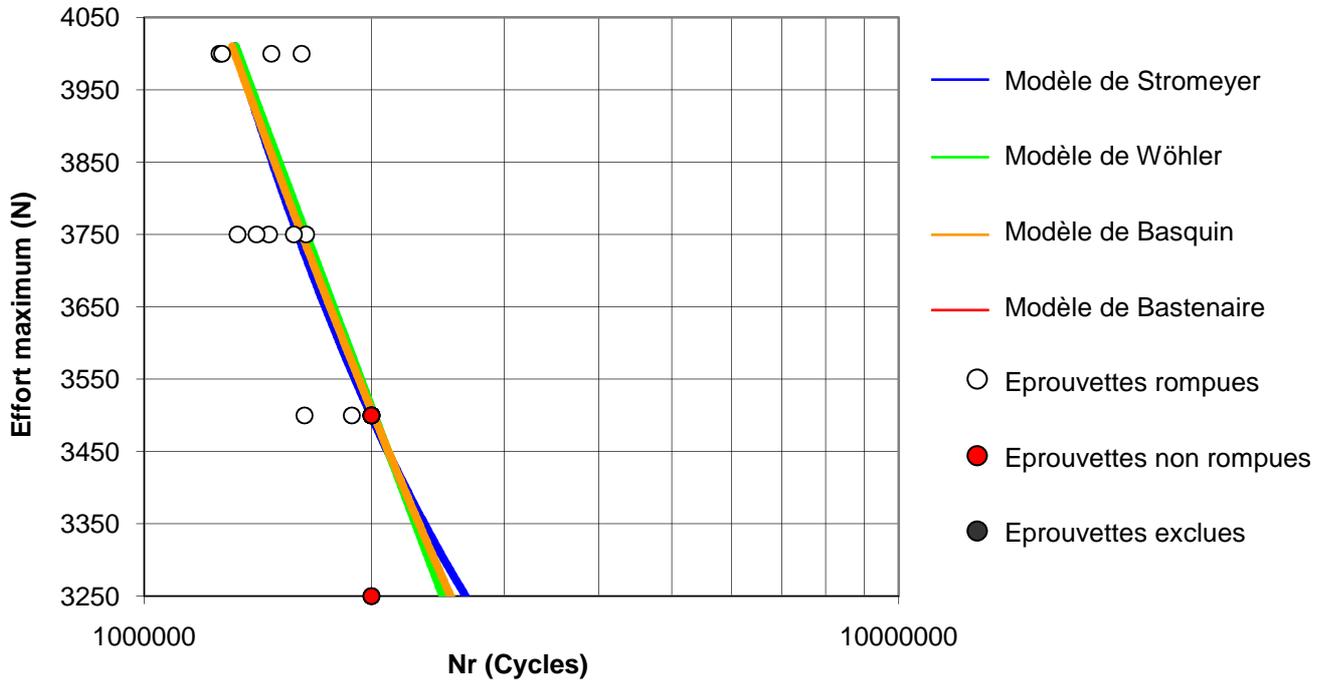


Figure 2.28 – Courbe F-N des éprouvettes en acier HE360D sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 2,3

Comme pour la courbe précédente, les efforts indiqués en ordonnée correspondent aux valeurs maximales des cycles "de base".

Le modèle de Bastenaire ne présente pas un niveau de confiance satisfaisant d'après le logiciel ESOPE ; les paramètres de la courbe affichée ne sont donc pas retenus.

Wöhler	Basquin	Stromeyer	Bastenaire
$A_1 = -8,3 \cdot 10^{-4}$	$A_2 = -3,17$	$A_3 = 19,89 \cdot 10^8$	Modèle non satisfaisant
$B_1 = 17,42$	$B_2 = 40,39$	$E = 2504,26$	

Tableau 2.6 – Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier HE360D avec surcharges de rapport 2,3)

L'effort correspondant à la limite de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles, obtenu par la méthode de l'escalier, est donné par :

$$F_D = 3554 \text{ N} \quad (\text{écart-type : } s = 94 \text{ N})$$

3.3.4. Acier XE360D (épaisseur 1,2 mm) – courbe de référence

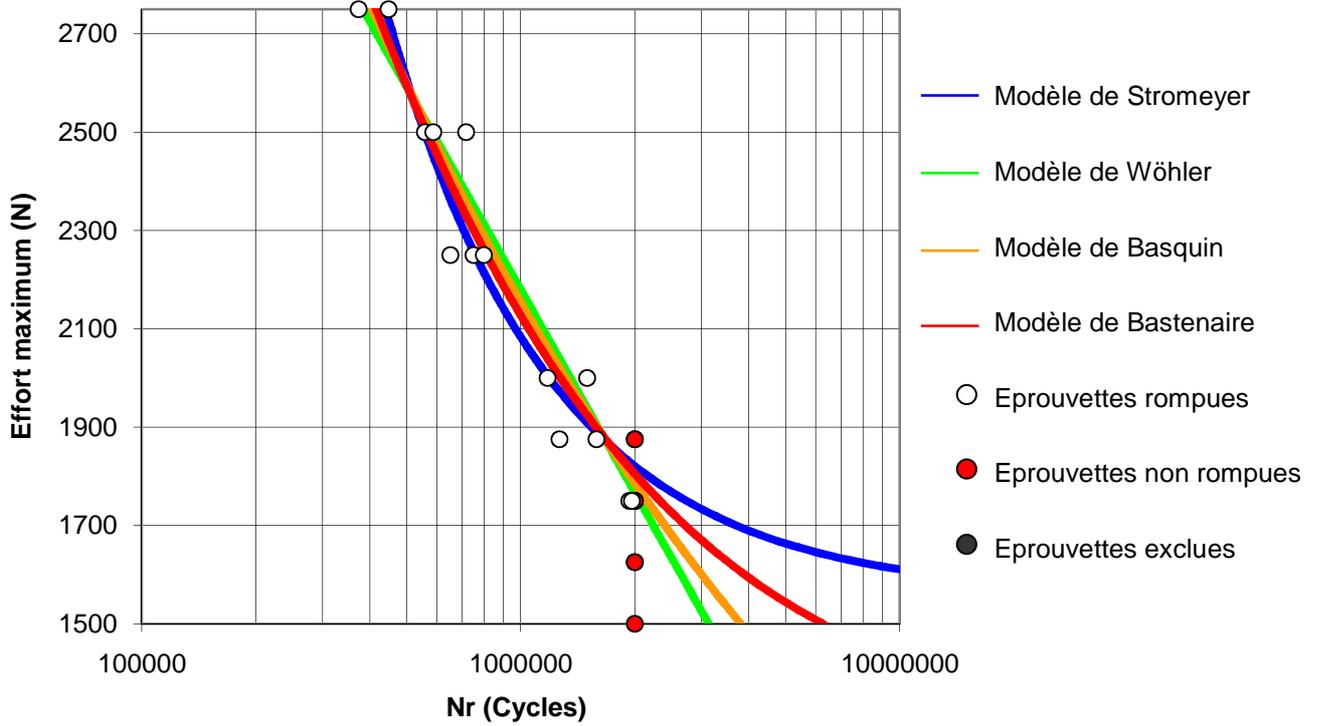


Figure 2.29 – Courbe de référence des éprouvettes soudées par point en acier XE360D

Wöhler	Basquin	Stromeier	Bastenaire	
$A_1 = -17.10^{-4}$	$A_2 = -3,69$	$A_3 = 52,50.10^8$	$A = 21,65.10^8$	$C = 0,54$
$B_1 = 17,4762$	$B_2 = 42,18$	$E = 1558,04$	$B = 948,3$	$E = 1280,9$

Tableau 2.7 – Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier HE360D sans surcharge)

L'effort F_D correspondant à la limite de fatigue à 2.10^6 cycles, obtenu par la méthode de l'escalier, est ici égal à :

$$F_D = 2363 \text{ N}$$

$$(\text{écart-type} : s = 55 \text{ N})$$

3.3.5. Acier XE360D (épaisseur 1,2 mm) – surcharge de rapport 1,4

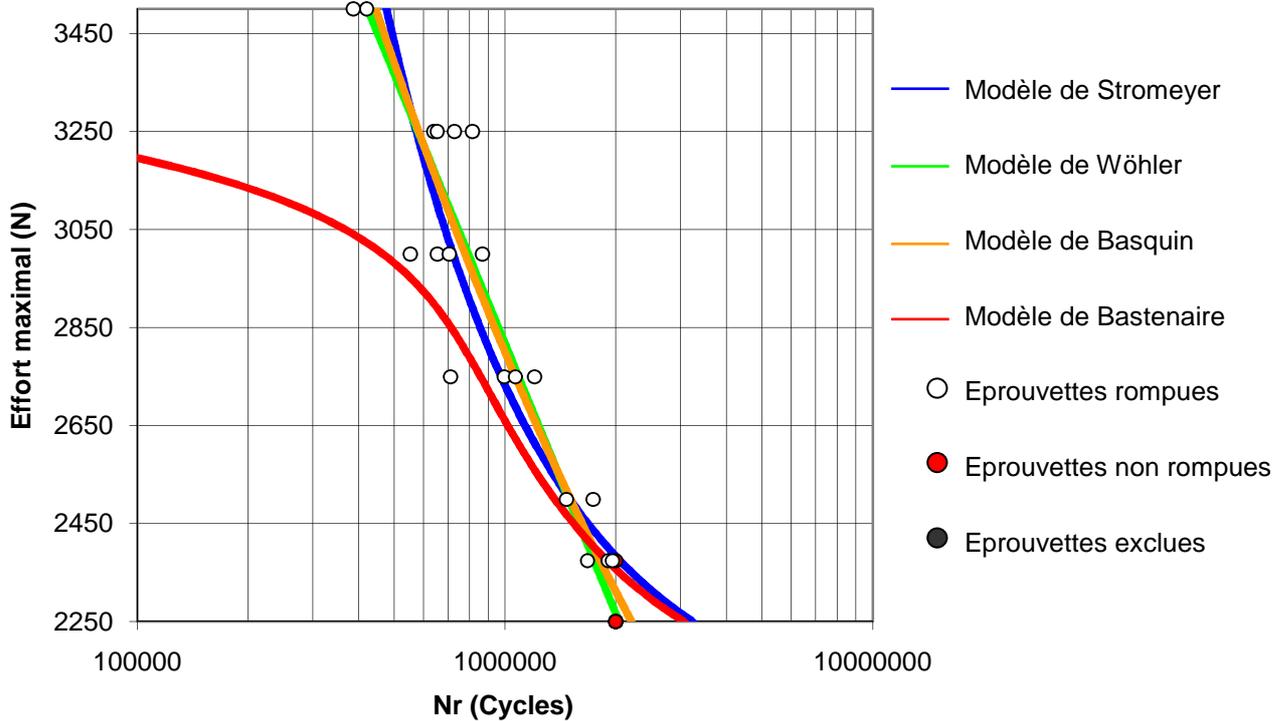


Figure 2.30 – Courbe F-N des éprouvettes en acier XE360D sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 1,4

Le modèle de Bastenaire ne présente pas un niveau de confiance satisfaisant d’après le logiciel ESOPE. Les paramètres de la courbe affichée ne sont donc pas retenus.

Wöhler	Basquin	Stromeier	Bastenaire
$A_1 = -12,6 \cdot 10^{-4}$	$A_2 = -3,62$	$A_3 = 6,97 \cdot 10^8$	Modèle non satisfaisant
$B_1 = 17,36$	$B_2 = 42,56$	$E = 2035,07$	

Tableau 2.8 – Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XE360D avec surcharges de rapport 1,4)

L’effort correspondant à la limite de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles, en termes de valeur maximale des cycles de base, est obtenu par la méthode de l’escalier. Il est donné par :

$$F_D = 2634 \text{ N} \quad (\text{écart-type} : s = 89 \text{ N})$$

3.3.6. Acier XE360D (épaisseur 1,2 mm) – surcharge de rapport 2,3

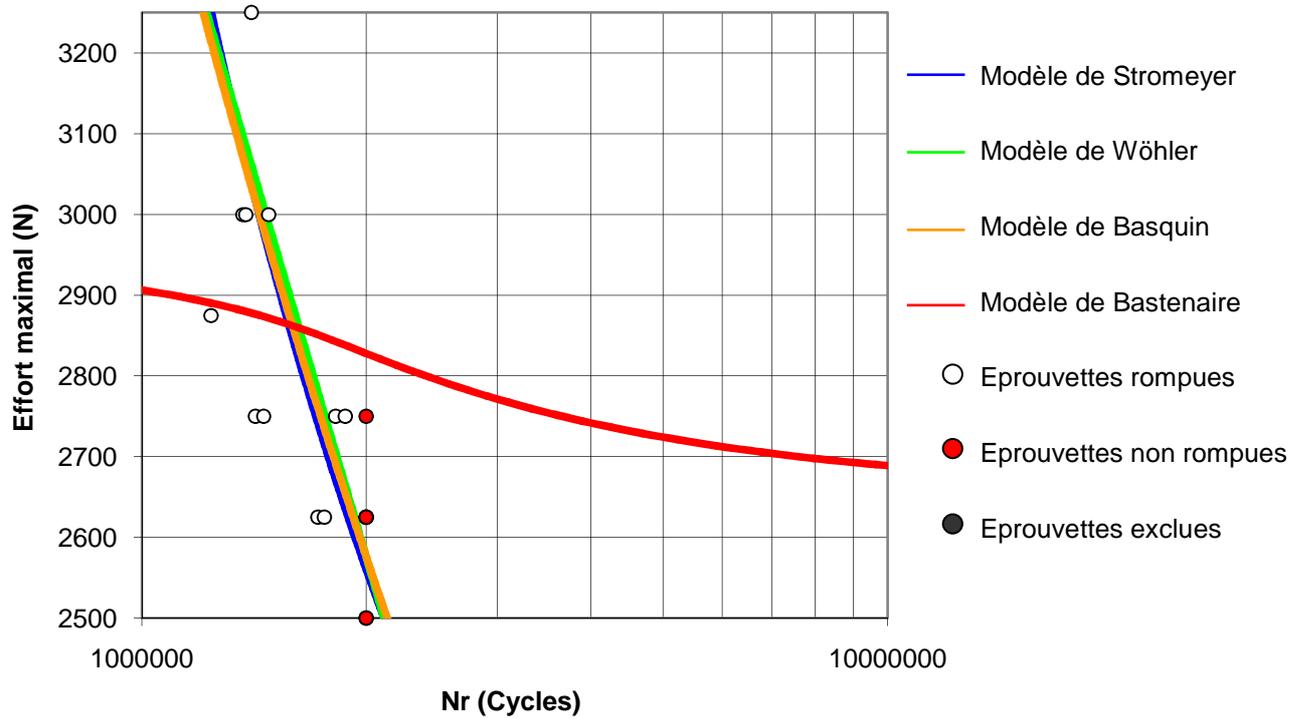


Figure 2.31 – Courbe F-N des éprouvettes en acier XE360D sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 2,3

Le modèle de Bastenaire ne présente pas un niveau de confiance satisfaisant d'après le logiciel ESOPE ; les paramètres de la courbe affichée ne sont donc pas retenus.

Wöhler	Basquin	Stromeyer	Bastenaire
$A_1 = -7,3 \cdot 10^{-4}$	$A_2 = -2,16$	$A_3 = 22,48 \cdot 10^8$	Modèle non satisfaisant
$B_1 = 16,39$	$B_2 = 31,51$	$E = 1435,91$	

Tableau 2.9 – Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XE360D avec surcharges de rapport 2,3)

L'effort F_D correspondant à la limite de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles, en termes de valeur maximale des cycles de base, est obtenu par la méthode de l'escalier. Il est égal à :

$$F_D = 2625 \text{ N} \quad (\text{écart-type : } s = 56 \text{ N})$$

3.3.7. Acier XES (épaisseur 1,2 mm) – courbe de référence

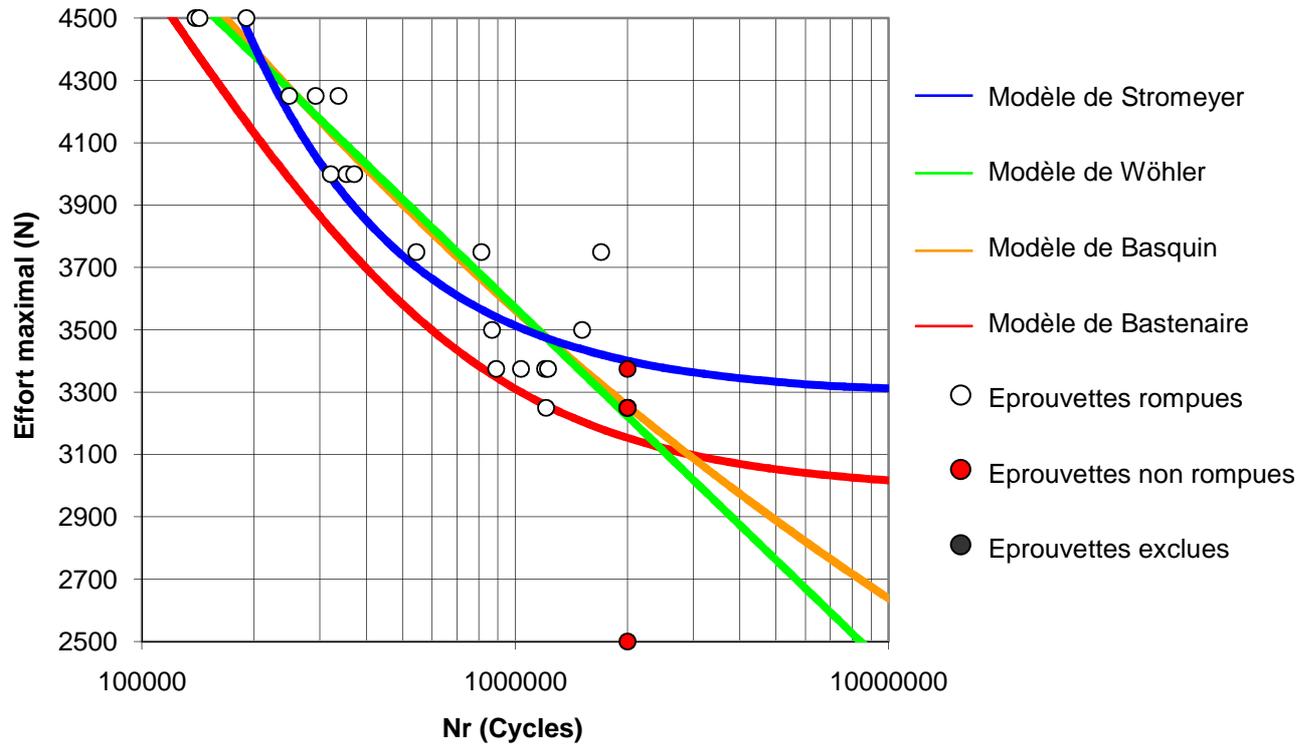


Figure 2.32 – Courbe de référence des éprovettes soudées par point en acier XES

Wöhler	Basquin	Stromeyer	Bastenaire	
$A_1 = -2.10^{-3}$	$A_2 = -7,66$	$A_3 = 2,25.10^8$	$A = 3,46.10^8$	$C = 1,58$
$B_1 = 20,92$	$B_2 = 76,46$	$E = 3288,7$	$B = 2017$	$E = 2983,58$

Tableau 2.10 – Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XES sans surcharge)

L'effort F_D correspondant à la limite de fatigue à 2.10^6 cycles et obtenu par la méthode de l'escalier est donné par :

$$F_D = 3337 \text{ N} \quad (\text{écart-type : } s = 38 \text{ N})$$

3.3.8. Acier XES (épaisseur 1,2 mm) – surcharge de rapport 1,4

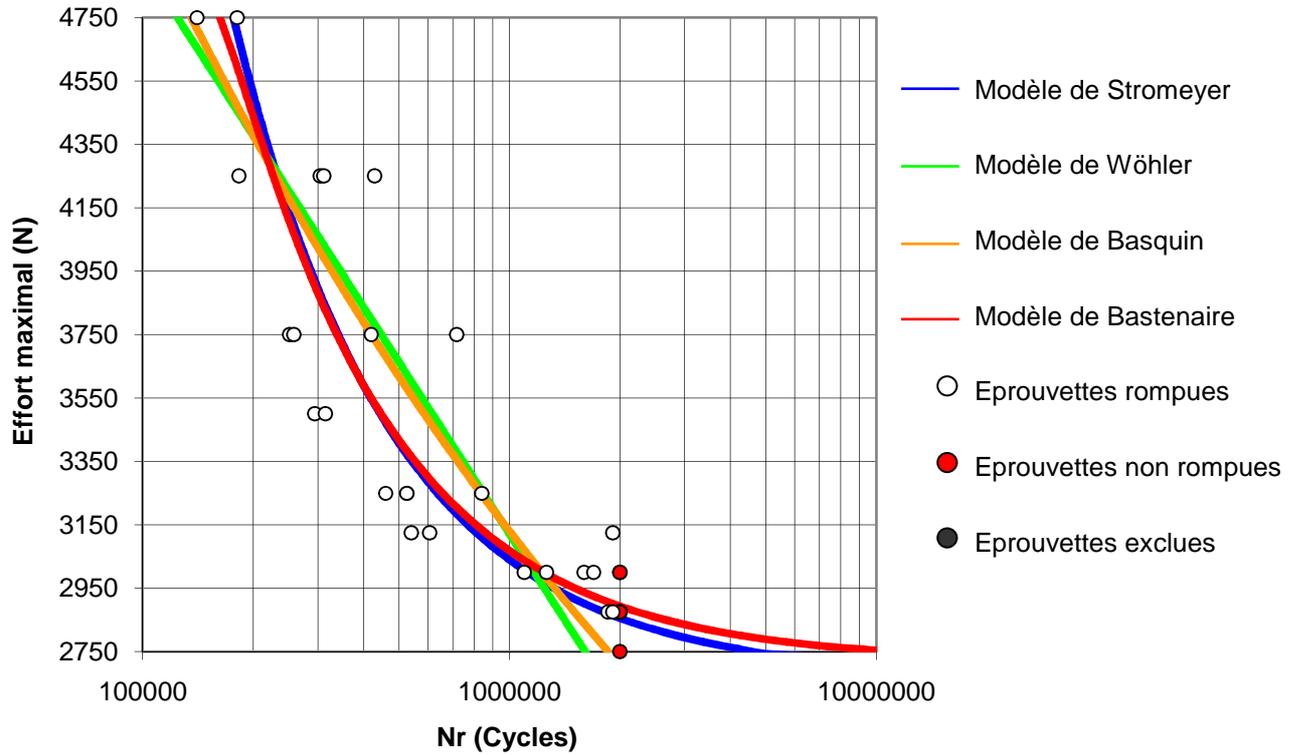


Figure 2.33 – Courbe F-N des éprouvettes en acier XES sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 1,4

Wöhler	Basquin	Stromeyer	Bastenaire	
$A_1 = -12,8 \cdot 10^{-4}$	$A_2 = -4,79$	$A_3 = 3,68 \cdot 10^8$	$A = 3,49 \cdot 10^8$	$C = 9$
$B_1 = 17,81$	$B_2 = 52,37$	$E = 2671,72$	$B = 2789$	$E = 2719,18$

Tableau 2.11 – Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XES, surcharges de rapport 1,4)

L'effort F_D correspondant à la limite de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles (valeur maximale des cycles "de base"), obtenu par la méthode de l'escalier, est donné par :

$$F_D = 2958 \text{ N} \quad (\text{écart-type : } s = 101 \text{ N})$$

3.3.9. Acier XES (épaisseur 1,2 mm) – surcharge de rapport 2,3

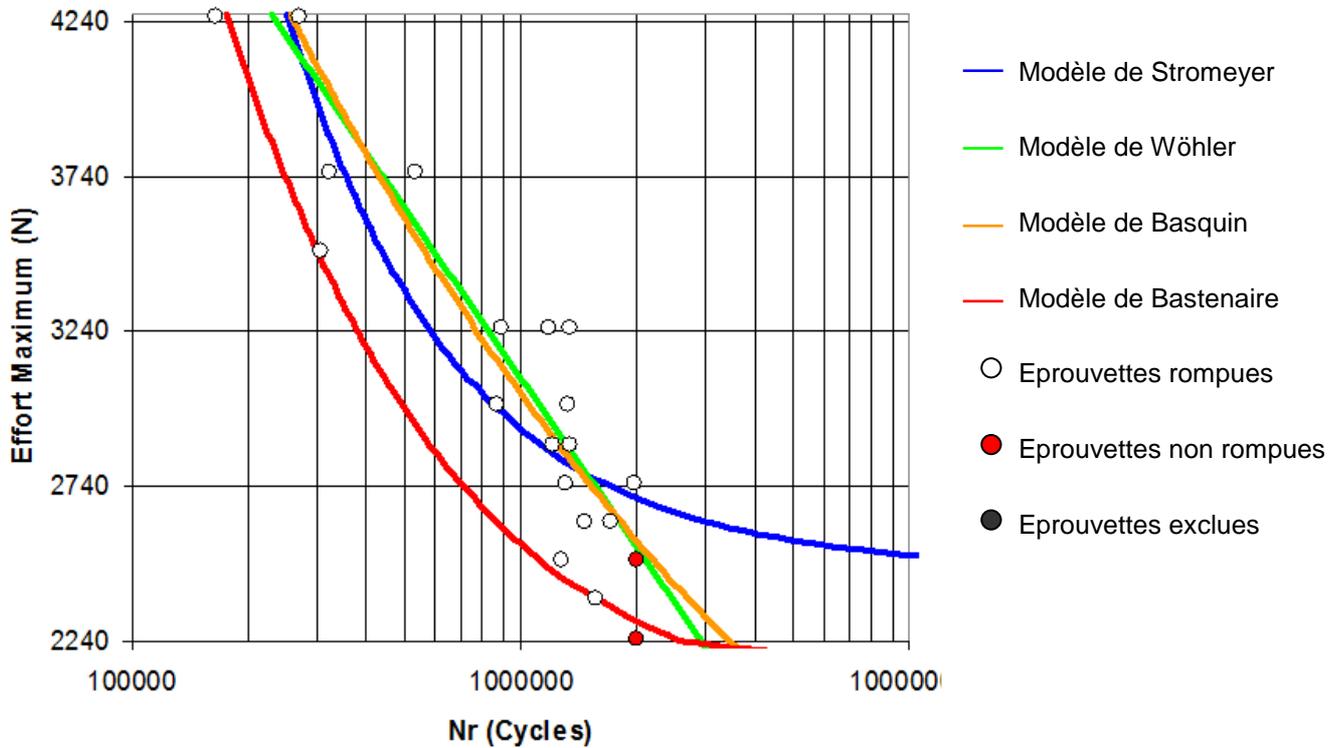


Figure 2.34 – Courbe F-N des éprouvettes en acier XES sous chargement de fatigue les avec surcharges périodiques de rapport 2,3

Wöhler	Basquin	Stromeier	Bastenaire	
$A_1 = -12,6 \cdot 10^{-4}$	$A_2 = -4,04$	$A_3 = 4,48 \cdot 10^8$	$A = 6,88 \cdot 10^8$	$C = 0,6$
$B_1 = 17,70$	$B_2 = 46,23$	$E = 2473,77$	$B = 5950$	$E = 2010,36$

Tableau 2.12 – Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XES, surcharges de rapport 2,3)

L'effort F_D correspondant à la limite de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles (valeur maximale des cycles "de base"), est obtenu par la méthode de l'escalier ; il est donné par :

$$F_D = 2500 \text{ N} \quad (\text{écart-type} : s = 158 \text{ N})$$

4. ANALYSE DES RESULTATS

L'objectif de l'étude expérimentale étant de mesurer l'influence de surcharges incidentelles sur le comportement en fatigue des points soudés, l'analyse est basée sur la comparaison des courbes F-N et des limites de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles en l'absence et en présence des surcharges incidentelles. Cette comparaison est faite pour chacun des trois matériaux étudiés, c'est-à-dire les aciers HE360D, XE360D et XES.

4.1. Comparaison des courbes effort – durée de vie

Le modèle retenu pour les courbes F-N (effort – durée de vie) avec et sans surcharges est celui de Basquin. Pour mettre en évidence l'influence des surcharges incidentelles sur la durée de vie des points soudés, on procède à la comparaison des courbes en superposant la courbe dite de référence (sans surcharge) et celles obtenues pour chacun des deux types de surcharge.

4.1.1. Cas de la nuance d'acier HE360D

La figure 2.35 présente les trois courbes de Basquin obtenues pour ce matériau, celle de référence (c'est-à-dire sans surcharge) et les deux courbes avec les surcharges incidentelles de rapports 1,4 et 2,3 respectivement.

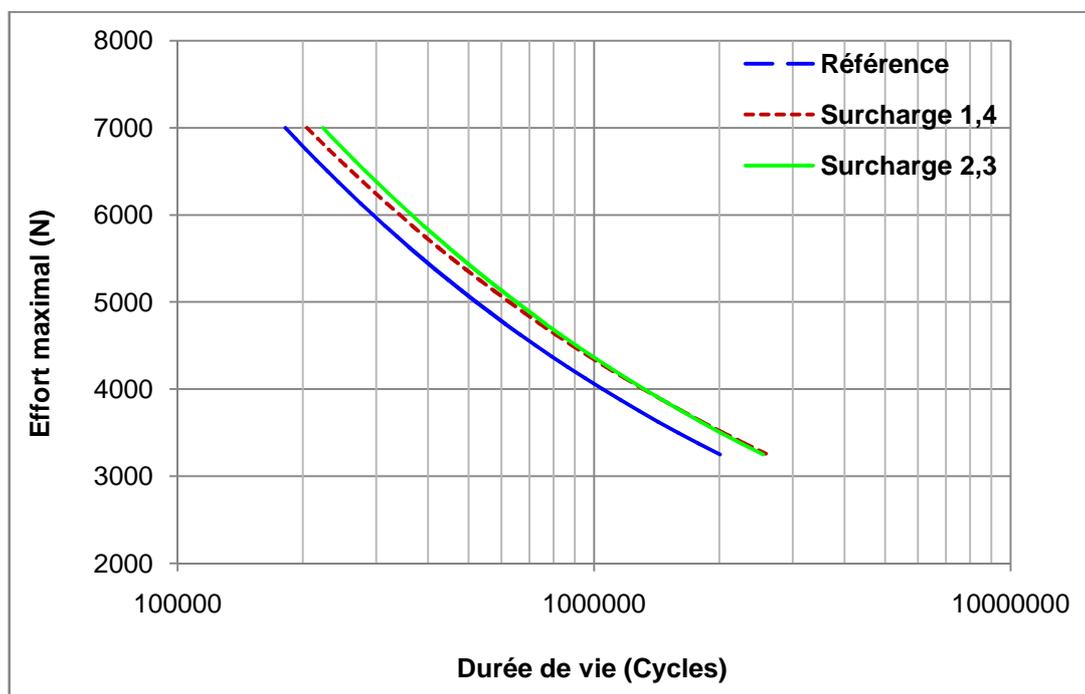


Figure 2.35 – Courbes F-N de Basquin avec et sans surcharges obtenues pour l'acier HE360D

L'effet de surcharge est sensiblement bénéfique à la tenue en fatigue des points soudés pour ce matériau. Pour un niveau d'effort maximal situé entre 3500 N et 6000 N, le gain

relatif de durée de vie est de l'ordre de 20%. Les deux rapports de surcharge ont sensiblement le même impact sur la résistance à la fatigue des points soudés pour des durées de vie situées à l'origine (c'est-à-dire sans surcharge) entre 5.10^5 et 2.10^6 cycles. Pour les niveaux de chargement les plus importants (et des durées de vie initiales inférieures à 5.10^5 cycles), les surcharges de rapport 2,3 sont même plus performantes en termes de gain de durée de vie que les surcharges de rapport 1,4.

En résumé, les surcharges incidentelles apparaissant à la fréquence d'une surcharge tous les 99 cycles "de base" sont bénéfiques à la résistance en fatigue des points soudés pour le matériau HE360D.

4.1.2. Cas de la nuance d'acier XE360D

La figure 2.36 présente les trois courbes F-N obtenues pour ce matériau sans et avec les deux types de surcharges envisagées pour cette étude. Comme précédemment, les courbes tracées sont celles correspondant au modèle de Basquin et ont été obtenues avec le logiciel ESOPE à partir de l'ensemble des résultats d'essais (exception faite des éprouvettes rompues par cisaillement du point soudé).

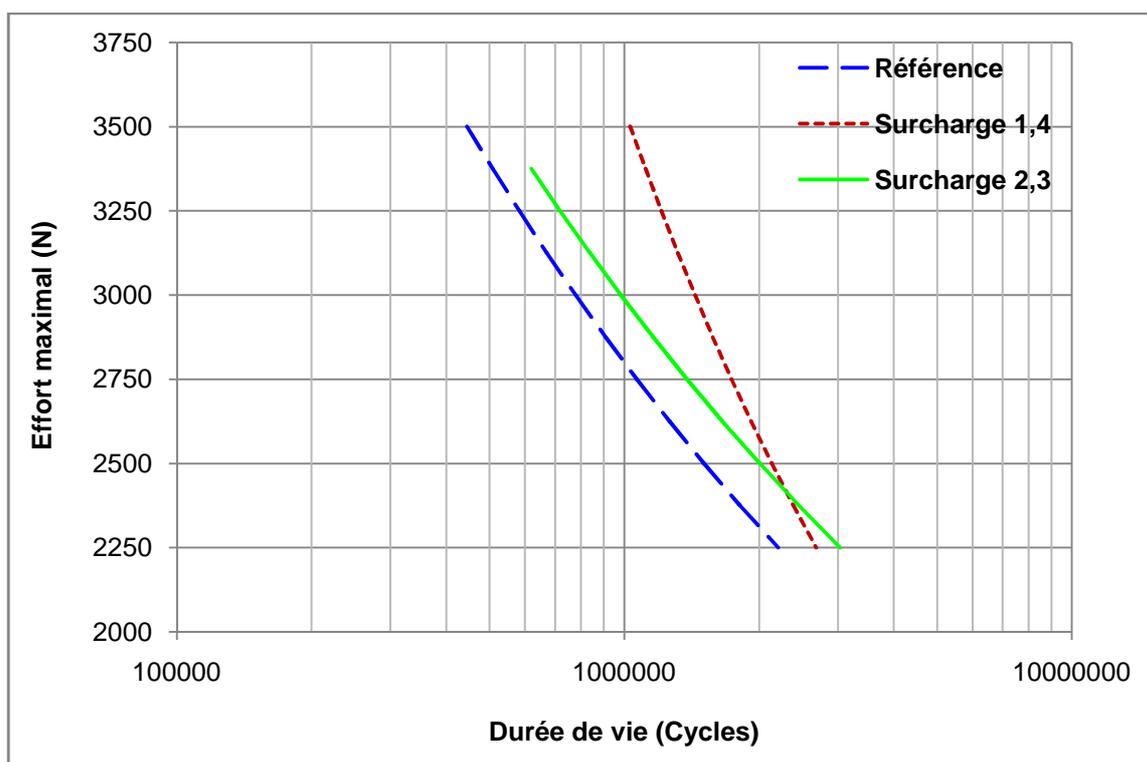


Figure 2.36 – Courbes F-N de Basquin avec et sans surcharges obtenues pour l'acier XE360D

Comme pour la nuance d'acier précédente, l'acier XE360D présente une amélioration de la résistance à la fatigue très nette pour les deux rapports de surcharge testés. Pour des durées de vie initiales allant jusqu'à 2.10^6 cycles (obtenues en l'absence de surcharge, c'est-à-dire pour un chargement d'amplitude constante), l'insertion de surcharges périodiques de rapport 1,4 ou 2,3 augmente la durée de vie du point soudé. Pour le rapport de surcharge

égal à 2,3, l'accroissement relatif de la durée de vie est de l'ordre de 20% pour tout niveau d'effort maximal tandis qu'il est nettement plus important et variable dans le cas du rapport de surcharge de 1,4. Cette augmentation va en effet de 20% pour la durée de vie initiale de 2.10^6 cycles, à plus de 100% pour une durée de vie initiale de 5.10^5 cycles.

C'est pour ce matériau que l'accroissement de résistance en fatigue, lié à l'occurrence des surcharges incidentelles, est le plus marqué.

4.1.3. Cas de la nuance d'acier XES

La figure 2.37 présente la superposition des trois courbes F-N obtenues pour l'acier XES sans surcharge et avec les surcharges périodiques de rapport 1,4 et 2,3. Les courbes tracées correspondent au modèle de Basquin ; elles ont été obtenues à l'aide du logiciel ESOPE en traitant l'ensemble des essais réalisés sauf ceux pour lesquels le mode de ruine a été le cisaillement du noyau fondu du point soudé.

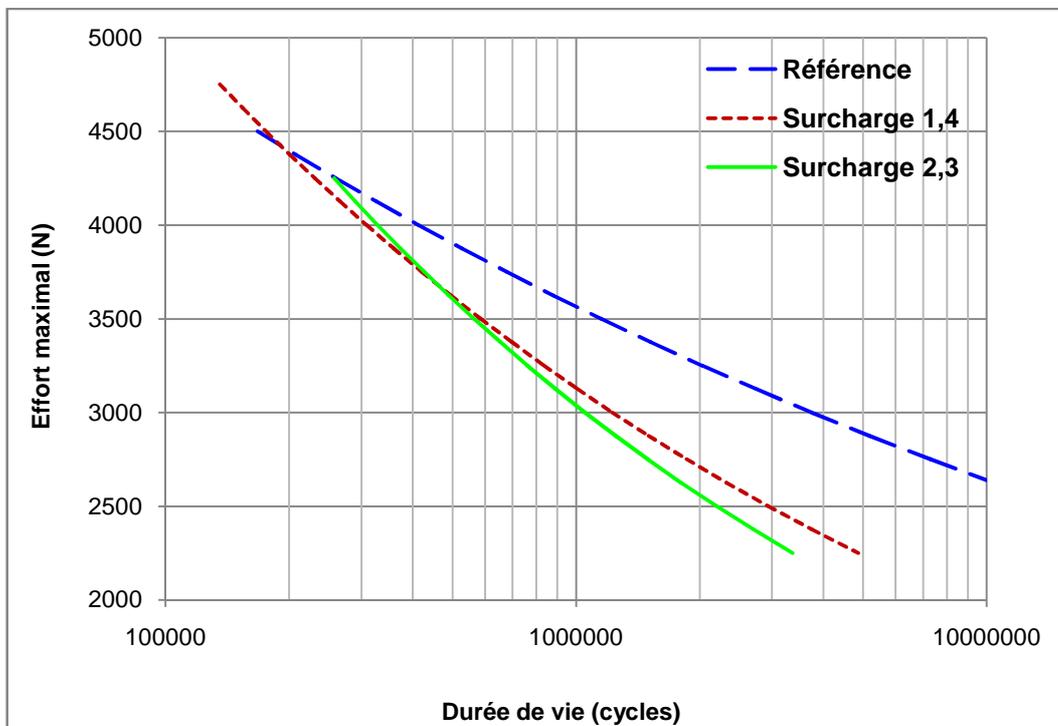


Figure 2.37 – Courbes F-N de Basquin avec et sans surcharges obtenues pour l'acier XES

Pour ce matériau, le comportement en fatigue en présence de surcharge est à l'inverse de ce qui a été observé pour les nuances d'acier HE360D et XE360D : l'insertion de surcharges incidentelles dans le chargement de traction-cisaillement à amplitude constante réduit considérablement la durée de vie des éprouvettes soudées par point. Cette réduction de durée de vie est d'autant plus forte que le niveau d'effort maximal du cycle de base est faible. Elle est un peu plus marquée pour le rapport de surcharge égal à 2,3 que pour celui égal à 1,4. Elle est donc particulièrement forte pour le niveau d'effort correspondant à la limite de fatigue à 2.10^6 cycles (sans surcharge), puisque cette durée de vie en présence de

surcharges passe à 800 000 cycles environ (le rapport de réduction de la durée de vie est ainsi égal à 2,5 pour ce niveau d'effort).

4.2. Comparaison des limites de fatigue à 2.10^6 cycles

Rappelons ici que la limite de fatigue à 2.10^6 cycles est le niveau d'effort maximal des cycles appliqués en amplitude constante (ou celui des cycles dits "de base" en présence de surcharges périodiques) qui donne lieu à cette durée de vie de 2.10^6 cycles, prise en quelque sorte comme seuil de l'endurance illimitée dans le milieu automobile.

Le tableau 2.13 récapitule les limites de fatigue à 2.10^6 cycles pour chaque nuance d'acier et chaque type de chargement. Pour les cas de sollicitations avec surcharges figure entre parenthèses et en pourcentage la variation relative de la limite de fatigue vis-à-vis de celle obtenue pour le chargement de référence. Les niveaux d'efforts correspondant à la limite de fatigue à 2.10^6 cycles ont été calculés soit à l'aide de la méthode de l'escalier (valeurs données lors de la présentation des résultats sous les figures 2.26 à 2.34), soit à partir de l'expression de la courbe de Basquin modélisée par le logiciel ESOPE (§ 3.1).

		Méthode de l'escalier	ESOPE (Modèle de Basquin)
HE360D	Réf.	3375	3261
	R = 1,4	3575 (5,9%)	3520 (7,9%)
	R = 2,3	3554 (5,3%)	3514 (7,7%)
XE360D	Réf.	2363	2312
	R = 1,4	2634 (11,5%)	2576 (11,4%)
	R = 2,3	2625 (11,1%)	2620 (13,3%)
XES	Réf.	3338	3254
	R = 1,4	2958 (-11,4%)	2709 (-16,7%)
	R = 2,3	2500 (-25,1%)	2570 (-21,0%)

Tableau 2.13 – Evaluation de la limite de fatigue (en N) à 2.10^6 cycles en termes d'effort maximal du cycle

Les deux méthodes d'estimation des limites de fatigue à 2.10^6 cycles donnent des valeurs relativement proches. Les conclusions quant à l'influence des surcharges incidentelles sur la tenue en fatigue des points soudés sont donc assez analogues, que l'on se base sur les résultats donnés par la méthode de l'escalier ou tirés du modèle de Basquin donné par le logiciel ESOPE. Au demeurant, elles sont cohérentes avec l'analyse faite précédemment au niveau des courbes F-N, le seuil de l'endurance illimitée étant en fait un point particulier de la courbe F-N. La figure 2.38 donne une représentation graphique sous forme d'histogramme de l'évolution de la limite de fatigue à 2.10^6 cycles pour chaque matériau et chaque type de chargement, en se basant sur les valeurs données par la méthode de l'escalier.

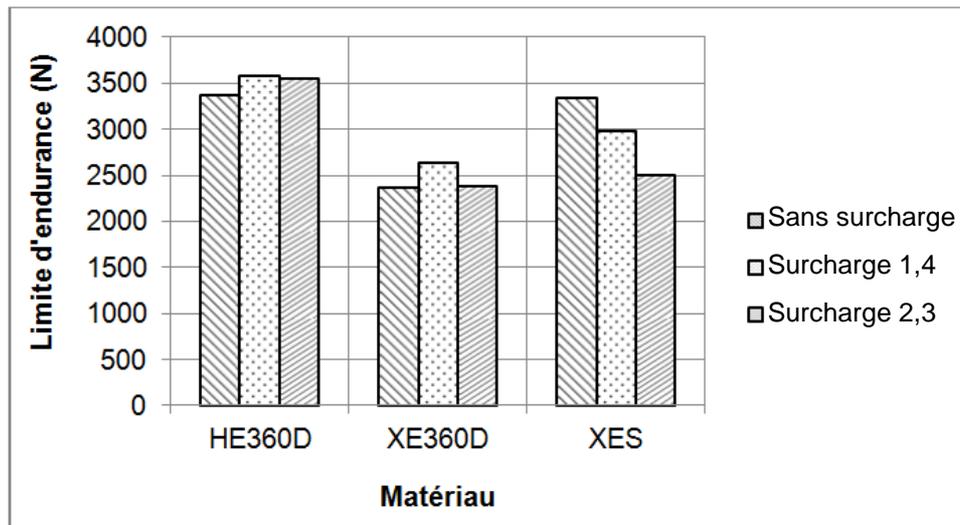


Figure 2.38 – Influence des surcharges incidentelles sur la limite de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles des éprouvettes soudées par point

La limite de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles est améliorée de près de 5% en termes d'effort pour le matériau HE360D. Elle l'est plus sensiblement encore, (plus de 10%) pour la nuance d'acier XE360D. Au contraire pour le matériau XES les surcharges incidentelles font chuter fortement la limite de fatigue à $2 \cdot 10^6$ cycles (de plus de 10% pour le rapport de surcharge de 1,4 et de près de 25% pour le rapport 2,3). Du fait des pentes de la courbe F-N au seuil de l'endurance on peut noter que les variations relatives de durée de vie (à la hausse ou à la baisse) sont plus importantes et donc expressives du point de vue de l'effet relatif en fatigue que les variations relatives correspondantes exprimées en effort.

CONCLUSION DU CHAPITRE

Trois courbes effort – durée de vie ont été établies pour chacune des trois nuances d'acier étudiées à partir des résultats expérimentaux des essais de traction-cisaillement en fatigue sur les éprouvettes soudées par point munies d'un raidisseur. La première de ces trois courbes F-N correspond à des sollicitations d'amplitude constante (courbe dite de référence), les deux autres courbes sont les résultats d'essais à amplitude variable comprenant un cycle de surcharge incidentelle, de rapports 1,4 et 2,3 respectivement, tous les 99 cycles "de base". Ces deux derniers chargements correspondent en fait à l'insertion périodique d'un cycle de surcharge bien défini au sein d'une sollicitation d'amplitude constante. Par ce biais, l'influence de ces surcharges est quantifiable aisément du point de vue de la résistance à la fatigue du point soudé. Pour l'ensemble de la campagne expérimentale, tous les cycles d'efforts appliqués (cycles de base et cycles de surcharges) ont un rapport de charge égal à 0,1.

La superposition des trois courbes F-N obtenues pour chaque nuance d'acier révèle très clairement les influences des surcharges sur le comportement en fatigue des points soudés.

Pour les deux nuances d'acier HE360D et XE360D, l'apparition des surcharges incidentelles est bénéfique à la tenue en fatigue du point soudé puisqu'elle augmente sa durée de vie pour des cycles de base identiques. Pour le troisième matériau testé (nuance d'acier XES), l'effet est très nettement l'inverse puisque là au contraire les cycles de surcharge conduisent à une réduction très importante de la durée de vie par rapport à ce qu'elle est lorsque seuls les cycles de base sont appliqués aux éprouvettes.

La mise en œuvre de la campagne expérimentale a par ailleurs nécessité un certain nombre de précautions et a fait l'objet de plusieurs études particulières préalables :

- un dispositif d'alignement a été mis en place et un protocole de réglage établi pour éviter toute sollicitation parasite générée par des défauts de coaxialité et d'orientation angulaire des deux paires de mors hydrauliques.
- le réglage du PID du système d'asservissement et de pilotage a été optimisé pour réaliser une sollicitation effective la plus fidèle possible à la valeur de consigne.
- un raidisseur a été créé pour maintenir les conditions aux limites de l'éprouvette en cours d'essai conformes à une sollicitation de traction-cisaillement pure. L'étude a montré une grande sensibilité des résultats de durée de vie à ces conditions aux limites.
- un suivi de l'endommagement qualitatif peut être mis en place dès le début de l'essai. Il s'agit d'une technique basée sur la mesure d'une différence de potentiel électrique, laquelle est sensible aux variations de résistivité de la matière au voisinage du point soudé, notamment du fait de la présence de fissures.

Ces études et observations ont permis à la fois de mieux maîtriser le comportement et les particularités de la machine de fatigue et également d'appréhender plus finement les différents mécanismes et étapes d'endommagement des points soudés.

– CHAPITRE 3 –

SIMULATION NUMERIQUE DES EPROUVETTES SOUDEES PAR POINT

Le procédé de soudage conduit à un échauffement du métal très hétérogène, certains volumes de matière connaissant des niveaux de température provoquant leur fusion. Le refroidissement qui suit est tout aussi hétérogène du point de vue des vitesses d'évolution des températures. La solidification de la zone fondue et le retour complet de la zone chauffée à la température ambiante provoquent des modifications locales de la microstructure du métal et des contraintes et déformations résiduelles. Celles-ci sont générées à la fois par le caractère hétérogène des variations de température, par les transformations cristallines (changements de phases) liées au traitement thermique induit par le soudage et aux efforts liés à la pression latérale imposée par les électrodes à travers lesquelles circule le courant nécessaire au soudage.

L'hétérogénéité des champs de température développés au cours du soudage explique les gradients des microstructures et des contraintes résiduelles rencontrés dans le point soudé et les deux tôles assemblées au voisinage de ce point. Ces éléments vont jouer un rôle très important quant à la tenue mécanique de l'assemblage, notamment du point de vue de la fatigue. La prévision du comportement en fatigue du point soudé se heurte à la connaissance de l'évolution des capacités de résistance locale en fatigue de la matière, laquelle connaît une grande diversité de ces propriétés, liée au cycle thermique local au cours du soudage.

La simulation numérique développée dans ce chapitre vise au calcul des niveaux de contraintes rencontrés localement pour justifier les sites d'amorçage de fissures par fatigue sous chargement de traction-cisaillement des éprouvettes soudées par point. Les seuls niveaux de contraintes ne justifient pas à eux seuls le comportement en fatigue d'un matériau lorsque celui-ci ne présente pas des propriétés de résistance à la fatigue homogènes dans le volume étudié. Il n'en demeure pas moins que la répartition et les niveaux de contraintes rencontrés sont un apport précieux à la compréhension de l'endommagement par fatigue rencontré localement. Au passage, la sensibilité des niveaux de contraintes et de leur répartition spatiale au sein du point soudé et de son voisinage immédiat sera étudiée vis-à-vis de plusieurs paramètres géométriques, variables au sein d'un lot d'éprouvettes. Le modèle numérique mis en œuvre a donc pour objectifs dans une certaine mesure d'identifier les zones critiques du point soudé et de quantifier l'influence de certains aléas géométriques.

1. MODELE NUMERIQUE DE L'ÉPROUVETTE SOUDEE PAR POINT

Introduction

La géométrie particulière d'un point soudé assemblant deux tôles génère de fortes concentrations de contraintes au voisinage et à l'intérieur même du point soudé. Ces contraintes provoquent l'amorçage et la propagation de fissures sous un chargement cyclique jusqu'à la rupture d'une des tôles ou du noyau fondu. La fissuration des tôles et le cisaillement du point sont les deux modes d'endommagement par fatigue des assemblages réalisés par points soudés. Pour bien appréhender l'endommagement par fatigue des éprouvettes soudées par point, la simulation du procédé de soudage et le calcul des contraintes dans la structure apportent un appui très précieux à l'analyse des différents modes de ruine des éprouvettes soumises à des chargements de traction-cisaillement variables dans le temps.

L'objectif de ce chapitre consiste à analyser et à tenter de justifier numériquement par la méthode des éléments finis les deux modes observés de rupture des éprouvettes soudées par point et sollicitées en traction-cisaillement. Le diamètre du point soudé, l'interface entre les deux tôles ainsi que la forme du fond d'entaille sont les paramètres géométriques de cette étude. Le calcul des contraintes a été réalisé au moyen du code de calcul par éléments finis FEMAP-NASTRAN. Ce premier paragraphe est destiné à présenter le modèle géométrique utilisé pour les calculs, par éléments finis, des contraintes existant dans l'éprouvette sollicitée en traction.

1.1. Modèle géométrique

Le modèle géométrique utilisé est celui représenté sur la figure 3.1. L'éprouvette est constituée de deux tôles minces de dimensions 124 x 30 (en mm) avec une longueur de recouvrement de 38 mm ($2 \times 124 - 210 = 38$ mm). Deux cales rectangulaires de dimensions 38 x 30 (en mm) sont utilisées pour situer la résultante de la sollicitation de traction-cisaillement dans le plan de contact des tôles. Les deux tôles et les deux cales ont la même épaisseur et sont liées par le point soudé réalisé par le procédé de soudage par résistance.

Une analyse tridimensionnelle (volumique) de l'éprouvette a été réalisée par éléments finis afin de déterminer la répartition des contraintes normale et de cisaillement au sein du point soudé.

L'objectif est de tenter de corréliser les deux modes de ruine par fatigue observés habituellement sur les tôles assemblées par un point soudé avec les valeurs des contraintes générées par la sollicitation de traction-cisaillement. Un des deux mécanismes de ruine par fatigue est la fissuration des tôles, d'abord dans l'épaisseur puis par propagation transversale, l'autre est le cisaillement transversal du noyau fondu du point soudé.

Le repère orthonormé (1,2,3) utilisé pour toute l'étude est présenté sur la figure 3.1. L'origine du repère est le point géométrique de la symétrie centrale de l'éprouvette, c'est-à-dire le centre du point soudé.

En raison du plan de symétrie (2,3) de l'éprouvette et de son chargement, une demi-éprouvette seulement est modélisée. Cela permet de réduire les temps de calcul. Le

chargement est appliqué du côté supérieur de l'éprouvette, le côté inférieur étant fixe (figure 3.1a). La précision et les temps de calcul sont fortement dépendants de la qualité du maillage du point soudé lui-même au voisinage du fond d'entaille. Au final le modèle EF comprend 492192 éléments de type isoparamétrique avec 701993 nœuds (figure 3.1b). Le logiciel FEMAP-NASTRAN est utilisé pour réaliser ces calculs. Les propriétés mécaniques d'élasticité de l'acier utilisé sont un module de Young égal à 210 000 MPa et un coefficient de Poisson égal à 0,3.

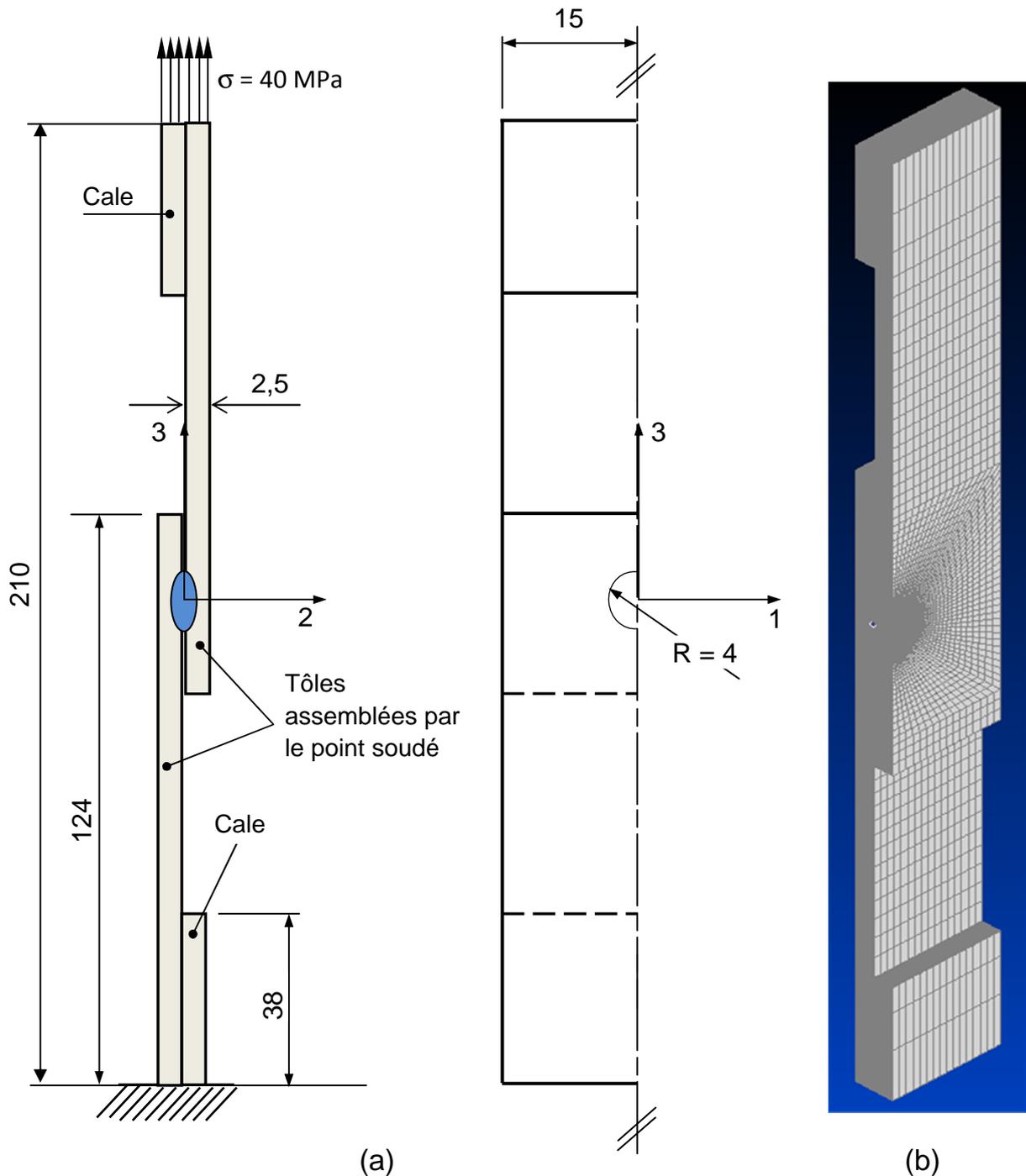


Figure 3.1 – Modèle géométrique de l'éprouvette " point soudé "

(a) dessin de définition, (b) maillage

L'éprouvette est soumise à une sollicitation de traction-cisaillement sous la forme d'une contrainte de traction uniforme de 40 MPa appliquée sur la section supérieure de l'éprouvette et de la cale (figure 3.1a). Ce type de sollicitation correspond à un effort de traction de l'éprouvette égal à 6000 N. Dans un premier temps, les calculs sont menés dans le cadre d'un comportement purement élastique du matériau. En réalité, l'acuité du fond d'entaille et le comportement élastoplastique du matériau génèrent une plasticité locale. Nous aborderons cet aspect dans le troisième paragraphe du présent chapitre.

La rupture de l'éprouvette est liée à la prédominance d'un des deux modes de rupture en compétition. Les conditions de soudage et les niveaux de sollicitation peuvent être plus favorables à l'un plutôt qu'à l'autre, ce qui expliquerait alors pourquoi l'un des deux conduit à la rupture avant l'autre. La figure 3.2 montre deux éprouvettes analogues, rompues l'une par fissuration d'une des deux tôles, l'autre par cisaillement du point soudé.



Figure 3.2 – Eprouvettes soudées par point et rompues selon deux modes distincts de rupture (a) par fissuration d'une des deux tôles, (b) par cisaillement du noyau du point soudé

1.2. Choix et optimisation du maillage des éprouvettes

Compte tenu de la géométrie de l'éprouvette employée, l'étude s'est portée sur une modélisation tridimensionnelle et a donc nécessité des éléments volumiques.

Le maillage de l'éprouvette adopté est celui présenté sur la figure 3.1b. Le modèle comporte 16 éléments sur la demi-largeur (15 mm) et 34 éléments dans l'épaisseur (2,5 mm). Dans le congé de raccordement du noyau fondu avec les deux tôles, zone de concentration de contrainte, un maillage fin a été retenu pour une meilleure précision des résultats (figure 3.3).

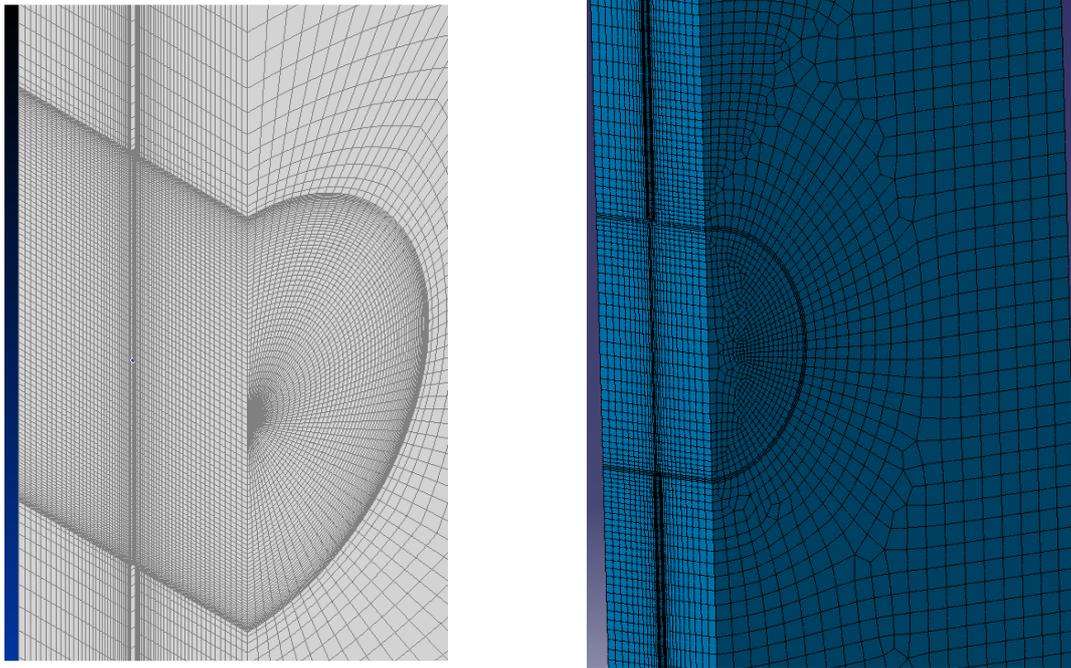


Figure 3.3 – Modèles de maillage utilise pour l'optimisation des resultats

L'étude préliminaire de la convergence du maillage a nécessité l'utilisation successive de plusieurs tailles d'éléments.

Le maillage final retenu est tel que la taille des éléments n'a plus d'influence sur les résultats obtenus en termes de contraintes (c'est le principe de convergence retenu). Deux zones particulières sont retenues pour la comparaison des résultats de calculs des états de contraintes obtenus pour chaque type de maillage. Ces zones contiennent les sites d'amorçage des deux modes de ruine par fatigue des points soudés, et sont définies sur la figure 3.4. Toutes deux sont situées dans le plan de symétrie (2,3) de l'éprouvette. La première zone est le segment AB situé sur la face interne d'une des deux tôles assemblées (on appelle faces internes des tôles leurs faces en regard l'une de l'autre); le point A appartient à la tôle supérieure et est donc situé du côté où est appliqué l'effort de traction. La seconde zone est le diamètre vertical CD du noyau fondu, de centre O, origine du repère.

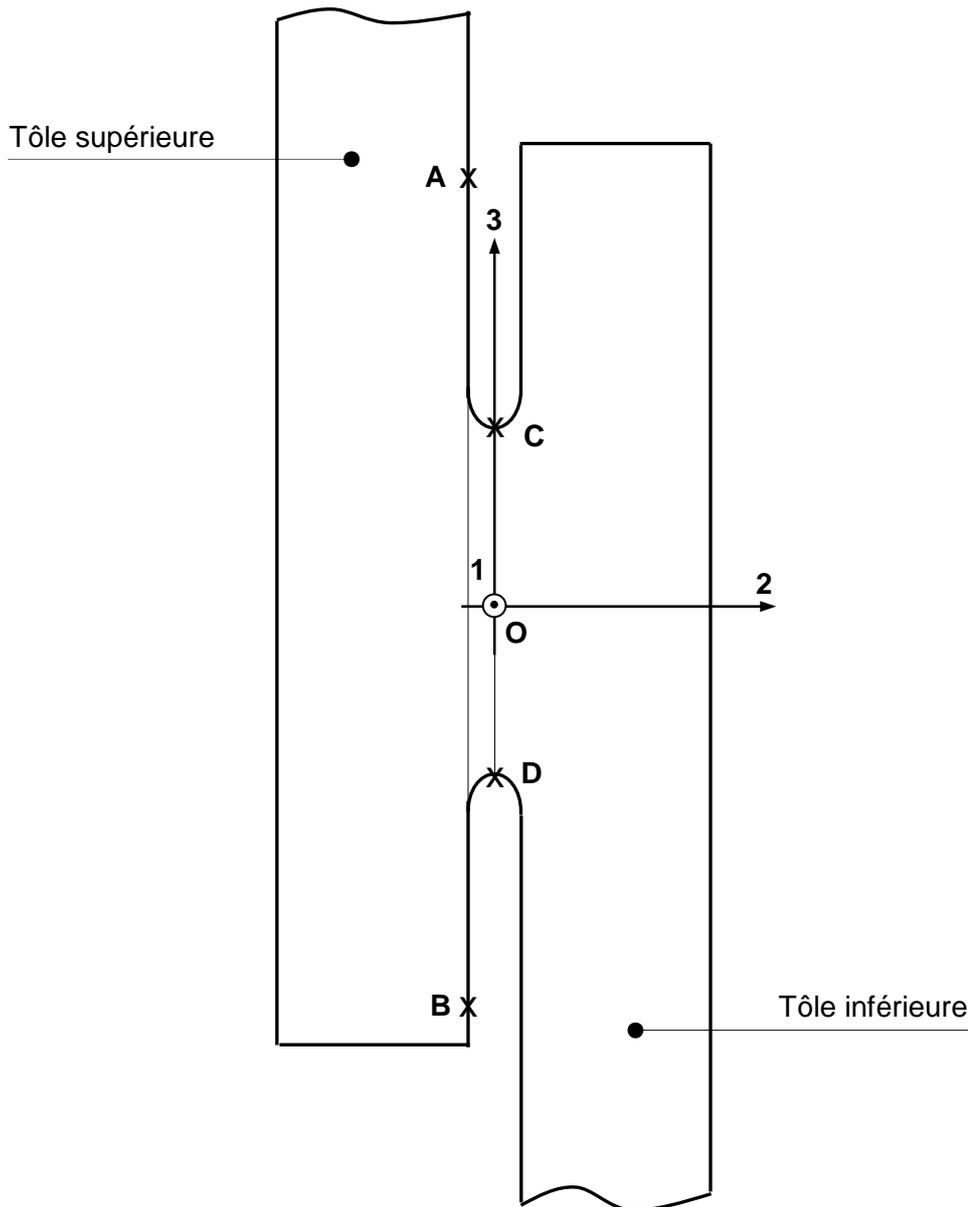


Figure 3.4 – Modèle géométrique local au niveau du point soudé : description des zones de comparaison des contraintes pour l’optimisation du maillage dans le plan de symétrie de l’éprouvette

La figure 3.5 donne l’évolution de la contrainte normale σ_{33} le long du diamètre vertical CD du point soudé de l’éprouvette pour quatre maillages différents utilisés : la largeur moyenne des mailles dans le congé est de 0,0754 mm (296 588 éléments) dans le premier cas, 0,0546 mm (368 524 éléments) dans le second, 0,0336 mm (492 192 éléments) dans le troisième et 0,0294 mm (524 064 éléments) pour le dernier cas.

NB : sur tous les graphes de répartition des contraintes sur CD ou sur AB, on appelle abscisse le paramètre qui correspond à l’opposé de la cote z dans le repère global de l’éprouvette. Les points A, B, C et D ont donc respectivement comme abscisse -15 , $+15$, -4 et $+4$ sur les figures 3.5 et 3.7.

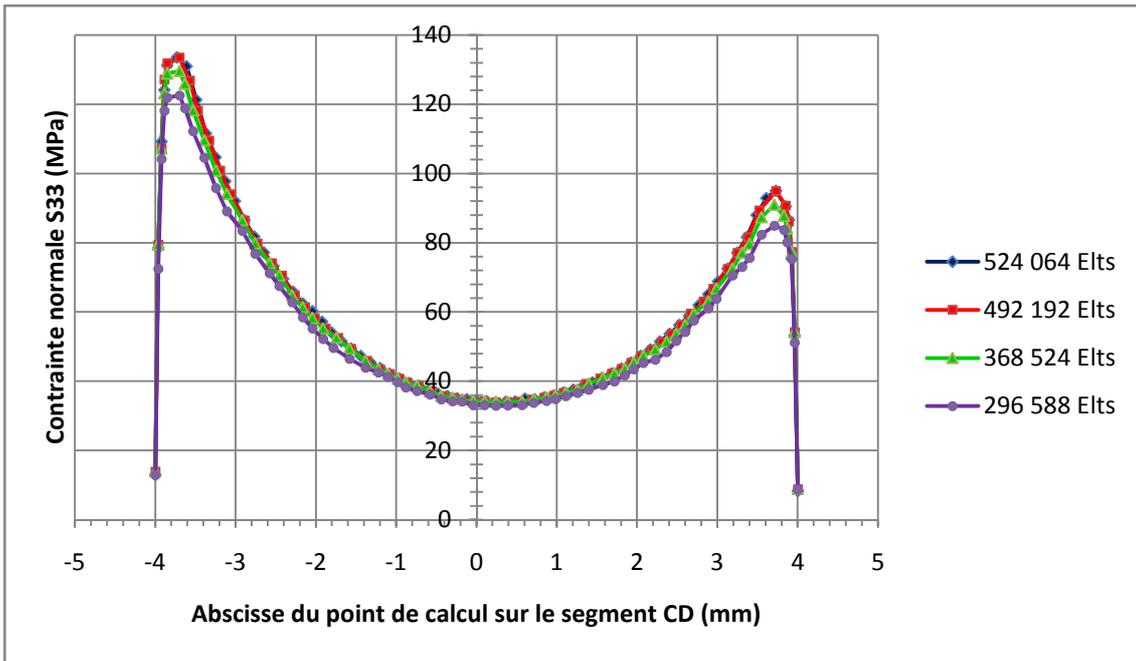


Figure 3.5 – Comparaison des résultats de calcul de σ_{33} pour les quatre tailles de maillage analysées

On note, d'après la figure 3.5, que les évolutions de la contrainte normale σ_{33} pour des tailles de maillage de 492 192 et 524 064 éléments sont confondues.

Pour une raison de clarté, le résultat des calculs est repris sur la figure 3.6 pour les deux dernières tailles de maillage. Les deux courbes confondues témoignent de la convergence des calculs des contraintes. Le maillage avec 492 192 éléments a par conséquent été retenu pour les calculs par éléments finis suivants.

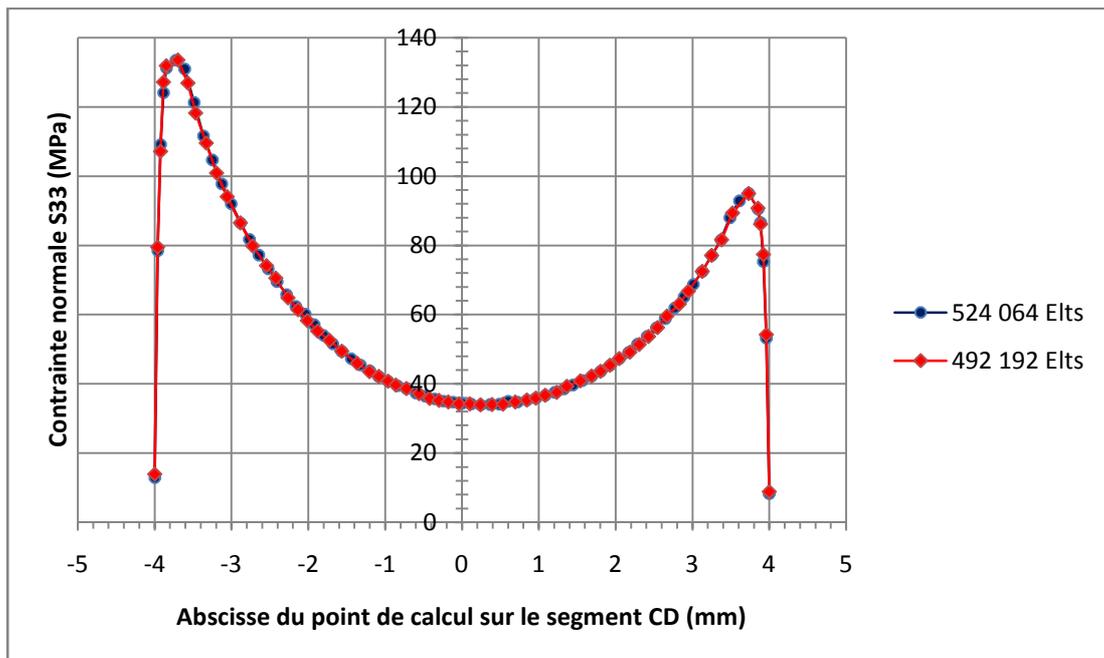


Figure 3.6 – Comparaison des résultats de calcul de σ_{33} pour les maillages comportant 492 192 et 524 064 éléments

La figure 3.7 présente la même comparaison de l'évolution de la contrainte normale σ_{33} pour les deux derniers maillages étudiés.

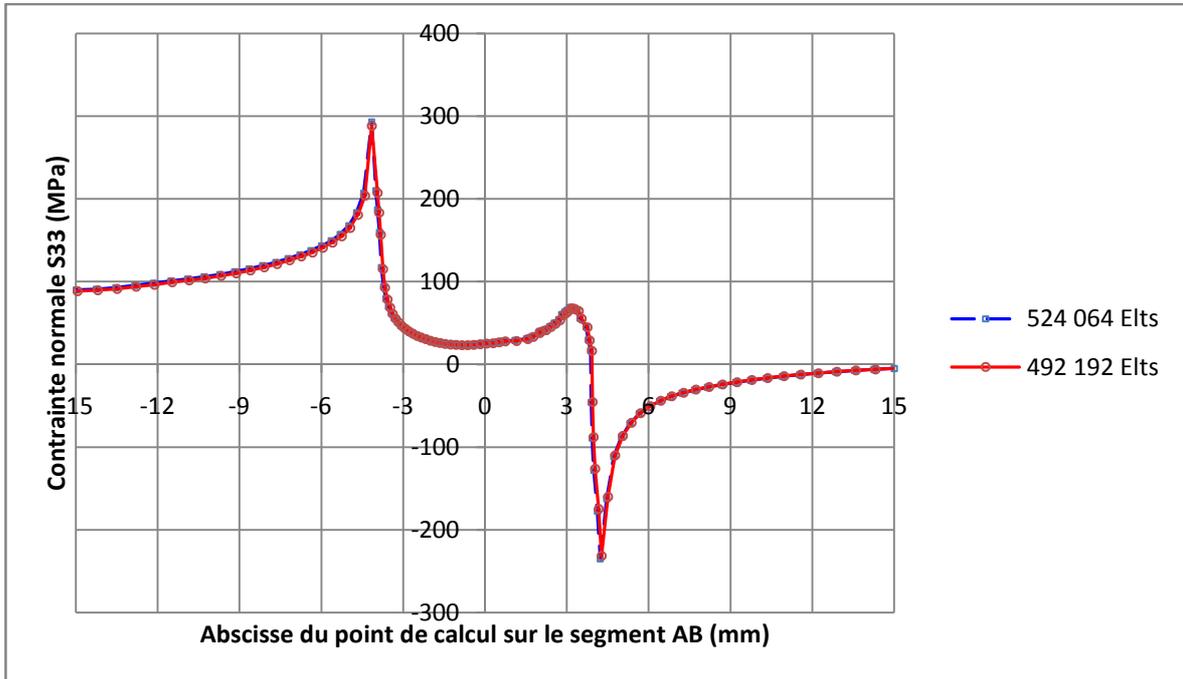


Figure 3.7 – Comparaison des résultats de calcul de σ_{33} sur le segment AB pour les deux maillages comportant 492 192 et 524 064 éléments

Les évolutions de la contrainte normale σ_{33} sur AB, pour chacun des deux derniers maillages, sont elles aussi analogues et indiquent donc la convergence des résultats de calcul, ce qui justifie là aussi de retenir le maillage à 492 192 éléments d'après le principe retenu.

2. ANALYSE DES CONTRAINTES DANS LE CAS DU COMPORTEMENT ELASTIQUE

Les variations locales de géométrie d'une structure, soumise à un chargement monotone ou cyclique, peuvent conduire à une amplification locale du champ de contraintes par rapport à sa valeur nominale. Toute variation brutale de section (entaille, rainure, trou, arrondi, fissure...) amplifie localement les contraintes ce qui conduit généralement à un affaiblissement significatif de la structure en termes de sécurité. Dans une éprouvette composée de deux tôles minces assemblées par un point soudé et soumise à une traction uniaxiale, les lignes de force se concentrent au niveau du congé reliant le noyau fondu aux deux tôles, augmentant fortement l'intensité des contraintes locales. Ce principe de la concentration de contrainte influe considérablement sur la tenue en fatigue dans le cas de chargements variables. L'analyse de la répartition des contraintes dans la zone où la concentration des contraintes est élevée, c'est-à-dire dans le point soudé et son voisinage immédiat, est donc cruciale pour identifier les sites d'amorçage des fissures de fatigue et leur criticité par comparaison des niveaux de contraintes.

2.1. Zones de concentration de contraintes

La figure 3.8 donne respectivement (a) l'allure de la déformée de l'éprouvette sous la sollicitation de traction de 6000 N (les déplacements sont ici amplifiés par un facteur 10), (b) la répartition de la contrainte normale σ_{33} dans le plan de symétrie du point soudé, (c) la répartition de la contrainte tangentielle σ_{23} , toujours dans le plan de symétrie du point soudé.

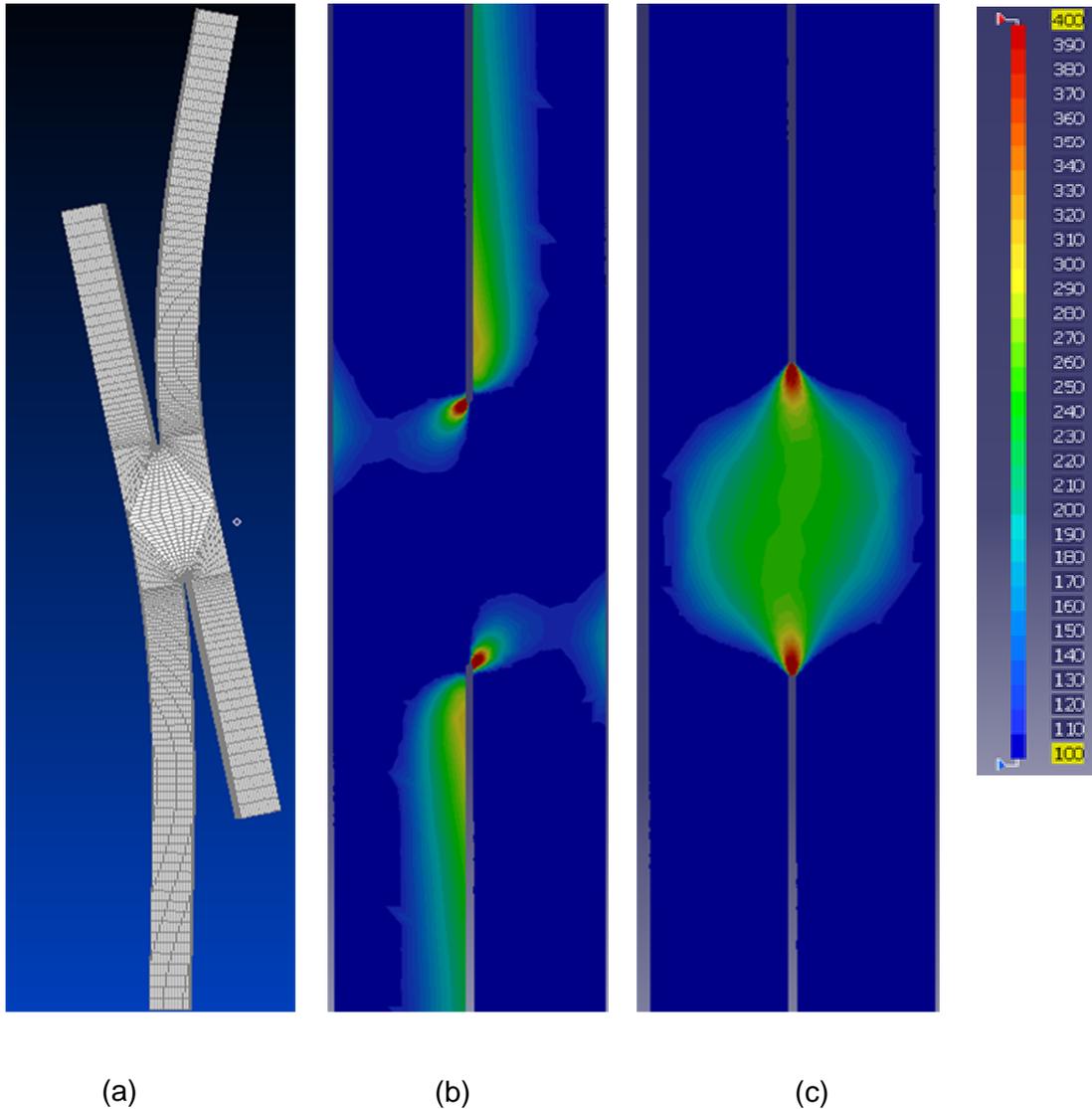


Figure 3.8 – Analyse du comportement de l'éprouvette "point soudé" sous sollicitation de traction-cisaillement (a) déformation des tôles (amplification dans un rapport 10), (b) répartition de la contrainte normale σ_{33} , (c) répartition de la contrainte de cisaillement σ_{23}

Les deux segments AB et CD apparaissent donc bien justifiés comme lieux d'étude et de comparaison des contraintes représentatives existant au sein des points soudés sous un chargement de traction-cisaillement, puisqu'ils contiennent les sites où les contraintes sont maximales. Ces sites sont, dans le cas d'un chargement ondulé, ceux où l'amplitude des contraintes sont maximales ; il s'agit donc des zones critiques du point de vue de la fatigue.

2.2. Analyse de l'influence des paramètres géométriques sur la répartition des contraintes dans le point soudé

Les observations du congé de raccordement du noyau fondu sur les tôles montrent une forme très variable du fond d'entaille et de l'interface entre les tôles, même lorsque l'ensemble des éprouvettes examinées sont réalisées avec un protocole et des conditions de soudage analogues [ROS07]. Qui plus est, comme le soulignent Radaj et Sonsino [RAD98], la forme du fond d'entaille varie selon les conditions de soudage, et elle n'est pas uniforme ou identique sur l'intégralité de la périphérie du point. Cette variation de la géométrie de l'éprouvette dans la zone du point soudé joue probablement un rôle considérable dans la dispersion des durées de vie des éprouvettes testées dans des conditions identiques. Pour pouvoir appréhender ce phénomène et tenter d'expliquer les deux modes de ruine observés (par fissuration des tôles ou par cisaillement du noyau fondu), nous nous proposons de faire une analyse de l'influence des paramètres susceptibles de jouer un rôle dans la tenue mécanique de l'éprouvette. Ces paramètres sont le diamètre D du noyau, la distance d entre les tôles (ou interface) et le rayon R du congé de raccordement du noyau fondu sur les deux tôles. Sur la figure 39 sont mentionnés ces trois paramètres (le dessin n'est pas à l'échelle pour des raisons de clarté des paramètres concernés).

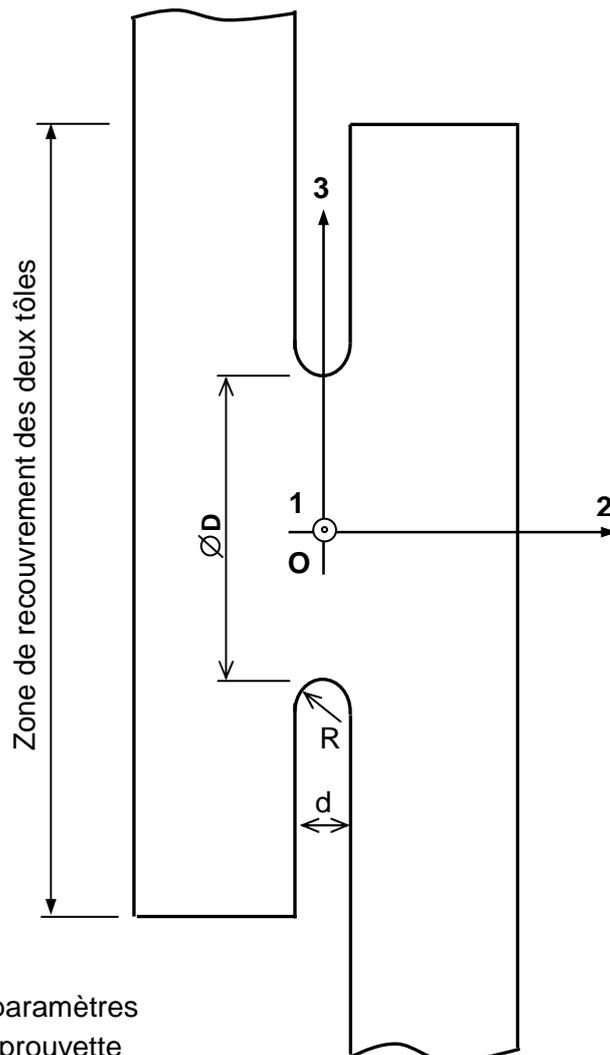


Figure 3.9 – Définition des paramètres géométriques d'étude de l'éprouvette

L'étude paramétrique est décrite et menée au sein de ce paragraphe. Tous les calculs effectués dans ce cadre le sont sous l'hypothèse d'un comportement élastique. Pour faciliter la base de comparaison, les éprouvettes sont sollicitées dans chaque cas en traction-cisaillement par un effort de 6000 N.

2.2.1. Etude préliminaire : répartition et triaxialité des contraintes au sein du point soudé (sur le segment AB et le diamètre CD)

La nature et la répartition des contraintes le long des deux segments de comparaison sont établies dans un premier temps et présentées sur les figures 3.10 et 3.11. L'étude paramétrique proprement dite sera abordée à la suite.

La figure 3.10 présente l'évolution de chacune des 6 composantes du tenseur des contraintes sur le segment AB de la tôle supérieure (c'est-à-dire sur la face interne de la tôle, dans la zone de recouvrement des deux tôles assemblées par point soudé). La figure 3.11 donne la même évolution sur le diamètre CD, toujours pour le même chargement de l'éprouvette (traction de 6000 N).

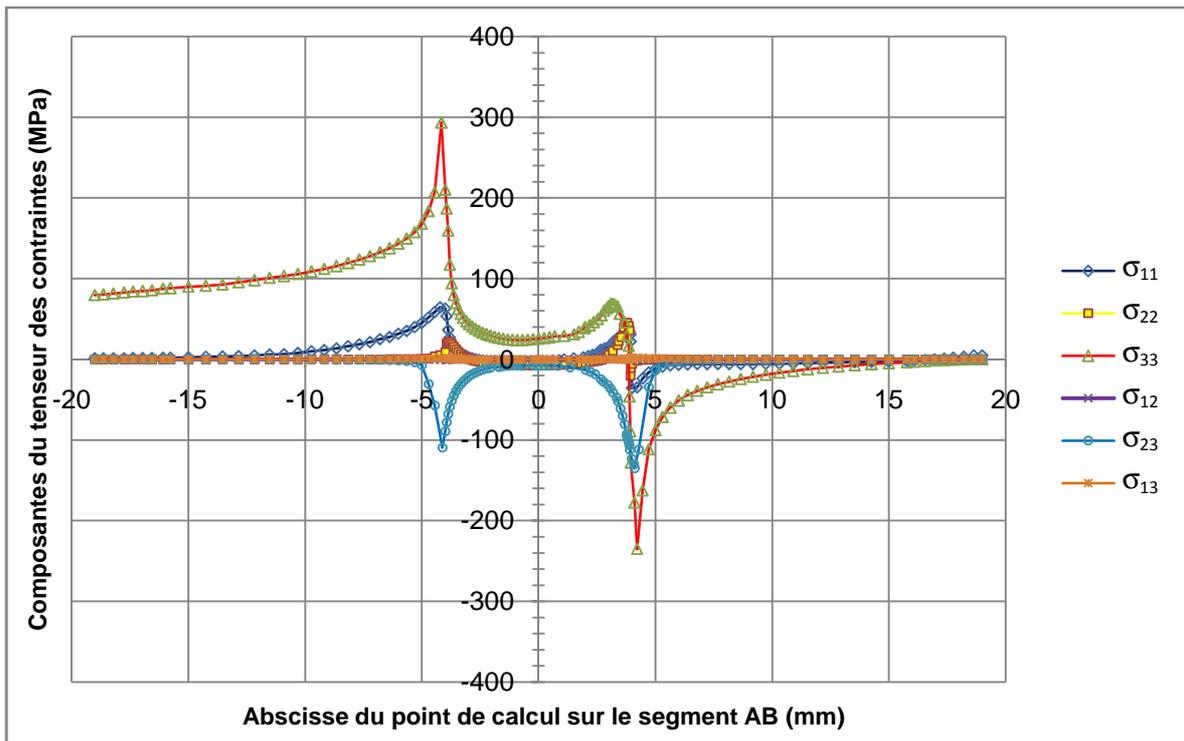


Figure 3.10 – Représentation des 6 composantes σ_{11} , σ_{12} , σ_{13} , σ_{22} , σ_{23} , σ_{33} du tenseur des contraintes sur le segment AB

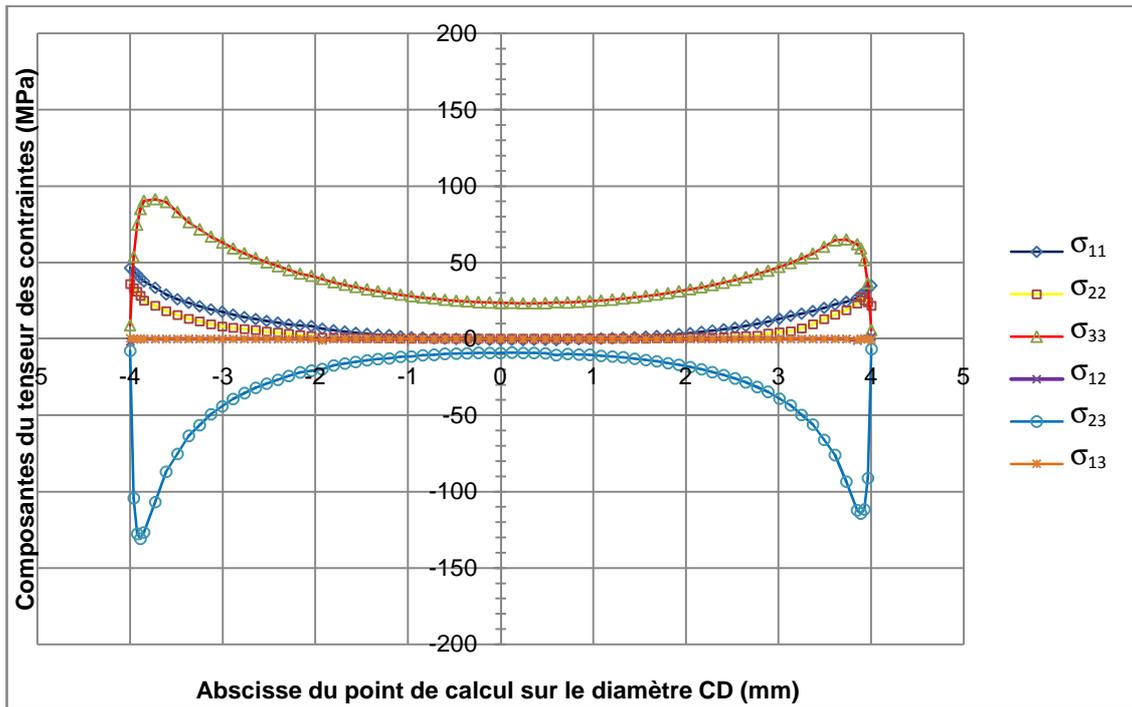


Figure 3.11 – Représentation des 6 composantes σ_{11} , σ_{12} , σ_{13} , σ_{22} , σ_{23} , σ_{33} du tenseur des contraintes sur le diamètre CD du point soudé

Au niveau du fond d'entaille auquel s'apparente le pourtour du noyau fondu, il apparaît très nettement sur les deux figures précédentes un pic de contraintes prévisible car lié à la concentration de contraintes générée par la géométrie locale et la nature du chargement de l'éprouvette.

Il apparaît également que les composantes des contraintes σ_{33} et σ_{23} (que nous appellerons la contrainte normale et la contrainte de cisaillement respectivement dans la suite) sont prédominantes. Elles constituent donc les composantes des contraintes les plus influentes sur la tenue mécanique du point soudé et feront par conséquent l'objet principal de notre étude numérique.

La variabilité du fond d'entaille et de l'interface entre les tôles suivant les éprouvettes peut probablement jouer un rôle majeur qui explique la dispersion des résultats des durées de vie des éprouvettes testées. Pour tenter de comprendre leur effet sur les deux modes de ruine par fatigue du matériau, une analyse de sensibilité des paramètres susceptibles de jouer un rôle dans la tenue mécanique de l'éprouvette est maintenant abordée. Il s'agit du diamètre D du noyau, de la distance d entre les tôles (interface) et du rayon R du fond d'entaille (figure 3.9). L'analyse consistera à faire varier ces paramètres et à analyser leur influence sur la répartition des contraintes sur les deux segments AB et CD.

2.2.2. Influence du diamètre D du noyau du point soudé

L'étude est réalisée sur des éprouvettes dont le noyau du point soudé a un diamètre D égal à 5 mm, 8 mm ou 10 mm respectivement. Les deux autres paramètres, l'interface entre les deux tôles et la forme du fond d'entaille (rayon du congé de raccordement), sont maintenues

constantes à 0,15 mm et 0,075 mm respectivement. Les graphes des figures 3.12 à 3.15 rapportent la répartition des contraintes normale et de cisaillement en fonction du diamètre du noyau du point soudé.

a) Contraintes sur le diamètre CD du noyau fondu

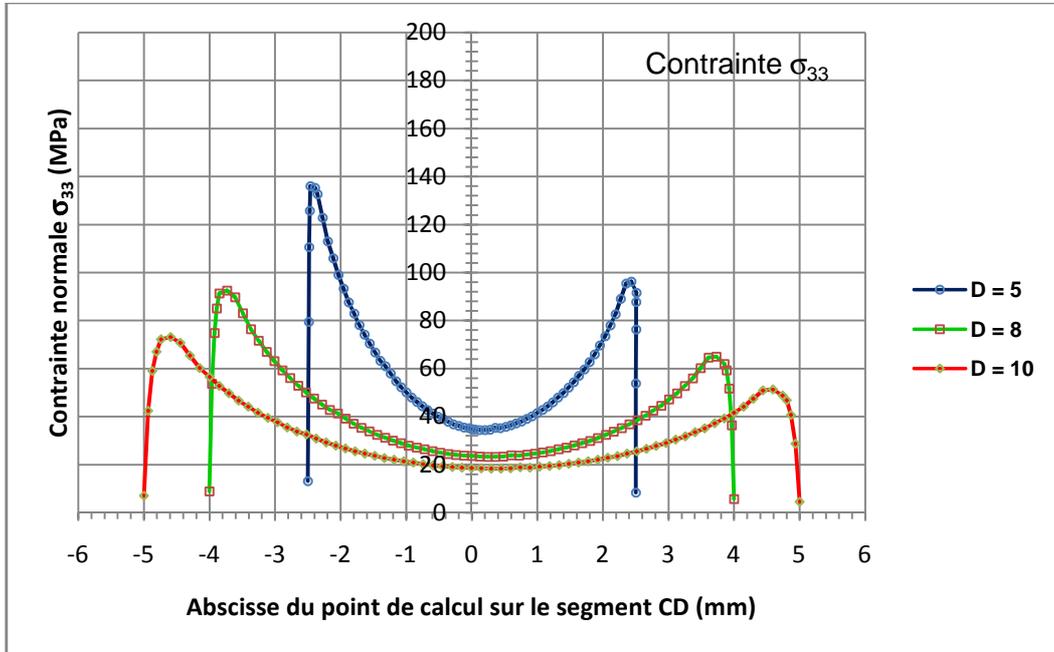


Figure 3.12 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le diamètre CD pour trois valeurs distinctes du diamètre du point soudé

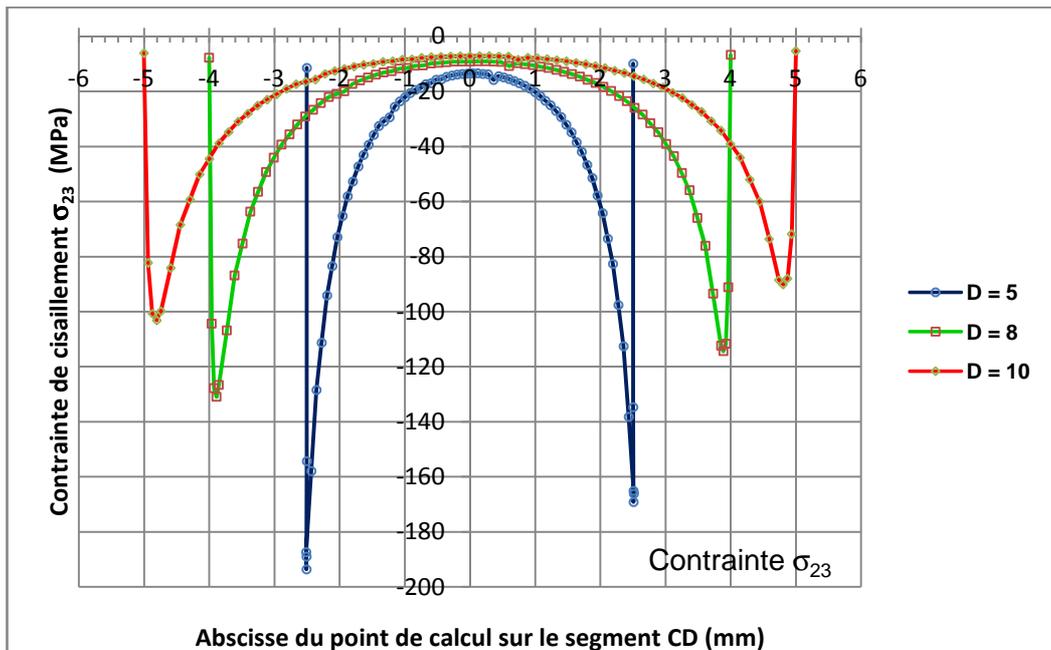


Figure 3.13 – Répartition de la contrainte de cisaillement σ_{23} sur le diamètre CD pour trois valeurs distinctes du diamètre du point soudé

b) Contraintes sur le segment AB (face interne de la tôle)

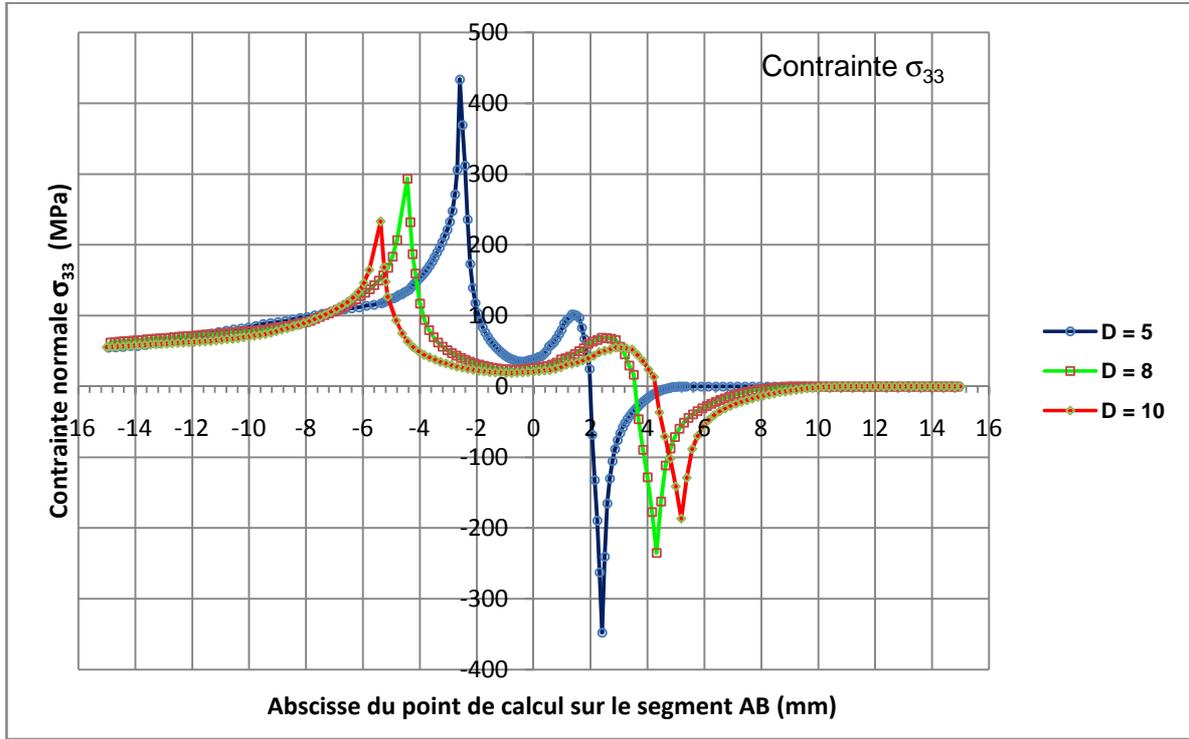


Figure 3.14 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le segment AB pour trois valeurs distinctes du diamètre du point soudé

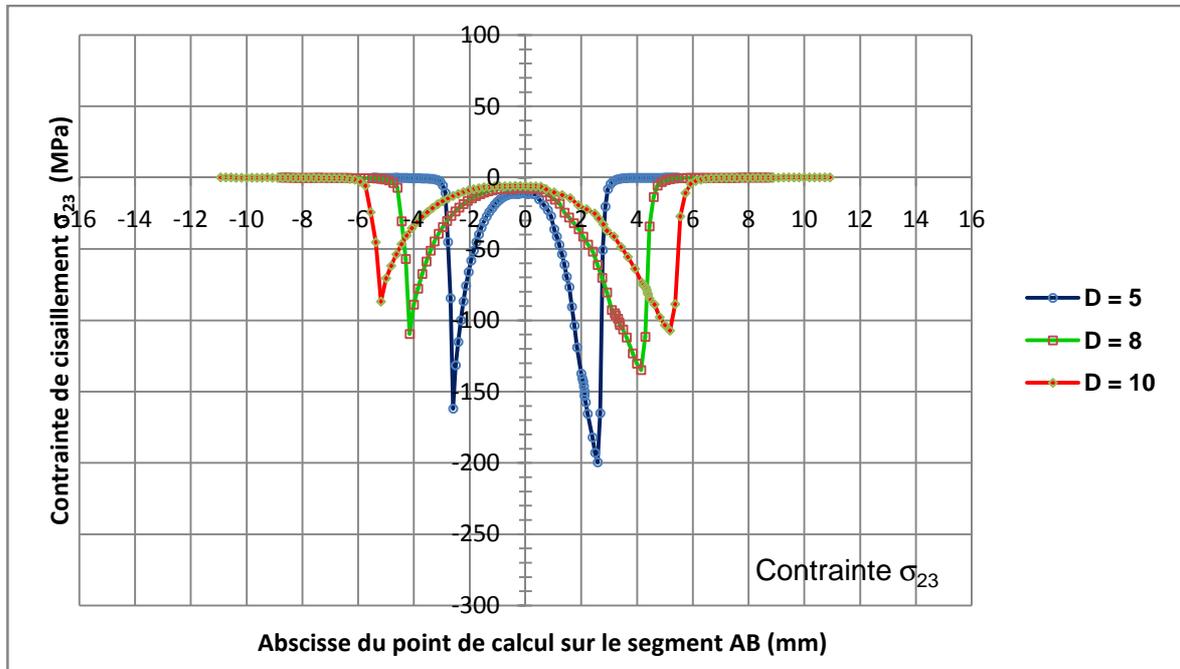


Figure 3.15 – Répartition de la contrainte de cisaillement σ_{23} sur le segment AB pour trois valeurs distinctes du diamètre du point soudé

Les valeurs maximales, sur le diamètre CD et le segment AB, des contraintes normale σ_{33} et de cisaillement σ_{23} (σ_{23max} et σ_{33max}) sont récapitulées dans le tableau 3.1. Les figures 3.16 et 3.17 en donnent à la suite une représentation graphique sur CD et AB respectivement.

	Diamètre (mm)	σ_{23max}	σ_{33max}
Diamètre CD	5	193	135
	8	131	93
	10	103	73
Segment AB	5	161	433
	8	109	293
	10	87	233

Tableau 3.1 – Valeurs de σ_{23max} et σ_{33max} sur le diamètre CD et le segment AB en fonction du diamètre du point soudé pour un effort appliqué de traction-cisaillement égal à 6000 N

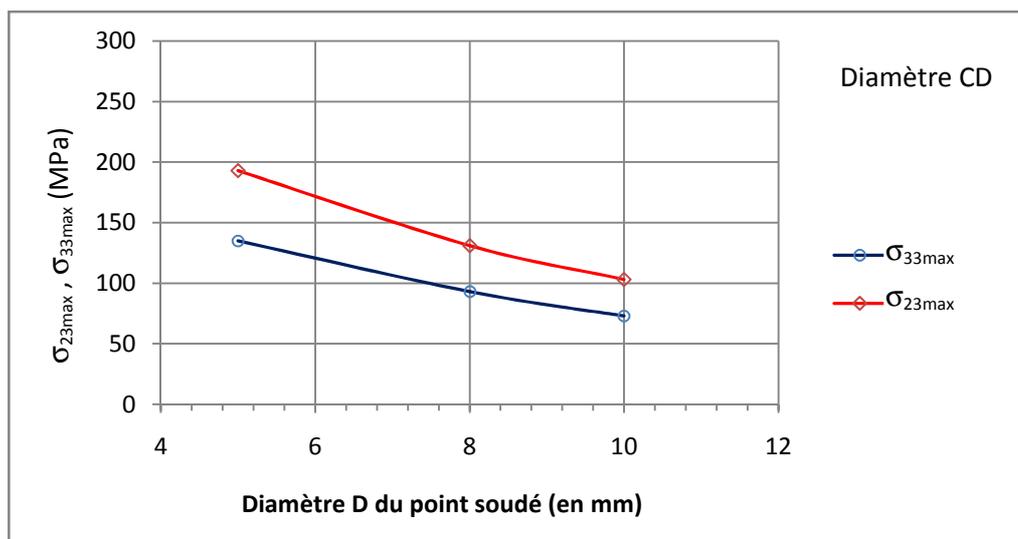


Figure 3.16 – Valeurs, sur le diamètre CD, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction du diamètre du point soudé

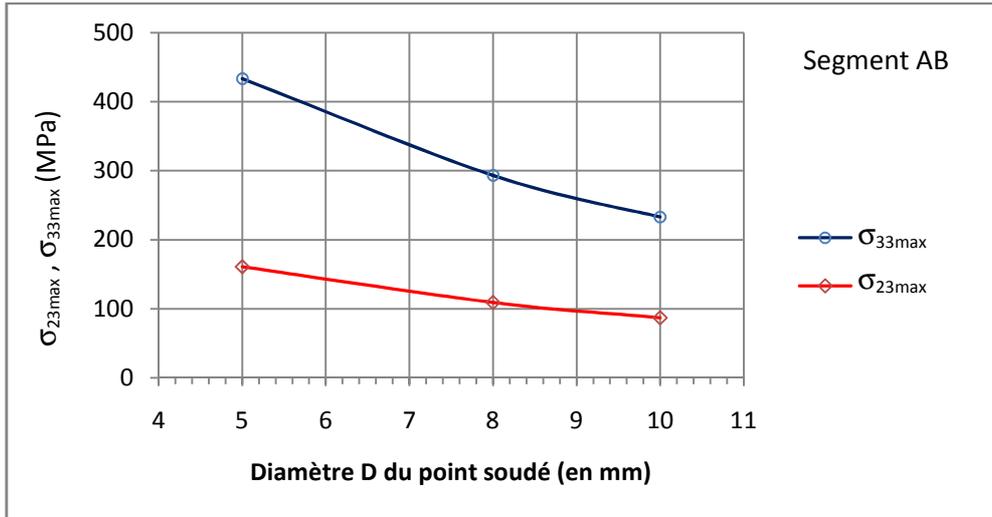


Figure 3.17 – Valeurs, sur le segment AB, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction du diamètre du point soudé

Cette première étude paramétrique révèle l'augmentation des contraintes σ_{33} et σ_{23} lorsque le diamètre du noyau décroît, ce qui paraît tout à fait logique à effort de traction constant. Deux autres enseignements importants peuvent être tirés de cette étude :

- sur le diamètre CD du noyau du point soudé, la contrainte tangentielle σ_{23} est prépondérante devant la contrainte normale σ_{33} , ce qui justifie la rupture par cisaillement du noyau fondu lorsque ce mode de ruine est observé. Le rapport entre σ_{23max} et σ_{33max} est de 1,4 environ.
- sur le segment AB, situé sur la face interne de la tôle, c'est la contrainte normale σ_{33} qui prend nettement le pas sur la contrainte tangentielle σ_{23} (rapport de l'ordre de 2,7 entre σ_{33max} et σ_{23max}). La rupture par fissuration de la tôle est donc justifiée sur AB lorsque la ruine par fatigue se produit en ce lieu. Les mécanismes de fissuration ne sont donc pas les mêmes sur le diamètre CD et sur le segment AB. Il y a compétition entre ces deux modes de ruine, l'un sur le diamètre CD en cisaillement, l'autre en fissuration sur la face interne de la tôle (sur le segment AB, au pied du congé de raccordement du noyau fondu). Les vitesses respectives de propagation de fissure conduisent l'un ou l'autre des deux modes de ruine à l'emporter au final. A ce titre il faut signaler qu'une fissure au sein d'une ou des deux tôles assemblées par le point soudé a toujours été observée dans le cas d'une rupture par cisaillement du point. L'inverse est plus délicat à observer (début de fissuration par cisaillement du noyau fondu après rupture par fissuration d'une des deux tôles) mais l'avait été dans le cadre des travaux de thèse de F. Rossillon [ROS07].

2.2.3. Influence de l'interface entre les deux tôles

Les figures 3.18 à 3.21 présentent l'évolution des contraintes normale et de cisaillement en fonction de l'interface (ou distance) entre les tôles. Le diamètre du noyau fondu est pris égal à 8 mm pour cette étude, la forme du fond d'entaille est quant à elle circulaire de rayon égal à la moitié de l'interface. L'étude est effectuée sur des éprouvettes soudées par point dont l'interface entre les deux tôles est prise égale à 0,10 mm, 0,15 mm et 0,20 mm

respectivement. Les résultats de calcul, en termes de contraintes σ_{33} et σ_{23} , sont reportés sur le diamètre CD et le segment AB.

a) Contraintes sur le diamètre CD du noyau fondu

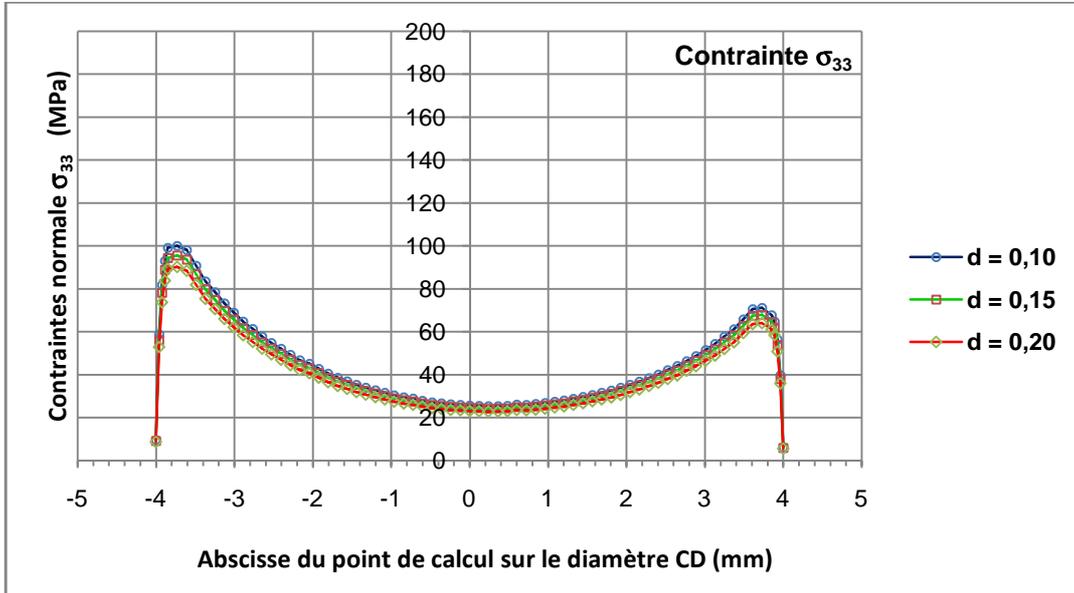


Figure 3.18 – Répartition sur le diamètre CD de la contrainte normale σ_{33} pour les trois valeurs distinctes de l'interface entre tôles

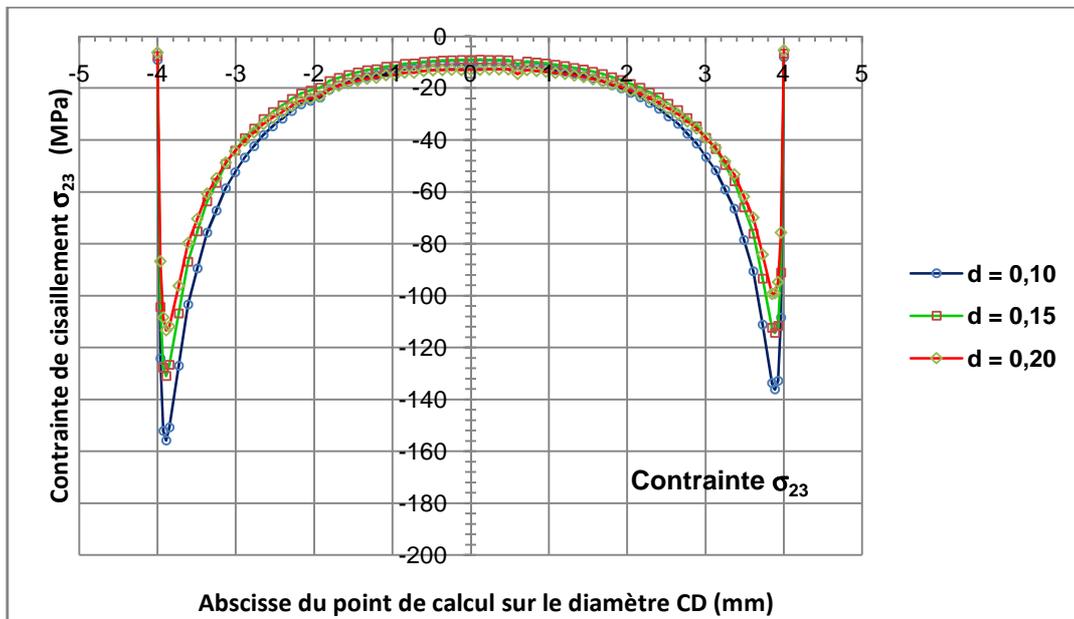


Figure 3.19 – Répartition sur le diamètre CD de la contrainte de cisaillement σ_{23} pour les trois valeurs distinctes de l'interface entre tôles

b) Contraintes sur le segment AB (face interne de la tôle)

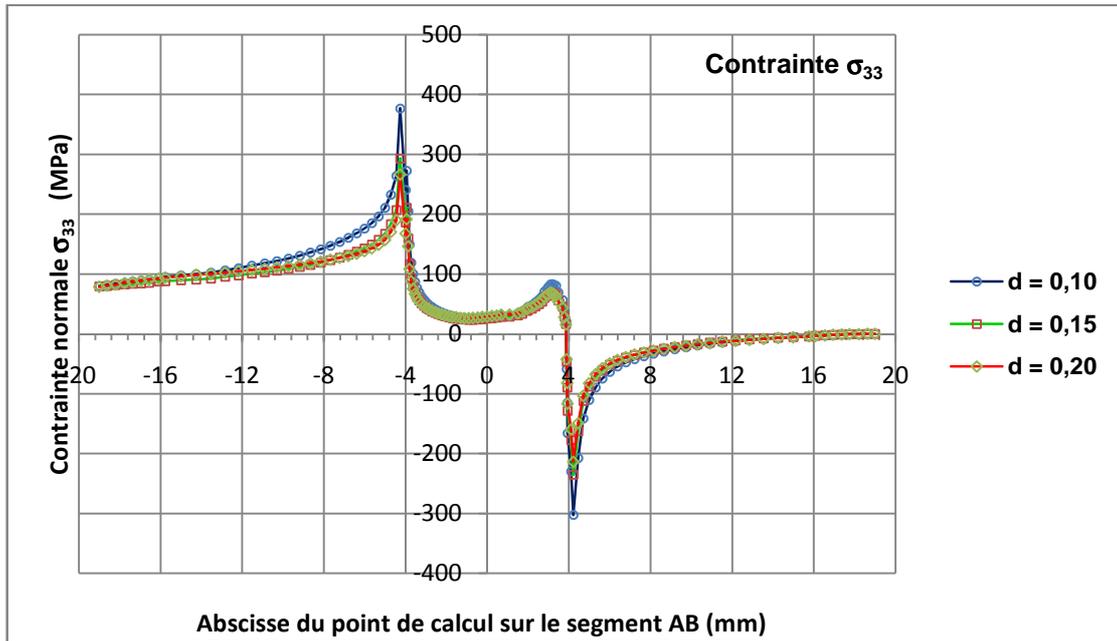


Figure 3.20 – Répartition sur le segment AB de la contrainte normale σ_{33} pour les trois valeurs distinctes de l'interface entre tôles

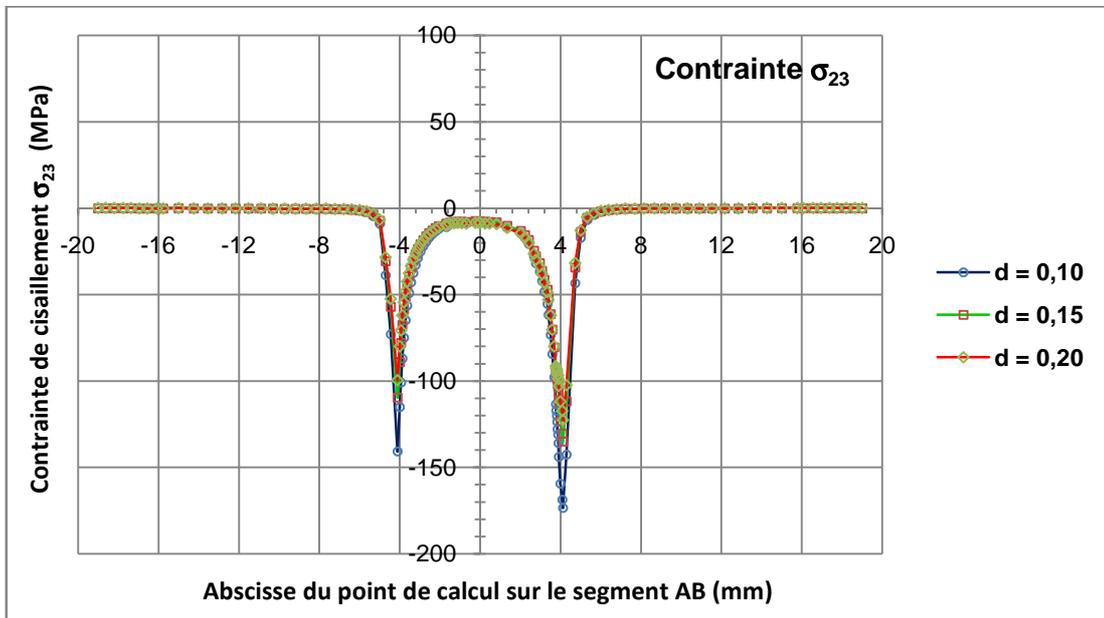


Figure 3.21 – Répartition sur le segment AB de la contrainte de cisaillement σ_{23} pour les trois valeurs distinctes de l'interface entre tôles

Les valeurs maximales, sur le diamètre CD et le segment AB, des contraintes normale σ_{33} et de cisaillement σ_{23} (σ_{23max} et σ_{33max}) sont récapitulées dans le tableau 3.2, puis sont représentées graphiquement en fonction de la valeur de l'interface d sur les figures 3.22 et 3.23 (sur CD et AB respectivement).

	Interface (mm)	σ_{23max}	σ_{33max}
Diamètre CD	0,20	113	88
	0,15	131	94
	0,10	156	99
Segment AB	0,20	108	266
	0,15	134	293
	0,10	177	379

Tableau 3.2 – Valeurs de σ_{23max} et σ_{33max} sur le diamètre CD et le segment AB en fonction de l'interface entre les deux tôles pour un effort appliqué de traction-cisaillement égal à 6000 N

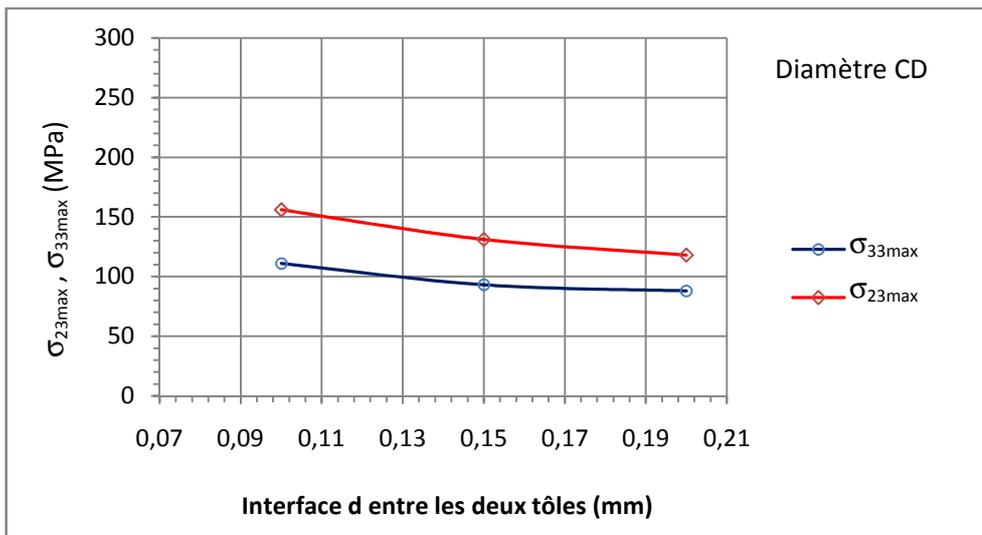


Figure 3.22 – Valeurs, sur le diamètre CD, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction de l'interface entre les tôles

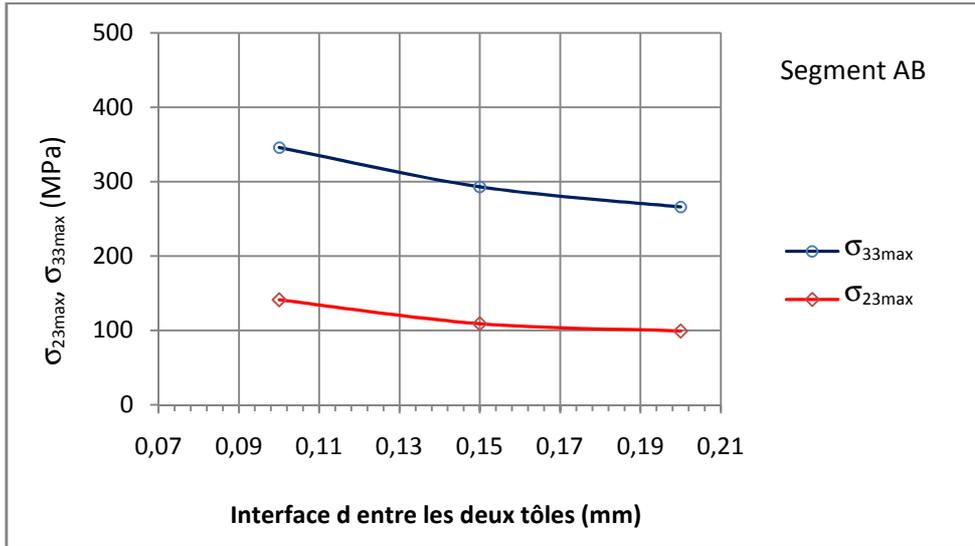


Figure 3.23 – Valeurs, sur le segment AB, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction de l'interface entre les tôles

La première observation qui ressort de ce tableau est que le niveau de contrainte (donc la concentration de contrainte) augmente quand l'interface entre tôles diminue. L'augmentation de la contrainte, quand on passe d'une interface de 0,2 à 0,1 mm, est plus marquée pour le cisaillement maximal que pour la contrainte normale maxi : rapports pour σ_{23max} de 1,38 et 1,63 sur CD et AB respectivement contre des rapports de 1,13 et 1,42 pour σ_{33max} sur CD et AB.

La contrainte tangentielle est toujours prépondérante sur la contrainte normale sur le diamètre CD, et cette prépondérance va en s'accroissant quand l'interface diminue. La tendance est inverse sur le segment AB : la contrainte normale est prépondérante devant la contrainte tangentielle mais le rapport $\sigma_{33max}/\sigma_{23max}$ diminue lorsque l'interface diminue également : il vaut 2,46 pour $d = 0,20$ mm et passe à 2,14 quand $d = 0,10$ mm.

2.2.4. Influence de la forme du fond d'entaille

L'étude est effectuée sur des éprouvettes soudées par point dont le congé du fond d'entaille a un rayon R égal à 0,025 mm, 0,05 mm et 0,075 mm respectivement (la figure 3.20 décrit sommairement le profil du fond d'entaille correspondant à ces trois cas). Le diamètre du noyau fondu et la distance entre les deux tôles (interface) sont égaux à 8 mm et 0,15 mm respectivement pour cette étude paramétrique.

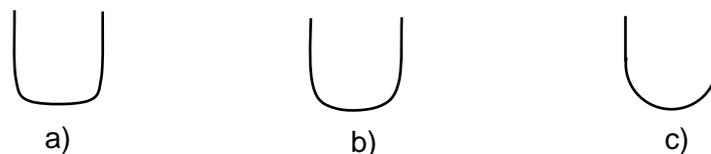


Figure 3.24 – Différentes formes étudiées du fond d'entaille, en fonction du rayon R du congé de raccordement : a) $R = 0,025$ mm, b) $R = 0,050$ mm, c) $R = 0,075$ mm

Les figures 3.25 à 3.28 présentent les répartitions des contraintes normale σ_{33} et de cisaillement σ_{23} telles qu'elles ont été obtenues par calcul sur le diamètre CD et le segment AB, en fonction du rayon du congé de fond d'entaille.

a) Contraintes sur le diamètre CD du noyau fondu

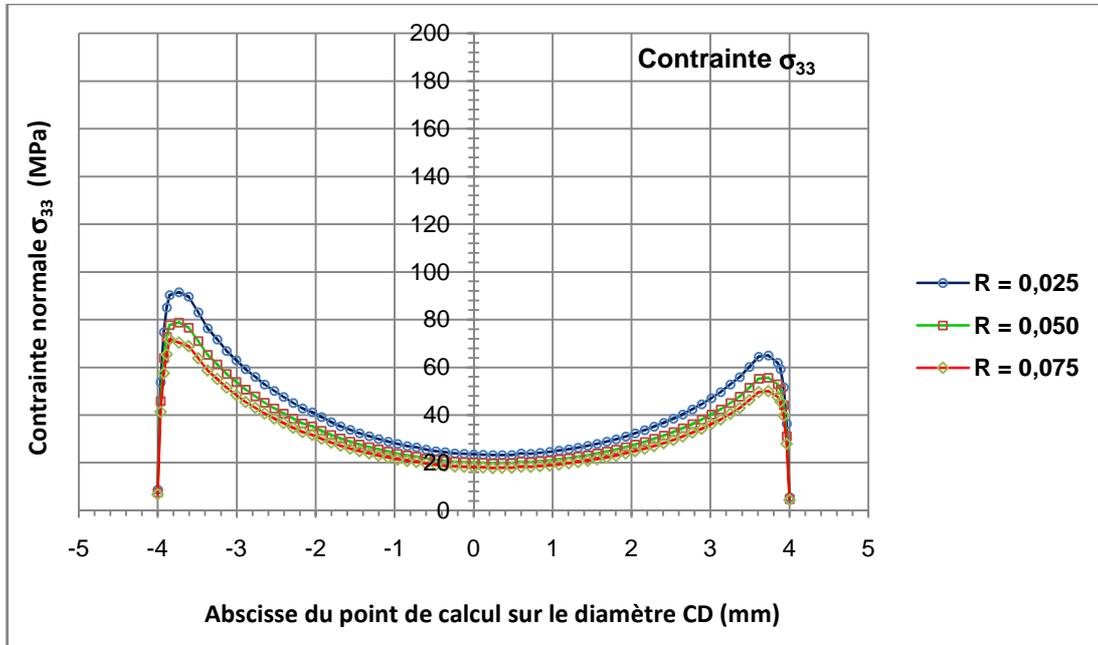


Figure 3.25 – Répartition sur le diamètre CD de la contrainte normale σ_{33} pour les trois valeurs distinctes du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille

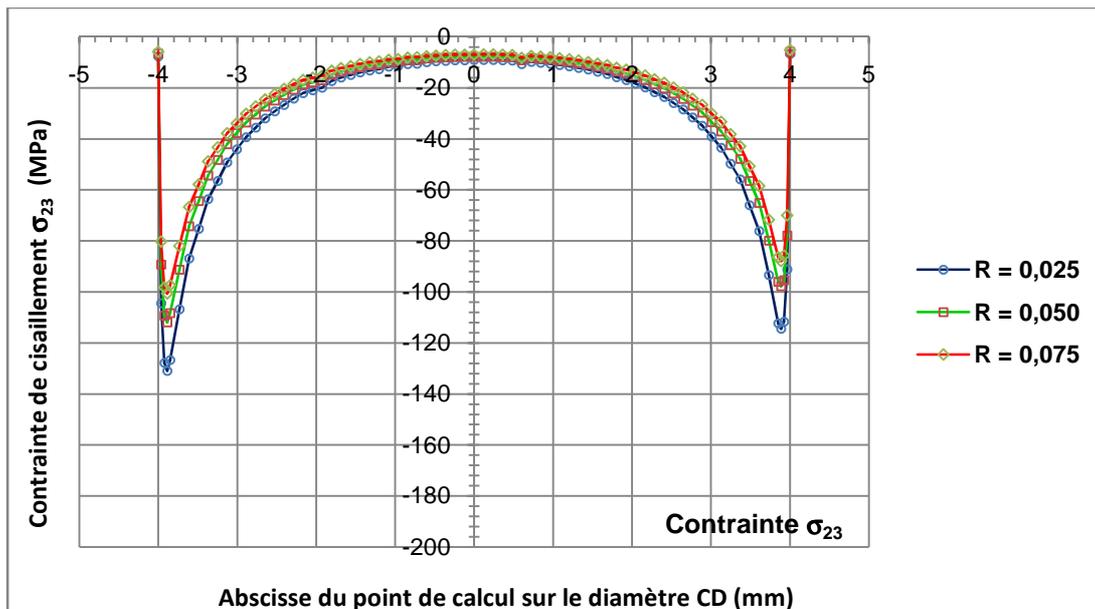


Figure 3.26 – Répartition sur le diamètre CD de la contrainte de cisaillement σ_{23} pour les trois valeurs distinctes du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille

b) Contraintes sur le segment AB (face interne de la tôle)

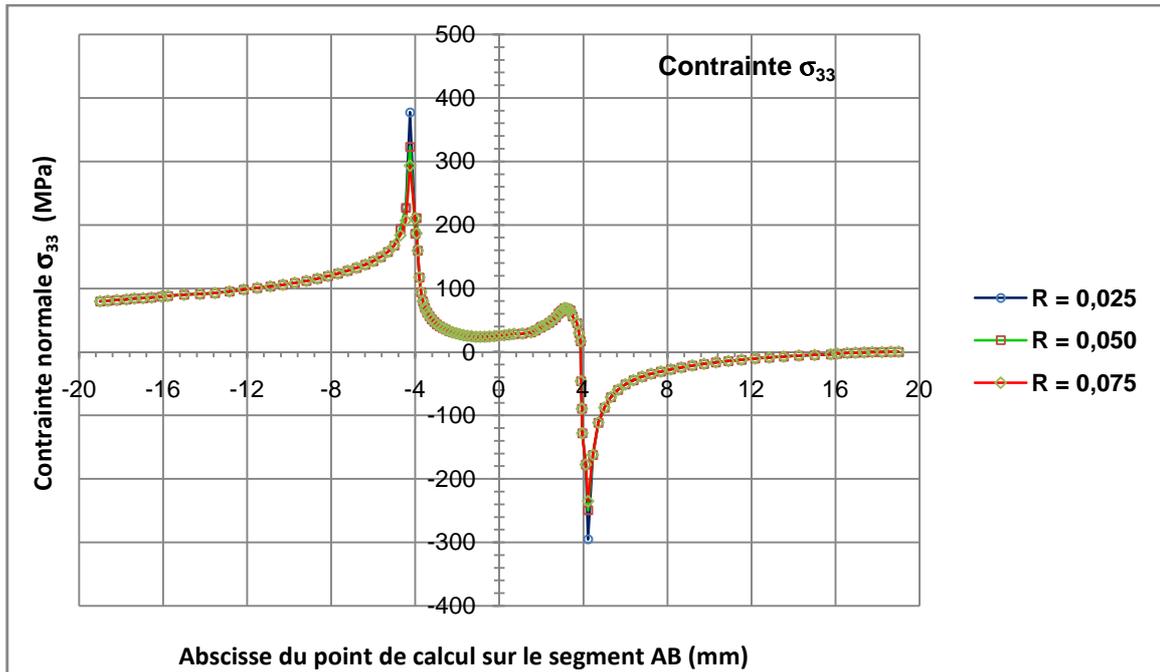


Figure 3.27 – Répartition sur le segment AB de la contrainte normale σ_{33} pour les trois valeurs distinctes du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille

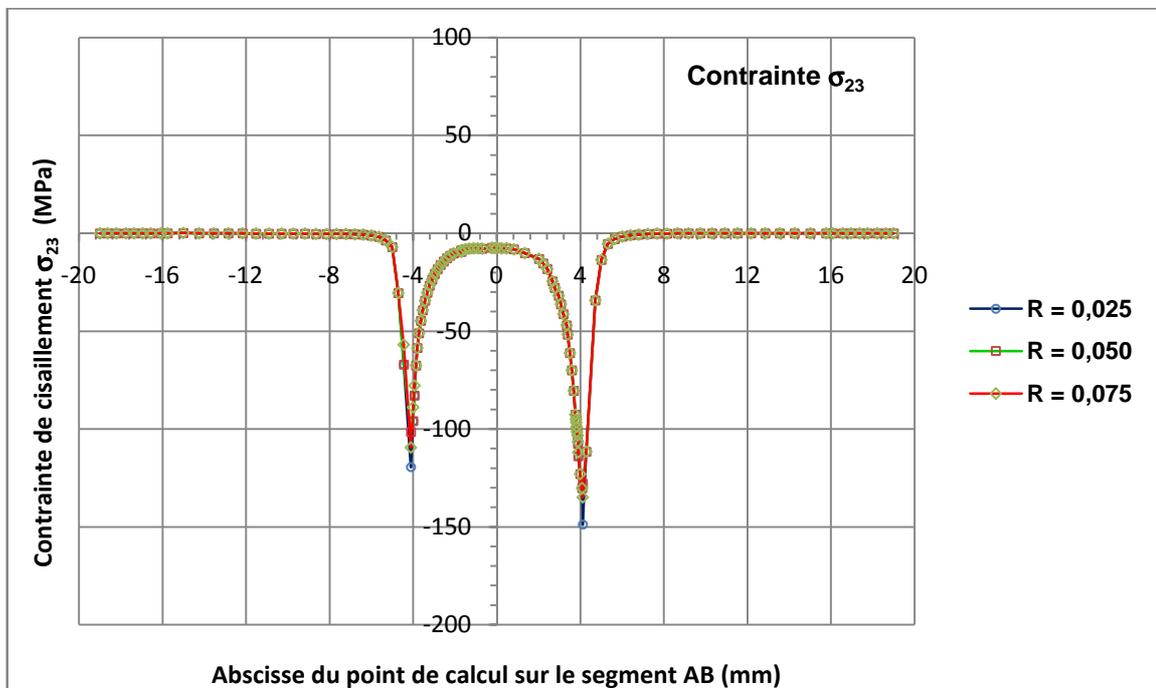


Figure 3.28 – Répartition sur le segment AB de la contrainte de cisaillement σ_{23} pour les trois valeurs distinctes du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille

Les valeurs maximales, sur le diamètre CD et sur le segment AB, de la contrainte normale σ_{33} et de celle de cisaillement σ_{23} ($\sigma_{33\max}$ et $\sigma_{23\max}$) sont récapitulées dans le tableau 3.3 ci-dessous. Les figures 3.29 et 3.30 donnent une représentation graphique de ces valeurs maximales des contraintes en fonction du rayon du congé de raccordement.

	Rayon R (mm)	$\sigma_{23\max}$	$\sigma_{33\max}$
Diamètre CD	0,025	131	93
	0,050	112	80
	0,075	101	72
Segment AB	0,025	149	377
	0,050	119	324
	0,075	101	293

Tableau 3.3 – Variation de $\sigma_{23\max}$ et $\sigma_{33\max}$ sur le diamètre CD et le segment AB en fonction du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille entre les tôles

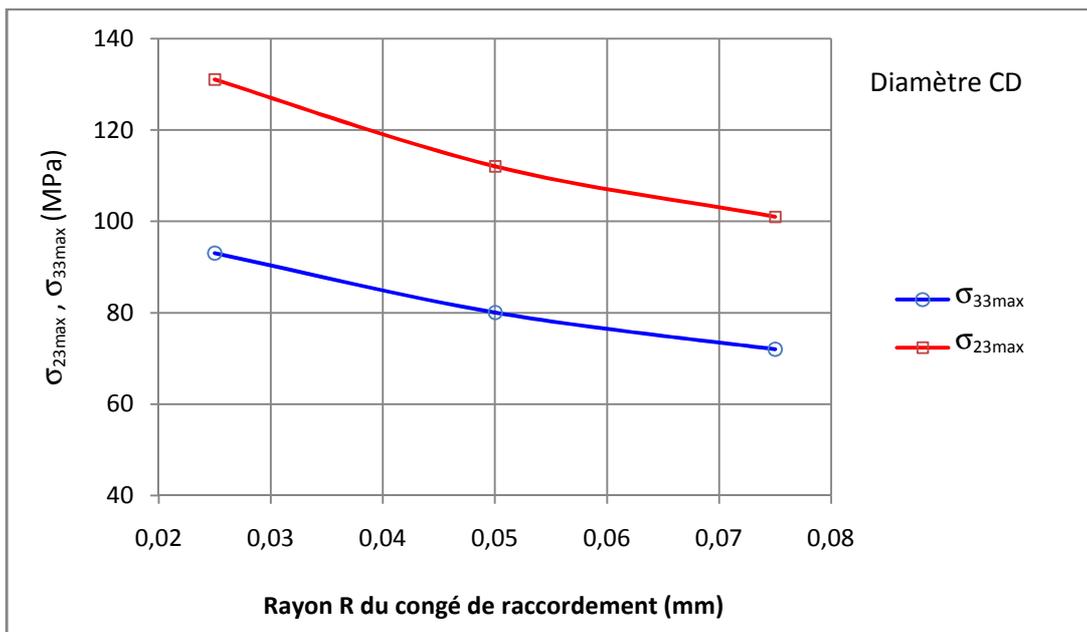


Figure 3.29 – Valeurs, sur le diamètre CD, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille

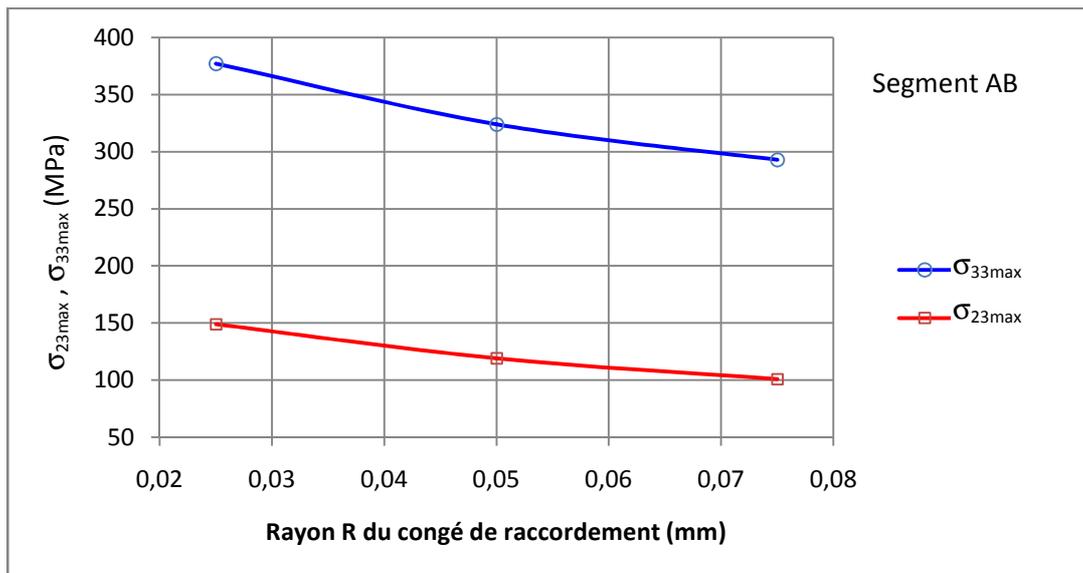


Figure 3.30 – Valeurs, sur le segment AB, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille

Un point particulier est à noter quant à l'influence de la valeur du rayon du congé de raccordement sur les niveaux des contraintes obtenues. Sur le diamètre CD, une augmentation du rayon conduit à une diminution de la contrainte normale et de celle de cisaillement. La même évolution est remarquée sur le segment AB : les contraintes normale et de cisaillement maximales diminuent quand le rayon du congé augmente. Ces résultats sont logiques car l'acuité de la concentration de contrainte dans un angle ou un épaulement diminue quand le rayon du congé de raccordement augmente.

La contrainte tangentielle σ_{23} est prépondérante, sur le diamètre CD, devant la contrainte normale σ_{33} , comme cela avait été constaté aussi sur les études paramétriques précédentes. Sur le segment AB, l'ordre de prépondérance est inversé. Il va même en s'accroissant quand le rayon du congé augmente. En effet, on passe d'un rapport $\sigma_{33max}/\sigma_{23max}$ égal à 2,53 pour $R = 0,025$ mm à un rapport égal à 2,90 pour $R = 0,075$ mm. Sur le diamètre CD, le rapport $\sigma_{23max}/\sigma_{33max}$ est pour sa part indépendant de la valeur du rayon du congé.

2.3. Justification des sites expérimentaux d'amorçage de fissure par le calcul des contraintes

Le calcul des contraintes par éléments finis réalisé au cours de ce travail a mis en évidence la prédominance très nette de la contrainte normale σ_{33} devant la composante tangentielle σ_{23} (en valeur absolue) sur le segment AB de la face interne de l'éprouvette soudée par point. La figure 3.31 reproduit schématiquement la répartition de ces contraintes normale et tangentielle sur le segment AB. Le pic de contrainte, observé sur la répartition de chacune des deux composantes se situe au pied du congé de raccordement du noyau fondu sur la tôle, du côté où celle-ci transmet l'effort de traction. Cette règle n'a été mise en défaut par aucune des trois études paramétriques qui ont été faites. La fissuration des tôles avec un amorçage sur la face interne puis une propagation dans le sens de l'épaisseur de la tôle et

ensuite latéralement dans la tôle est donc logique et étayée par les calculs des contraintes, effectués du côté interne aux tôles.

La figure 3.32 donne la même représentation schématique que la figure 3.31 mais sur le diamètre minimal CD du noyau fondu. Sur ce diamètre, c'est toujours la contrainte tangentielle σ_{23} qui prend le pas (en valeur absolue) sur la contrainte normale σ_{33} , et ce notamment sur le lieu précis où l'une et l'autre atteignent leurs valeurs maximales (très près du fond d'entaille). Cet état de fait a toujours été respecté par chacune des trois études paramétriques mises en œuvre. La ruine du point soudé par cisaillement du noyau fondu, observée lors des expérimentations principalement pour de hauts niveaux de chargement, est donc plausible au regard des répartitions des contraintes obtenues.

Il y a en fait compétition des deux modes de ruine de l'éprouvette soudée par point lors des essais de fatigue de traction-cisaillement. Les concentrations de contraintes respectives sur la face interne des tôles et sur le diamètre minimal du noyau fondu génèrent simultanément un endommagement par fatigue localisé sur les sites où les contraintes sont maximales. La figure 3.33 décrit la localisation des sites d'amorçage et de fissuration de l'éprouvette soudée par point et sollicitée en traction-cisaillement.

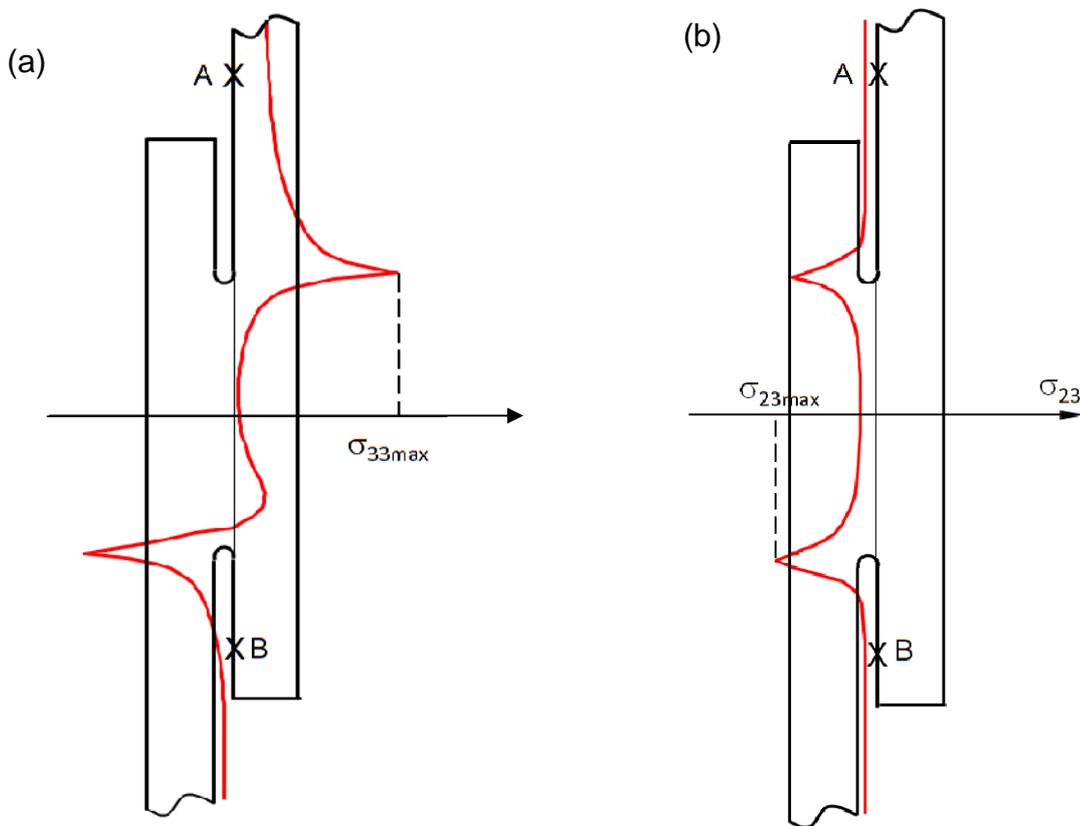


Figure 3.31 – Répartition des contraintes (a) normale et (b) tangentielle le long du segment AB

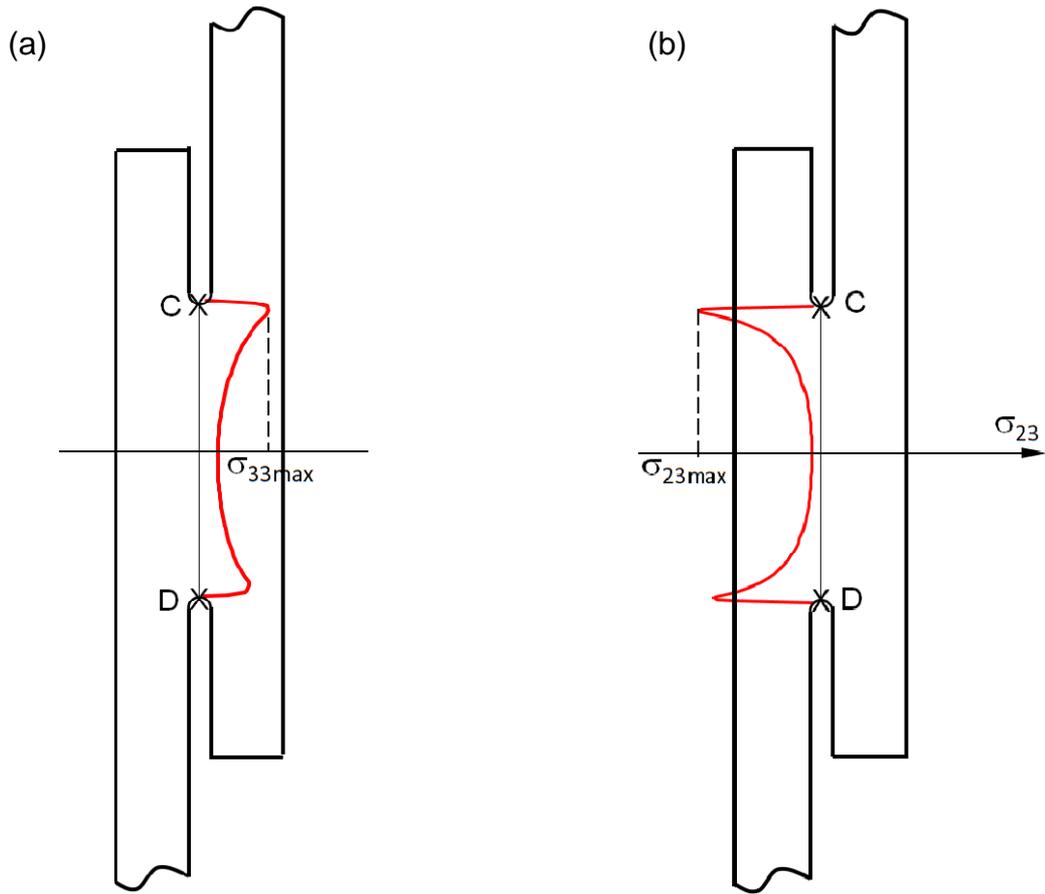


Figure 3.32 – Répartition des contraintes (a) normale et (b) tangentielle le long du diamètre CD

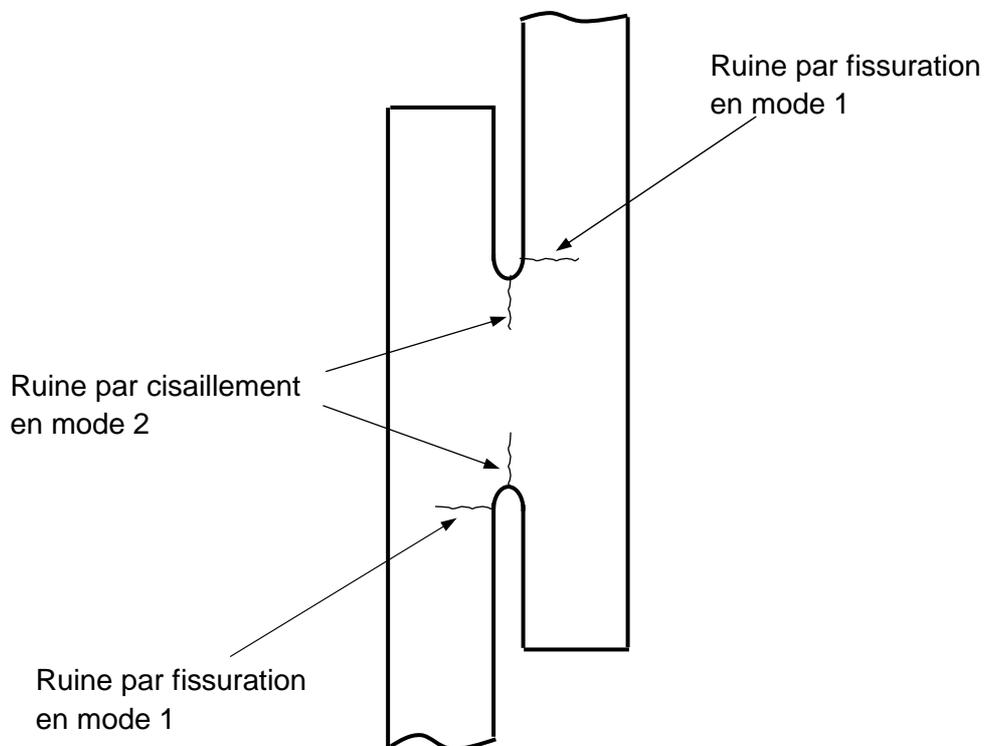
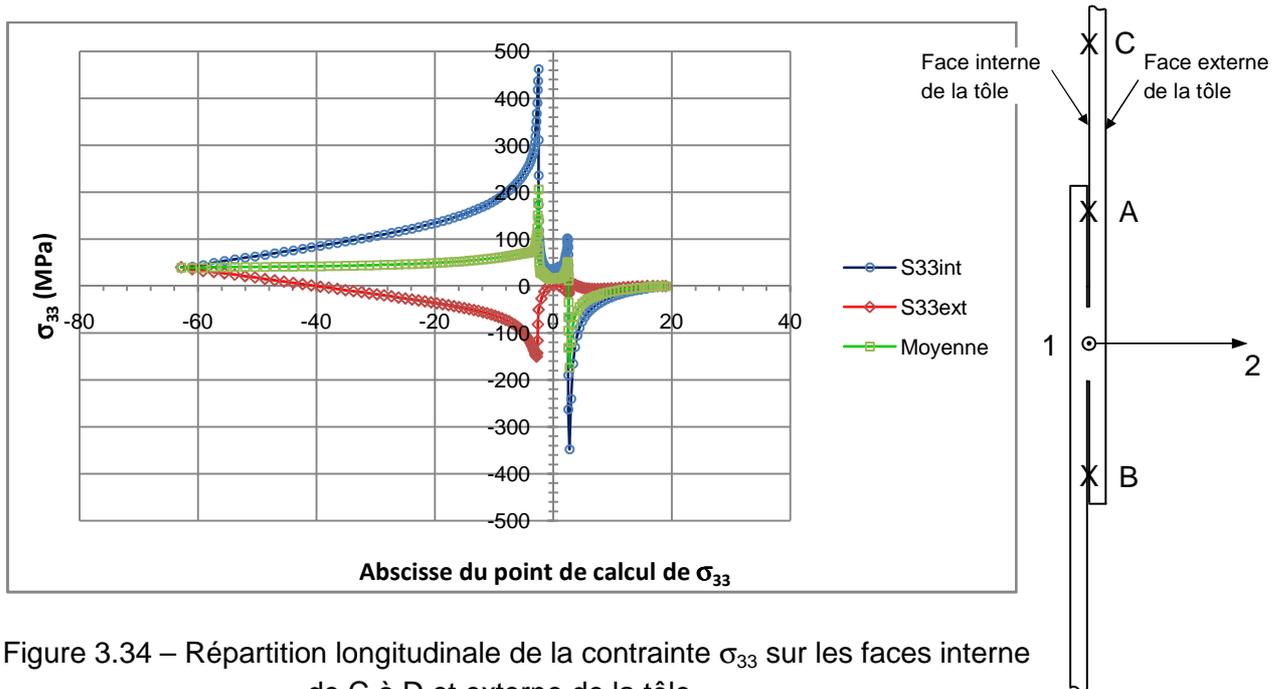


Figure 3.33 – Sites expérimentaux d'amorçage et de fissuration de l'éprouvette

2.4. Flexion des tôles et influence du raidisseur

Le comportement de l'éprouvette "point soudé" sous chargement de traction-cisaillement fait apparaître une flexion des tôles plus ou moins prononcée, selon l'épaisseur des tôles assemblées et le niveau du chargement (effort) de traction appliqué à l'éprouvette. Cette flexion est liée d'une part au décalage de la résultante de l'effort appliqué par les mors de la machine à l'ensemble constitué de la tôle et de la cale avec la ligne moyenne de la tôle par lequel transite l'effort de traction vers le point soudé, et d'autre part à la distance entre tôles (ou interface) constatée après soudage.

Les contraintes existant dans la tôle supérieure entre les mors de la machine et le point soudé sont la superposition de celles liées à l'effort de traction et celles du moment de flexion. Ainsi sur la face interne de la tôle supérieure s'ajoutent la contrainte de traction due à l'effort de traction et celle de traction également, générée par le moment de flexion. Sur la face de traction s'ajoutent la même contrainte de traction et celle de compression due au moment fléchissant. La figure 3.34 donne une représentation de la répartition de la contrainte normale σ_{33} sur les deux faces interne (celle contenant les points A et B) et externe de la tôle supérieure.



Les contraintes existant sur l'une et l'autre des deux faces de la tôle sont très différentes comme la forme de la déformée de la figure 3.8a pouvait le laisser prévoir. La zone du point soudé est bien entendu celle des concentrations de contraintes les plus importantes.

Pour assurer une sollicitation pure de traction-cisaillement, en particulier pour des éprouvettes de faibles épaisseurs, un raidisseur est monté et demeure sur chaque éprouvette testée au cours de l'essai afin de limiter la flexion des tôles et par suite une trop grande rotation du point soudé autour de l'axe 1 du repère global (figures 3.4 et 3.8a). Le pelage des tôles qui en résulte vient s'ajouter au cisaillement global du point soudé et se

traduit très défavorablement au niveau de la durée de vie expérimentale de l'éprouvette en l'absence de raidisseur.

Pratiquement pour mesurer qualitativement l'influence de la présence du raidisseur sur les états de contraintes dont les tôles et le noyau fondu sont le siège, les calculs ont été réalisés pour trois cas distincts :

- éprouvette sans raidisseur (ce sont les calculs qui ont été réalisés jusqu'à présent),
- éprouvette munie d'un raidisseur avec un jeu latéral de 0,2 mm,
- éprouvette sans jeu.

La modélisation des conditions aux limites nouvelles générées par le raidisseur est réalisée au moyen des pièces virtuelles de contact empêchant le déplacement de certaines zones de l'éprouvette dans la direction 2 du repère global.

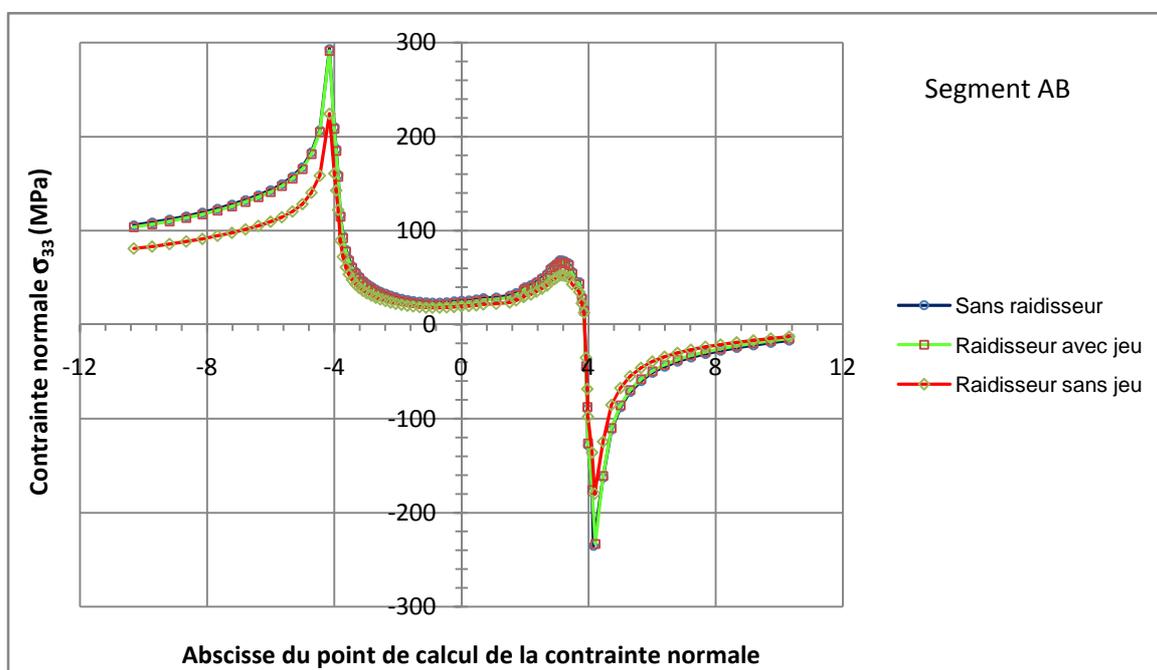


Figure 3.35 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} en fonction de la présence ou non d'un raidisseur et du jeu latéral éprouvette-raisseur

Sur la figure 3.35 ont été superposées les répartitions de la contrainte normale σ_{33} obtenues dans chacun des trois cas de calculs sur la face interne de la tôle supérieure (sur le segment AB seulement puisque d'après la figure 3.34 cette zone est celle qui rassemble les contraintes les plus importantes). L'analyse des résultats obtenus confirme sans ambiguïté les observations expérimentales qui ont été faites lors des essais.

Il n'y a pratiquement pas de différence au niveau des pics de contraintes pour l'éprouvette sans raidisseur et celle pour laquelle a été modélisé un raidisseur avec jeu. La possibilité de déplacement dans l'intervalle correspondant au jeu existant dans la direction 2 (direction de l'épaisseur de la tôle) suffit pour générer un comportement analogue à celui correspondant à l'absence de raidisseur.

En revanche la présence d'un raidisseur sans jeu induit une réduction des pics de contrainte observés au pied du congé de raccordement du noyau fondu sur la face interne de la tôle. Cette évolution des contraintes corrobore l'effet expérimental constaté de la présence d'un raidisseur sans jeu, à savoir une augmentation de la durée de vie, c'est-à-dire une meilleure résistance en fatigue du point soudé. L'absence de jeu raidisseur-éprouvette permet de maintenir une sollicitation de cisaillement pur du point soudé alors qu'en son absence la sollicitation devient rapidement mixte (cisaillement-pelage) ce qui est plus endommageant en fatigue (c'est déjà plus contraignant au regard de la seule composante σ_{33} des contraintes).

Rappelons que le problème de flexion des tôles et de pivotement du point soudé autour de l'axe 1 est lié essentiellement à la largeur relativement faible des éprouvettes (30 mm). En pratique et pour le même type de sollicitation de traction-cisaillement, la partie transversale du composant mécanique apporte une rigidité telle que la rotation du point soudé autour de l'axe 1 est rendue très difficile voire est tout simplement empêchée. La géométrie particulière des éprouvettes soudées par point (largeur de 30 mm) ne comportant pas cette raideur transversale, le raidisseur est apparu comme un palliatif pour reproduire le maintien dans leur plan de chaque tôle notamment au voisinage du point soudé.

3. ANALYSE DES CONTRAINTES DANS LE CAS DU COMPORTEMENT ELASTOPLASTIQUE DU MATERIAU

La forte concentration des contraintes existant dans le point soudé et dans son voisinage immédiat (dans les tôles notamment au niveau du congé de raccordement du noyau fondu du point soudé) peut provoquer pour certains cas de chargement important, comme lors de l'application des surcharges, une plastification locale. L'objectif de ce paragraphe est d'établir la répartition des contraintes à partir d'une modélisation du comportement élastoplastique de l'acier utilisé pour obtenir une description plus réaliste des contraintes réelles dans les zones les plus sollicitées, notamment lors de l'application des surcharges. Pour cela un écrouissage cinématique a été retenu.

Le calcul de la répartition des contraintes dans le cas du comportement élastoplastique a été réalisé pour deux niveaux de chargement : 6000 N et 10 000 N. La répartition des contraintes calculées avec un comportement purement élastique est superposée avec celle issue du comportement élastoplastique afin de bien mesurer l'écart relatif existant entre les résultats des calculs par Eléments Finis.

a) Sollicitation définie par un effort de traction de 6000 N

Les figures 3.36 à 3.39 Présentent les répartitions des contraintes normale σ_{33} et tangentielle σ_{23} sur le segment AB et sur le diamètre CD. On remarque essentiellement une diminution relative des pics de contraintes observés sur le diamètre minimal du point fondu près du fond d'entaille et au niveau du congé de raccordement du noyau fondu sur les tôles assemblées. Il n'y a pas de modification du lieu de ces pics de contraintes. Les sites présumés d'amorçage restent donc identiques dans les deux cas de comportement utilisés. C'est surtout ce point là qui paraît le résultat essentiel car cela autorise un calcul élastique,

beaucoup plus rapide en termes de temps de calcul, pour localiser les zones critiques de l'éprouvette soudée par point.

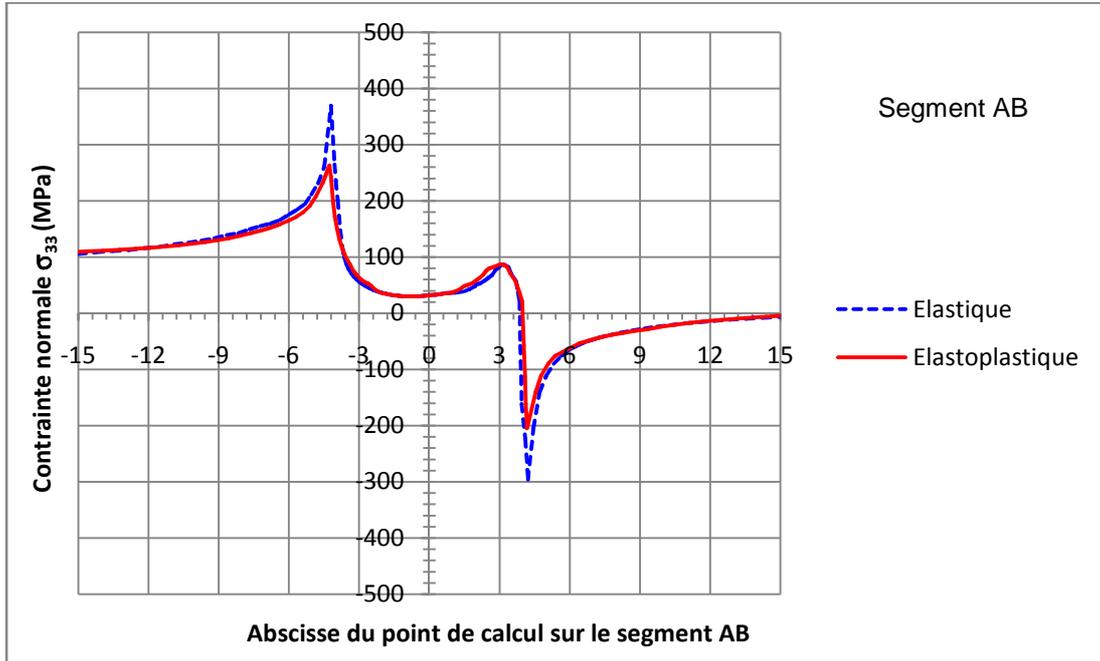


Figure 3.36 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le segment AB selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 6000 N)

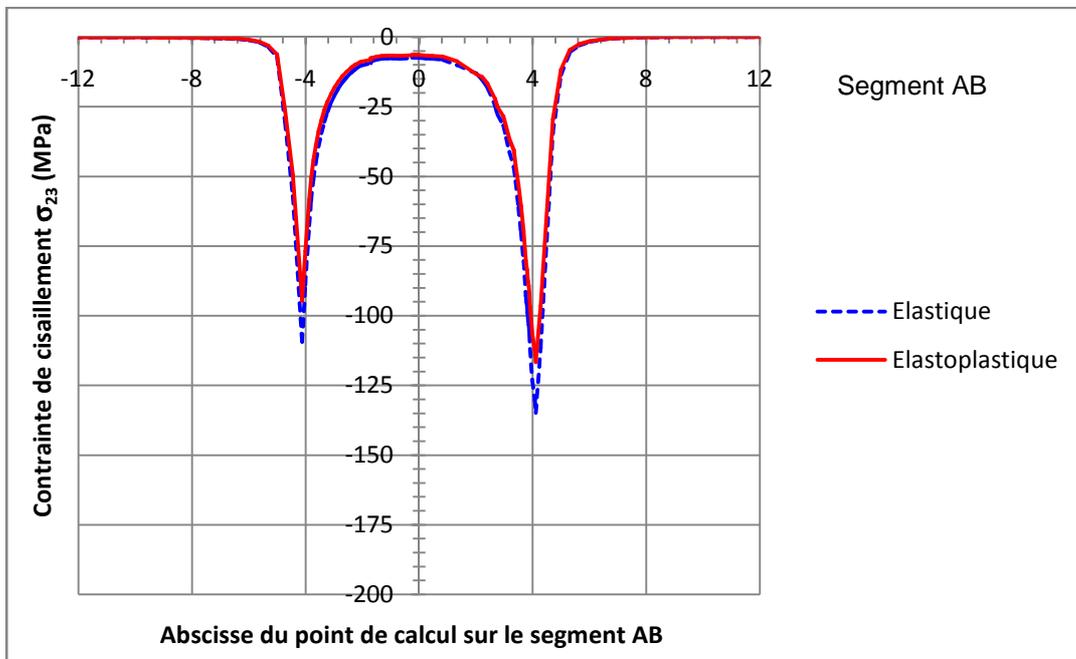


Figure 3.37 – Répartition de la contrainte tangentielle σ_{23} sur le segment AB selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 6000 N)

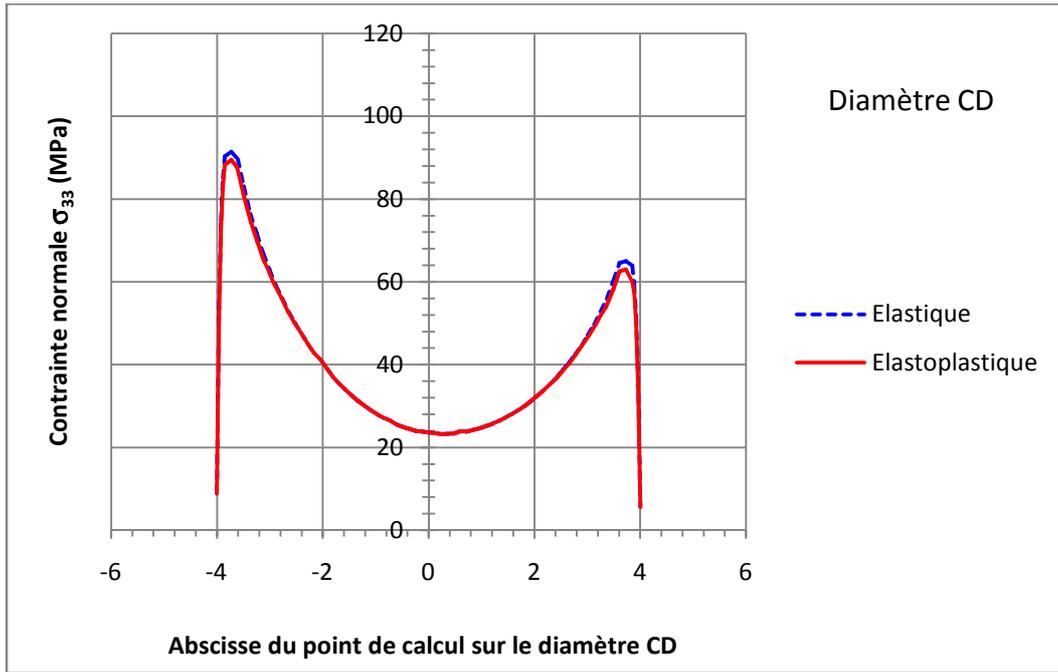


Figure 3.38 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le diamètre CD selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 6000 N)

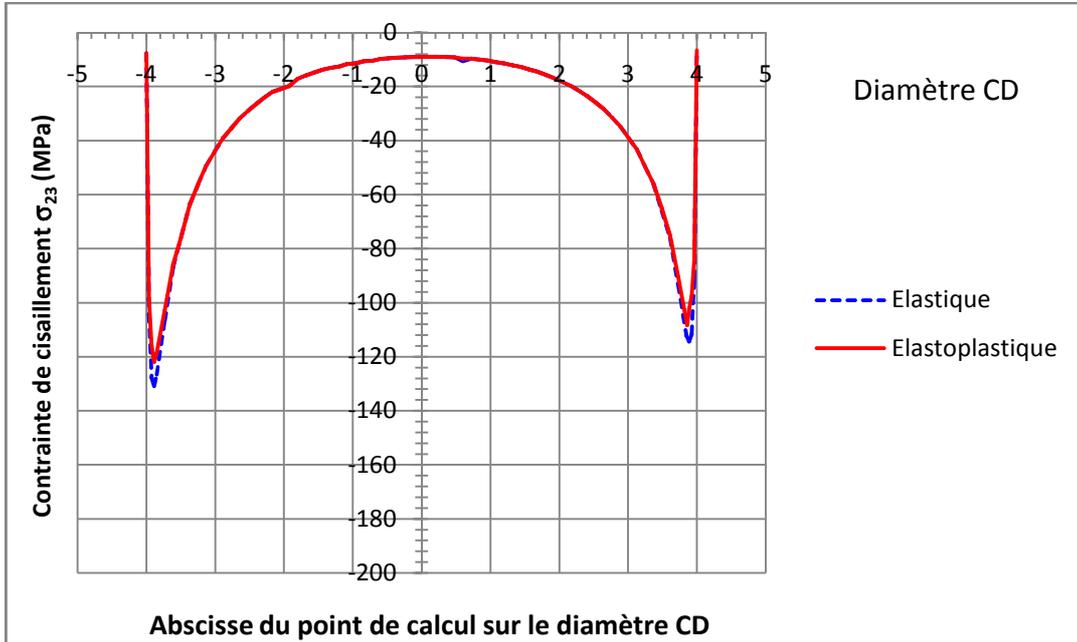


Figure 3.39 – Répartition de la contrainte tangentielle σ_{23} sur le diamètre CD selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 6000 N)

b) Sollicitation définie par un effort de traction de 10 000 N

La figure 3.40 donne la représentation de la contrainte normale σ_{33} sur le segment AB pour un chargement de traction de l'éprouvette de 10 000 N cette fois-ci, sous l'hypothèse d'un comportement élastique ou élastoplastique. La différence des pics de contraintes obtenus pour chacun des deux comportements est beaucoup marquée mais cependant la localisation des pics demeure inchangée, ce qui valide les conclusions quant à la bonne corrélation entre les lieux de fissuration observés expérimentalement et la prévision des sites d'amorçage d'après les résultats de calcul des contraintes.

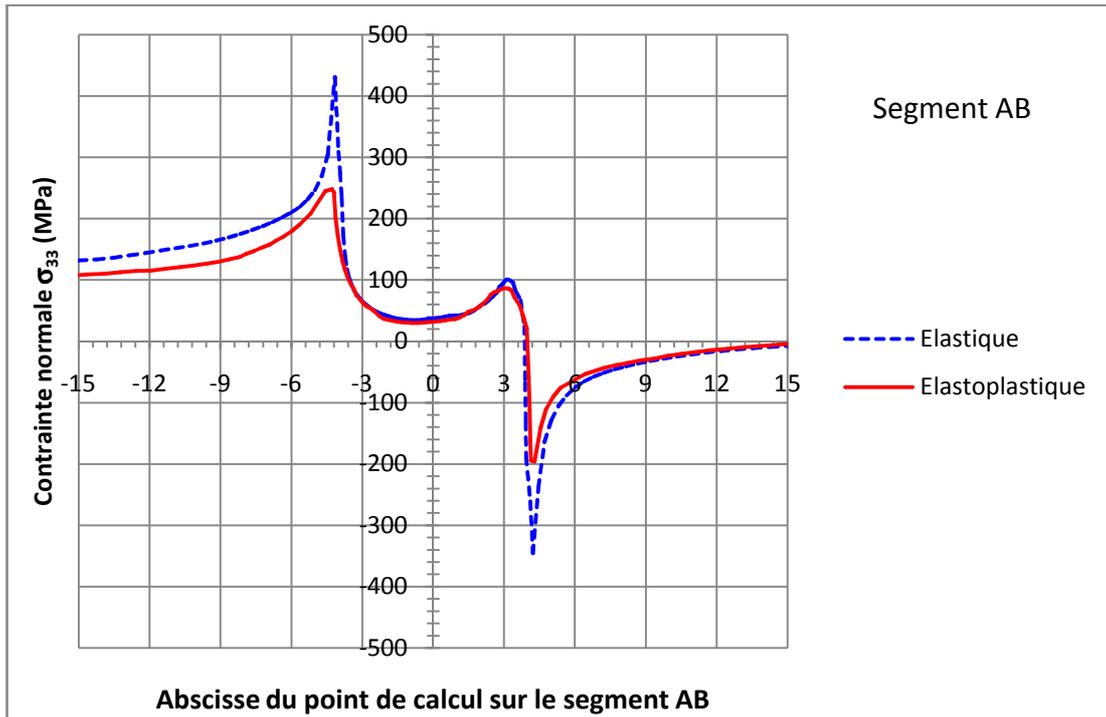


Figure 3.40 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le segment AB selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 10 000 N)

Le temps alloué au calcul n'a pas permis d'aller au delà de cette analyse mais il est très probable qu'un des effets des surcharges incidentelles après la création d'une forte déformation plastique au niveau du congé de raccordement du noyau fondu, soit la génération de contraintes résiduelles de compression dans la même zone, ce qui limite le caractère endommageant des plus "petits" cycles (ou cycles de base) entre deux surcharges. L'effet bénéfique observé des surcharges dans le domaine des grandes durées de vie est probablement lié à la création de ces contraintes résiduelles. Il n'en est pas de même en ce qui concerne le diamètre CD, pour ce qui concerne les contraintes résiduelles, ce qui explique l'occurrence des ruptures par cisaillement des points à des niveaux de chargement plus réduits des cycles de bases lorsque leur sont superposées de manière régulière des surcharges. Autrement dit, l'effet bénéfique des surcharges se manifeste sur le segment AB et pas sur le segment CD probablement par la création de contraintes résiduelles de compression sur la zone critique de AB qui n'existent pas sur le diamètre CD.

CONCLUSION DU CHAPITRE

La modélisation et le calcul d'une éprouvette soudée par point et sollicitée en traction-cisaillement ont permis de localiser les zones critiques ou zones les plus sollicitées de l'éprouvette. Il s'agit d'une part de la tôle transmettant l'effort de traction au droit du congé de raccordement du noyau fondu du point soudé sur la tôle (du côté de l'effort transmis), et d'autre part très près du fond d'entaille dans le noyau fondu sur le diamètre parallèle à la direction de l'effort de traction.

Chacune de ces deux zones est sollicitée par des états de contraintes multiaxiaux qui correspondent majoritairement à de la traction-cisaillement mais de nature différente : pour la première zone la contrainte de traction est prépondérante très largement alors que pour la seconde zone c'est la contrainte de cisaillement qui est prépondérante. De ce point de vue, le modèle établi et les résultats des calculs effectués corrélient de manière très satisfaisante les résultats expérimentaux obtenus sur les éprouvettes soudées par point.

Une étude paramétrique a été menée sur plusieurs paramètres géométriques qui témoignent habituellement une certaine dispersion pour un lot d'éprouvettes réalisées avec un réglage particulier des paramètres de soudage. Le diamètre du point soudé (diamètre minimal du noyau fondu), la distance moyenne entre les deux tôles assemblées (ou interface) et la forme du fond d'entaille par le rayon du congé de raccordement du noyau fondu sur les tôles sont les trois éléments dont la sensibilité de la dispersion sur le calcul des contraintes a été évaluée numériquement. Dans tous les cas une sensibilité très nette a été observée sur les niveaux de contraintes maximums (pics de contraintes) existant dans les zones critiques des éprouvettes. Qualitativement, l'étude réalisée justifie la dispersion observée des résultats de durée de vie expérimentaux même si les aléas métallurgiques contribuent également et de manière tout aussi importante à ces dispersions. Il faut noter en effet que les zones les plus sollicitées mécaniquement sont aussi des zones très affectées thermiquement donc le siège de fortes transformations de phases et de microstructures.

Il serait intéressant de relier la nature et les niveaux de contraintes établis dans les zones critiques des éprouvettes à la durée de vie en fatigue de ces éprouvettes. Outre le rôle du gradient de contraintes, extrêmement important dans les zones critiques, un second élément complique la mise en œuvre d'une approche en contrainte pour l'estimation de la durée de vie ; il s'agit de la caractérisation du comportement en fatigue des nouvelles microstructures existant dans les zones les plus sollicitées, très différentes de celles du métal de base dont sont constituées les tôles. Dans le chapitre suivant est présentée une démarche de prévision de durée de vie dont l'objectif est d'intégrer le caractère d'amplitude variable du chargement comportant les surcharges vis-à-vis de celui obtenu à amplitude constante.

– CHAPITRE 4 –

**PREVISION DE DUREE DE VIE DES POINTS SOUDES SOUS
CHARGEMENT D'AMPLITUDE VARIABLE**

L'objectif de ce chapitre est de confronter les lois d'endommagement en fatigue vis-à-vis du comportement réel des points soudés soumis à des sollicitations d'amplitude variable. La première partie consiste en une présentation des lois d'endommagement utilisées dans cette étude. L'accent est mis sur le formalisme de la nouvelle loi de calcul de durée de vie proposée au laboratoire, et dont le principe de base est analogue à celui de la loi de Chaboche. Il a trait au caractère non linéaire de la fonction du dommage en fatigue et de son cumul, à l'effet de l'ordre d'application des cycles de contrainte (appelé aussi effet de séquence), à la prise en compte de la contrainte moyenne, et enfin et surtout à la détermination des principaux paramètres de la loi, c'est-à-dire à l'identification de ses paramètres à partir des propriétés de base du matériau en fatigue (courbe S-N). Ce dernier point constitue la particularité du modèle proposé, l'intégration du dommage sous amplitude constante permettant de retrouver l'expression de la courbe S-N du matériau, ce qui n'était pas le cas avec le modèle de Chaboche. Un point notable est la transformation nécessaire du formalisme des lois d'endommagement habituellement traduites en termes de contraintes, en lois exprimées ici en efforts pour répondre à la caractérisation expérimentale de la résistance en fatigue des points soudés sous rapport de charge égal à 0,1. La suite de ce chapitre est consacrée à la confrontation aux résultats expérimentaux et à la discussion des prévisions des lois de Miner, de Mesmacque et Amrouche et de celle proposée, pour les trois matériaux et les deux types de sollicitation d'amplitude variable (surcharges de rapports 1,4 et 2,3).

1. PRESENTATION DES LOIS D'ENDOMMAGEMENT UTILISEES POUR LA PREVISION DE DUREE DE VIE

Prévoir la tenue en fatigue des structures sous sollicitation d'amplitude variable est une nécessité dans le domaine de la construction automobile car, pour être compétitive, la solution doit être optimisée au plus juste afin de répondre à un cahier des charges toujours plus exigeant. La dégradation progressive des propriétés des matériaux, liée à l'application d'efforts variables dans le temps dont la répétition peut conduire à la rupture par fissuration de la pièce ou de la structure, est devenue aujourd'hui une préoccupation incontournable dans toute démarche de dimensionnement.

Les aléas de la chaussée (nids de poules, trottoirs, pavés, ...) sur lesquels roule le véhicule donnent lieu à des surcharges occasionnelles sur les éléments du châssis assemblés au moyen du soudage par point. Ces surcharges, générées par les dégradations de l'état des routes et le mode de conduite du véhicule, sont susceptibles d'avoir une influence non négligeable sur la durée de vie des tôles liées par soudage.

Pour améliorer les structures du point de vue de la résistance à la fatigue, le bureau d'études doit se doter d'outils de dimensionnement lui permettant de prévoir, lors de la conception, leur comportement en fatigue sous chargement variable et de réduire ainsi les coûts et les délais dans les étapes de la mise au point du prototype. Parmi les outils du dimensionnement en fatigue figurent les lois d'endommagement et de cumul du dommage qui sont mises à l'épreuve ici sur les points soudés sollicités en traction-cisaillement.

Ce paragraphe présente, sur la base des travaux réalisés au laboratoire et relatifs aux lois d'endommagement non linéaires [TIK07], une loi d'endommagement de fatigue proposée lorsque la courbe F-N du matériau est décrite par le modèle de Basquin. Celle-ci propose un formalisme proche de celui de Chaboche pour ce qui concerne l'effet de l'ordre d'apparition des cycles de contraintes, l'influence de la contrainte moyenne et le caractère non linéaire du cumul de dommage. Deux autres lois sont également mises à contribution, celle de Mesmacque et Amrouche ainsi que celle de Miner. La loi de Miner est linéaire, les deux autres sont non linéaires et à cumul de dommage également non linéaire.

1.1. Transformation et expression des lois d'endommagement utilisées en efforts

Les lois d'endommagement permettent, en général une fois déterminée la durée de vie du matériau relative à chaque cycle extrait, de calculer le dommage correspondant et d'en faire le cumul. Ce dommage cumulé conduit à l'estimation de la durée de vie du matériau en termes du nombre de cycles à l'amorçage d'une fissure macroscopique. Trois lois d'endommagement exprimées en efforts sont testées vis-à-vis des résultats des essais de fatigue avec surcharge réalisés dans le cadre de ce travail.

1.1.1. Loi de Miner

La durée de vie du matériau est définie par le nombre de cycles à l'amorçage d'une fissure (ou à rupture) N_R . Ainsi, l'application de n cycles ($n < N_R$) entraîne une détérioration partielle ou dommage de la matière. La connaissance de ce dommage est importante car elle permet d'évaluer la durée de vie résiduelle et de décider s'il faut ou non remplacer le composant pour éviter une avarie par fatigue.

La règle la plus simple pour évaluer la dégradation des capacités de résistance à la fatigue du matériau consiste à considérer une évolution linéaire du dommage. Elle stipule que le dommage subi par le matériau à chaque cycle est fonction du niveau d'effort représentatif de ce cycle. Pour n cycles appliqués, est appelée dommage, la quantité :

$$D = \sum_{i=1}^k d_i = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (4.1)$$

où n_i est le nombre de cycles appliqués identiques à celui considéré,

N_i est le nombre de cycles, identiques à celui considéré, supportés par le matériau à l'amorçage d'une fissure.

Selon ce concept, l'amorçage d'une fissure apparait en théorie lorsque le dommage D est égal à l'unité.

Simple et très largement répandue, cette méthode de prévision de durée de vie selon Miner présente des défauts avérés et reconnus en présence de chargements de type "bas-haut" et "haut-bas", c'est-à-dire des chargements à amplitude de chargement croissante ou décroissante respectivement. La loi de Miner ignore les interactions, du point de vue de la fatigue, entre les différents niveaux de chargement successifs. Qui plus est, l'erreur de prévision engendrée par la loi de Miner est sensiblement du même ordre mais de tendances opposées pour ces deux types de chargement "extrêmes", à variation monotone d'amplitude. Lorsque ces deux tendances sont rencontrées au cours d'un même historique de chargement, les erreurs successives de prévision se compensent partiellement. C'est ce qui explique le succès rencontré encore aujourd'hui par cette loi d'endommagement en fatigue d'amplitude variable.

1.1.2. Loi de Mesmacque et Amrouche

La loi de Mesmacque et Amrouche repose sur un indicateur de dommage relié cycle après cycle à la courbe F-N du matériau. Cet indicateur nommé effort endommagé (ou contrainte endommagée lorsque la loi d'endommagement est exprimée en termes de contraintes) correspond à la durée de vie résiduelle instantanée [MES05] :

$$D_i = \frac{F_{ied} - F_i}{F_u - F_i} \quad (4.2)$$

où

- F_{ied} est l'effort endommagé,
- F_i est l'effort appliqué au niveau i ,
- F_u est l'effort ultime du matériau,
- D_i est la variable d'endommagement.

Lorsque D est égal à l'unité, le matériau atteint son niveau d'endommagement maximal, qui correspond à l'amorçage d'une fissure.

1.1.3. Loi proposée au laboratoire

a) Justification de la modification de la loi de Chaboche

L'inconvénient de la loi de Chaboche réside dans les différences de durées de vie qu'on obtient pour un matériau donné, suivant le domaine de calage utilisé, lorsque sa courbe S-N, transférée dans l'espace de Chaboche est assimilée à une droite (figure 4.1). La prévision de durée de vie par cette loi est donc dépendante du domaine de calage utilisé (figure 4.2).

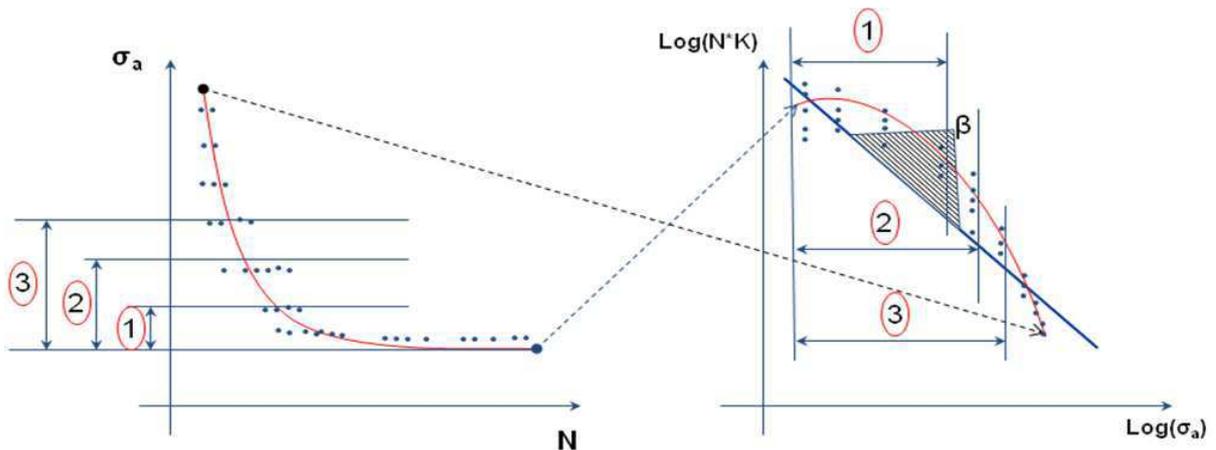


Figure 4.1 – Principe de calage de la loi de Chaboche

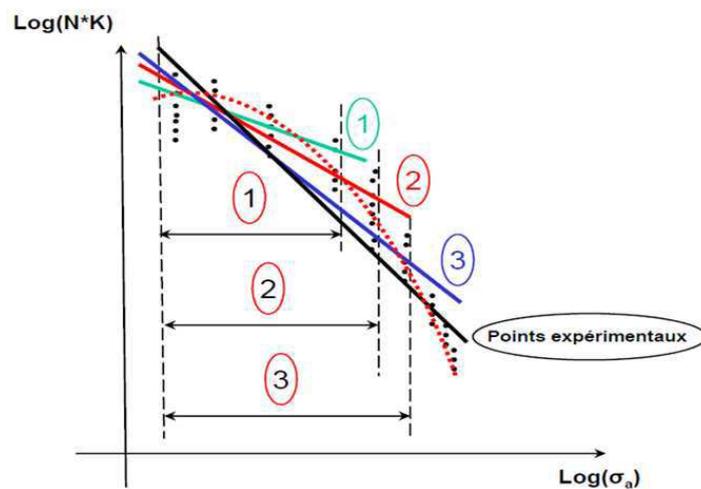


Figure 4.2 – Sensibilité du calage de la loi de Chaboche à la fenêtre utilisée de la courbe S-N

Pour tenter de remédier à cet inconvénient de la loi de Chaboche, une nouvelle loi a été proposée pour réaliser le cumul du dommage en fatigue sous chargement d'amplitude variable. Le formalisme de la loi a essentiellement pour caractéristique de restituer l'expression de la courbe S-N propre au matériau lorsque l'intégration du dommage est réalisé sous un chargement d'amplitude constante. C'est ainsi qu'un formalisme particulier a été proposé pour chaque type de courbe S-N classique : modèles de Wöhler, de Basquin, de Stromeyer ou de Bastenaire [TIK07].

b) Transformation en effort du modèle proposé, basé sur la courbe F-N de Basquin

Le principe du modèle proposé est une forme différentielle de l'endommagement par fatigue dont l'intégration sous chargement d'amplitude constante conduit à la courbe F-N modélisée par Basquin. Pour des raisons de difficultés à définir un niveau de contrainte représentatif au sein même du point soudé ou dans les tôles assemblées au voisinage du point soudé, nous avons lié la variable d'endommagement à l'effort maximum du cycle appliqué à l'éprouvette. L'endommagement est ainsi établi à l'aide du cycle en effort (en distinguant la partie moyenne de l'amplitude).

Expression différentielle de la loi

L'expression générale qui traduit l'évolution du dommage par fatigue est exprimée sous forme différentielle par :

$$\delta D = f(F_{\max}, D) \delta N \quad (4.3)$$

Dans cette expression, les variables dont dépend la fonction f sont d'une part le dommage D du matériau au début du cycle appliqué et d'autre part l'effort maximum F_{\max} appliqué au cours de ce cycle.

Un cycle d'effort défini par son rapport de charge $R = F_{\min}/F_{\max}$ et sa valeur maximale F_{\max} donne lieu à un effort moyen F_m et une amplitude F_a définis par :

$$\begin{cases} F_m = \frac{1+R}{2} F_{\max} \\ F_a = \frac{1-R}{2} F_{\max} \end{cases} \quad (4.4)$$

Dans le cas des essais de fatigue en traction-cisaillement réalisés sur les éprouvettes soudées par point (rapport de charge R égal à 0,1), l'amplitude et la valeur moyenne de l'effort au cours du cycle s'expriment par :

$$\begin{cases} F_m = 0,55 F_{\max} \\ F_a = 0,45 F_{\max} \end{cases} \quad (4.5)$$

L'expression incrémentale proposée du dommage se décline alors de la façon suivante :

$$\delta D = \left[1 - (1 - D)^{\beta+1} \right]^{\alpha(F_{\max}, F_D, F_u)} \cdot \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)} \cdot (1 - D)} \right)^{\beta} \right] \delta N \quad (4.6)$$

- où :
- δD est l'accroissement du dommage D du matériau, dû à δN cycle(s) identique(s),
 - F_u est la résistance maximale à la rupture en traction de l'éprouvette,
 - F_C est la limite d'endurance conventionnelle à $2 \cdot 10^6$ cycles,
 - F_D est la limite d'endurance déterminée par lissage des points expérimentaux de la courbe F - N à l'aide du logiciel ESOPE,
 - le coefficient α , fonction de l'effort maximum F_{\max} , de la limite d'endurance conventionnelle F_C , de la limite d'endurance F_D et de la résistance maximale en traction F_u , traduit la non linéarité du cumul de dommage ; il est défini par :

$$\alpha = 1 - a \left\langle \frac{F_{\max} - F_C}{F_u - F_D} \right\rangle \quad (4.7)$$

- a , A , β et M_0 sont des coefficients propres au matériau.

Les cycles rencontrés sous chargement d'amplitude variable sont généralement classés en "petits" ou "grands" cycles selon la valeur de leur amplitude vis-à-vis de la limite d'endurance F_D du matériau :

- *Cas d'un "grand" cycle (amplitude au dessus de la limite d'endurance F_D)*

$$F_{\max} > F_D$$

$$\alpha = 1 - a \left(\frac{F_{\max} - F_C}{F_u - F_D} \right) \quad (4.8)$$

- *Cas d'un "petit" cycle (amplitude inférieure à la limite d'endurance F_D)*

$$F_{\max} \leq F_D$$

$$\alpha = 1 \quad (4.9)$$

Intégration de la loi d'endommagement proposée

Le cumul de dommage est réalisé pas à pas pour tous les cycles rencontrés au cours du chargement. La durée de vie du matériau est établie par intégration de la loi d'endommagement différentielle écrite sous la forme :

$$\frac{(1 - D)^{\beta}}{\left[1 - (1 - D)^{\beta+1} \right]^{\alpha}} \cdot \delta D = \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^{\beta} \right] \delta N \quad (4.10)$$

- Intégration du dommage dans le cas d'un "petit" cycle

En remplaçant α par sa valeur unité, l'équation (4.5) devient :

$$\frac{(1-D)^\beta}{1-(1-D)^{\beta+1}} \cdot \delta D = \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right] \delta N \quad (4.11)$$

Lorsqu'on applique un "petit" cycle de valeur maximale F_{\max} , le dommage passe de la valeur D_i à la valeur D_j , ce qui se traduit selon la loi proposée par :

$$\int_{D_i}^{D_j} \frac{(1-D)^\beta}{1-(1-D)^{\beta+1}} \cdot dD = \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right] \quad (4.12)$$

D'où

$$\frac{1}{1+\beta} \ln \left| \frac{1-(1-D_j)^{1+\beta}}{1-(1-D_i)^{1+\beta}} \right| = \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right] \quad (4.13)$$

On introduit alors le changement de variable suivant :

$$X_i = \left[1 - (1 - D_i)^{\beta+1} \right]^a \quad (4.14)$$

Cette nouvelle variable X_i présente la particularité de varier d'une manière analogue à celle de la variable D_i et en particulier toutes deux valent 0 ou 1 simultanément.

En introduisant cette variable dans la relation (4.13), on a :

$$\frac{1}{1+\beta} \ln \left| \frac{X_j}{X_i} \right|^{\frac{1}{a}} = \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right] \quad (4.15)$$

Soit

$$X_j = X_i \cdot e^{a M_0^{-0.5\beta} (1+\beta) \cdot \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{\left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right]} \quad (4.16)$$

Cette expression donne la règle de cumul du dommage dans le cas d'un "petit" cycle.

- Intégration du dommage dans le cas d'un "grand" cycle

L'expression (4.6) devient dans ce cas :

$$\frac{(1-D)^\beta}{[1-(1-D)^{\beta+1}]^\alpha} \cdot \delta D = \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right] \delta N \quad (4.17)$$

Par l'application d'un "grand" cycle de valeur maximale F_{\max} , le dommage passe de la valeur D_i à la valeur notée D_j . L'intégration s'exprime ici sous la forme suivante :

$$\int_{D_i}^{D_j} (1-D)^\beta \cdot [1-(1-D)^{\beta+1}]^{-\alpha} \cdot \delta D = \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right] \quad (4.18)$$

$$\text{Soit} \quad \left[\frac{1}{1-\alpha_j} \cdot \frac{1}{1+\beta} \cdot [1-(1-D)^{1+\beta}]^{1-\alpha_j} \right]_{D_i}^{D_j} = \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right] \quad (4.19)$$

$$\Leftrightarrow [1-(1-D_j)^{1+\beta}]^{1-\alpha_j} - [1-(1-D_i)^{1+\beta}]^{1-\alpha_j}$$

$$= (1-\alpha_j)(1+\beta) \cdot \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right] \quad (4.20)$$

En opérant le même changement de variable que précédemment, on obtient :

$$X_j^{\frac{1-\alpha_j}{a}} - X_i^{\frac{1-\alpha_j}{a}} = (1-\alpha_j)(1+\beta) \cdot \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{M_0 \left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u} \right)}} \right)^\beta \right] \quad (4.21)$$

$$\text{Notation :} \quad \alpha_j = 1 - a \left(\frac{F_{\max} - F_C}{F_u - F_D} \right) \quad (4.22)$$

$$\Leftrightarrow \alpha_j = 1 - aK_j$$

C'est-à-dire :
$$\frac{1 - \alpha_j}{a} = K_j = \frac{F_{\max} - F_C}{F_u - F_D} \quad (4.23)$$

Un chargement d'amplitude constante où serait appliqué ce grand cycle jusqu'à l'amorçage d'une fissure conduit, en partant d'un matériau vierge ($D_i = 0$), à la durée de vie N_{fj} donnée par :

$$1 - 0 = N_{fj} \cdot a M_0^{-0.5\beta} K_j \cdot (1 + \beta) \cdot \left[\frac{F_u - F_D}{F_{\max} - F_C} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{\left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u}\right)}} \right)^\beta \right] \quad (4.24)$$

$$\Leftrightarrow N_{fj} = \frac{1}{a M_0^{-0.5\beta} \cdot K_j \cdot (1 + \beta)} \cdot \frac{F_{\max} - F_C}{F_u - F_D} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{\left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u}\right)}} \right)^{-\beta} \quad (4.25)$$

$$\Leftrightarrow N_{fj} = \frac{1}{a M_0^{-0.5\beta} \cdot (1 + \beta)} \cdot \left(\frac{F_{\max}}{\sqrt{\left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max}}{A \cdot F_u}\right)}} \right)^{-\beta} \quad (4.26)$$

N_{fj} est le nombre de cycles nécessaires à l'amorçage d'une fissure au sein du matériau sous un chargement d'amplitude constante décrit par le cycle d'effort maximal $F_{\max i}$. Il s'agit par conséquent d'une expression de la courbe F-N du matériau. L'identification de cette expression avec la courbe F-N intrinsèque aux éprouvettes soudées par point permet donc de déterminer les coefficients de la loi d'endommagement proposée.

Remarque : l'intégration du dommage pour un matériau initialement vierge auquel sont appliqués n_1 cycles identiques d'effort maximal $F_{\max 1}$ (avec $n_1 < N_{f1}$) conduit à :

$$n_1 = \frac{\left[1 - (1 - D)^{1+\beta}\right]^{1-\alpha}}{a M_0^{-0.5\beta} \cdot (1 + \beta)} \cdot \left(\frac{F_{\max 1}}{\sqrt{\left(1 - \frac{0.55 \cdot F_{\max 1}}{A \cdot F_u}\right)}} \right)^{-\beta} \quad (4.27)$$

Soit
$$n_1 = \left[1 - (1 - D)^{1+\beta}\right]^{1-\alpha} \cdot N_{f1} \quad (4.28)$$

$$\Leftrightarrow D = 1 - \left[1 - \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{\frac{1}{1-\alpha}} \right]^{\frac{1}{1+\beta}} \quad (4.29)$$

En notant N_2 le nombre de cycles d'un chargement d'amplitude constante et de valeur maximale du cycle notée $F_{\max 2}$ générant le même dommage D , on obtient la relation suivante :

$$D = 1 - \left[1 - \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{\frac{1}{1-\alpha_1}} \right]^{\frac{1}{1+\beta}} = 1 - \left[1 - \left(\frac{N_2}{N_{f2}} \right)^{\frac{1}{1-\alpha_2}} \right]^{\frac{1}{1+\beta}} \quad (4.30)$$

$$\Leftrightarrow \frac{N_2}{N_{f2}} = \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{\frac{1-\alpha_2}{1-\alpha_1}} \quad (4.31)$$

Si on désigne par n_2 la durée de vie résiduelle à compter du dommage D (jusqu'à l'amorçage d'une fissure) du matériau soumis au chargement d'effort maximal $F_{\max 2}$, on a :

$$\begin{aligned} N_2 + n_2 = N_{f2} &\Leftrightarrow \frac{N_2}{N_{f2}} + \frac{n_2}{N_{f2}} = 1 \\ &\Leftrightarrow \frac{n_2}{N_{f2}} = 1 - \frac{N_2}{N_{f2}} = 1 - \left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{\frac{1-\alpha_2}{1-\alpha_1}} \end{aligned} \quad (4.32)$$

Pour un chargement comprenant deux blocs de cycles ($n_1, F_{\max 1}$) et ($n_2, F_{\max 2}$), les fractions de vie correspondant aux deux blocs de cycles sont liées à l'amorçage d'une fissure par la relation suivante :

$$\frac{n_2}{N_2} = 1 - \left(\frac{n_1}{N_1} \right)^{\frac{1-\alpha_2}{1-\alpha_1}} \quad (4.33)$$

$$\eta = \frac{1 - \alpha_2}{1 - \alpha_1} = \frac{aK_2}{aK_1} = \frac{K_2}{K_1} = \frac{F_{\max 2} - F_C}{F_{\max 1} - F_C} \quad (4.34)$$

Généralisation : pour les chargements comportant plus de deux blocs de cycles, le cumul du dommage jusqu'à l'amorçage d'une fissure aboutit à la relation suivante :

$$\left[\left[\left[\left(\frac{n_1}{N_1} \right)^{\frac{1-\alpha_2}{1-\alpha_1}} + \frac{n_2}{N_2} \right]^{\frac{1-\alpha_3}{1-\alpha_2}} + \frac{n_3}{N_3} \right]^{\frac{1-\alpha_4}{1-\alpha_3}} \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{i-1}} \right]^{\frac{1-\alpha_i}{1-\alpha_{i-1}}} + \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (4.35)$$

c) Identification des paramètres du modèle

L'application de cette nouvelle loi d'endommagement, comme des autres lois utilisées d'ailleurs, requiert la connaissance de la courbe F-N du matériau. L'expression analytique de la courbe F-N retenue pour cette application est celle de Basquin (c'est le choix du constructeur automobile). Pour chacune des trois nuances d'acier étudiées (HE 360 D, XE 360 D, XES), une série d'éprouvettes soudées par point a été testée sous des chargements d'amplitude constante à des niveaux d'efforts maximums différents. Le logiciel ESOPE a alors permis d'établir les coefficients du modèle de Basquin qui lisse et décrit l'ensemble des résultats expérimentaux de la courbe F-N établie.

La loi d'endommagement proposée conduit elle-même sous amplitude constante à une équation de la courbe F-N identique à celle de Basquin ; l'identification en pratique des coefficients matériau se fait par rapprochement terme à terme de la courbe de Basquin expérimentale et de celle induite par la loi. Le tableau 4.1 rassemble les valeurs ainsi obtenues des paramètres pour chacun des trois aciers étudiés.

Paramètres	Nuances d'acier		
	HE 360 D	XE 360 D	XES
β	0,3194	0,2761	0,1306
$aM_0^{-0.5\beta}$	0,2336	0,2782	0,5021

Tableau 4.1 – Paramètres de la loi d'endommagement proposée pour les trois nuances d'acier étudiées

2. ESTIMATION DE DUREE DE VIE DES EPROUVETTES SOUDEES PAR POINT SOUS CHARGEMENT D'AMPLITUDE VARIABLE

Les surcharges incidentelles régulières auxquelles sont soumises les éprouvettes soudées par point conduisent de fait à un chargement d'amplitude variable. Celui-ci est particulier puisque deux cycles distincts seulement constituent le chargement appliqué (le cycle dit "de base" et le cycle de surcharge qui est appliqué régulièrement). L'objectif du travail réalisé et présenté dans ce paragraphe est donc d'étudier l'efficacité des lois d'endommagement présentées au paragraphe précédent au travers de leur aptitude à prévoir l'évolution du comportement en fatigue des éprouvettes soudées par point soumises aux différents types de surcharges.

2.1. Démarche de validation des lois d'endommagement

La validité d'une loi d'endommagement est mesurée par l'écart relatif entre sa prévision et les résultats expérimentaux qui font office de "juge de paix". La prise en compte de l'ordre d'apparition des cycles (effet de séquence), de la partie moyenne des cycles, de l'évolution non linéaire du dommage sont autant de points qui, sur le plan théorique, concourent à rapprocher les prévisions du modèle des tendances expérimentales observées. Quantitativement c'est l'écart relatif des durées de vie obtenues qui matérialise la justesse de la loi. Nous utilisons donc le critère suivant pour établir l'erreur de prévision d'un modèle d'endommagement au regard de la durée de vie obtenue expérimentalement :

$$ERP = \left(\frac{N_{exp} - N_{mod}}{N_{exp}} \right) \times 100$$

Où : N_{exp} est la durée de vie expérimentale,
 N_{mod} est la durée de vie prévue par la loi d'endommagement.

L'interprétation de l'indice d'erreur ERP est la suivante :

- si $ERP \geq 0$, la prévision est conservatrice et place le concepteur "en sécurité" (puisque la durée de vie calculée est inférieure à celle obtenue expérimentalement).
- si $ERP < 0$, la prévision est non conservatrice, la prévision de durée de vie de la part du modèle est supérieure à celle obtenue expérimentalement.

Dans ce qui suit nous évaluons la qualité ou pertinence des trois lois d'endommagement étudiées (Miner, Mesmacque et Amrouche, et le modèle proposé) pour chacun des trois matériaux testés expérimentalement et avec les deux rapports de surcharge 1,4 et 2,3.

La dispersion des résultats d'essais en fatigue conduit à des durées de vie très variables pour un même niveau d'effort, alors que la prévision de durée de vie par une loi d'endommagement s'appuie sur les données de la courbe F-N, estimées pour une probabilité de survie de 50% par le logiciel ESOPE. Comparer la durée de vie estimée par une loi d'endommagement à un niveau d'effort donné avec l'ensemble des résultats expérimentaux obtenus pour ce niveau de chargement conduirait à masquer la justesse "en prévision déterministe" de la loi par la dispersion de la durée de vie expérimentale inhérente au phénomène de fatigue. Par conséquent, pour avoir une vision plus claire de la validité des

lois d'endommagement, est comparée la courbe expérimentale lissée par le logiciel ESOPE avec les courbes correspondant aux prévisions de durée de vie pour chacune des lois de Miner, de Mesmacque et Amrouche et de celle proposée au laboratoire. Il s'agit donc de la comparaison de courbes de Gassner où figurent en abscisse le nombre total de cycles appliqués à l'amorçage d'une fissure et en ordonnée, le niveau représentatif du chargement, c'est-à-dire l'effort maximal correspondant aux cycles de base de ce chargement. La superposition des quatre courbes de Gassner au sein d'un graphe permet ainsi d'établir par comparaison la validité respective de chaque modèle.

Pour une comparaison relative plus quantitative des durées de vie réelles et estimées, l'indice d'erreur ERP est calculé, pour chaque loi, pour plusieurs valeurs de l'effort maximal des cycles de base. Un tableau regroupe les valeurs obtenues pour chaque couple (matériau, rapport de surcharge) et un histogramme donne un support graphique de ces différents calculs.

2.2. Présentation des résultats des lois d'endommagement pour chaque matériau et chaque type de surcharge

L'ensemble des six couples matériau-chargeement d'amplitude variable testés expérimentalement sert de base à un test de validité des trois lois d'endommagement étudiées. La courbe de Gassner expérimentale est reportée sur un graphique où sont tracées également les prévisions des trois lois étudiées. Pour plusieurs valeurs particulières de l'effort maximal du cycle de base (de 3500 N à 6000 N en général avec un pas de 500 N), la durée de vie expérimentale (issu du lissage des points expérimentaux donnés par le logiciel ESOPE) est comparée aux durées de vie données par les trois lois d'endommagement utilisées. Un tableau rassemble les durées de vie obtenues (exprimées en cycles) pour chaque valeur représentative du chargement (exprimée en N). Un histogramme donne une représentation en échelle cartésienne des erreurs de prévisions de durée de vie propres à chaque loi.

Pour chaque couple matériau-rapport de surcharge sont donc donnés successivement :

- les courbes de Gassner suivant les trois modèles d'endommagement étudiés ainsi que la courbe de Gassner expérimentale,
- un tableau récapitulatif des durées de vie expérimentales et calculées pour plusieurs valeurs du chargement correspondant aux cycles de base,
- un histogramme matérialisant les erreurs relatives de prévision (ERP) des trois modèles.

• Matériau HE 360 D – Rapport de surcharge : 1,4

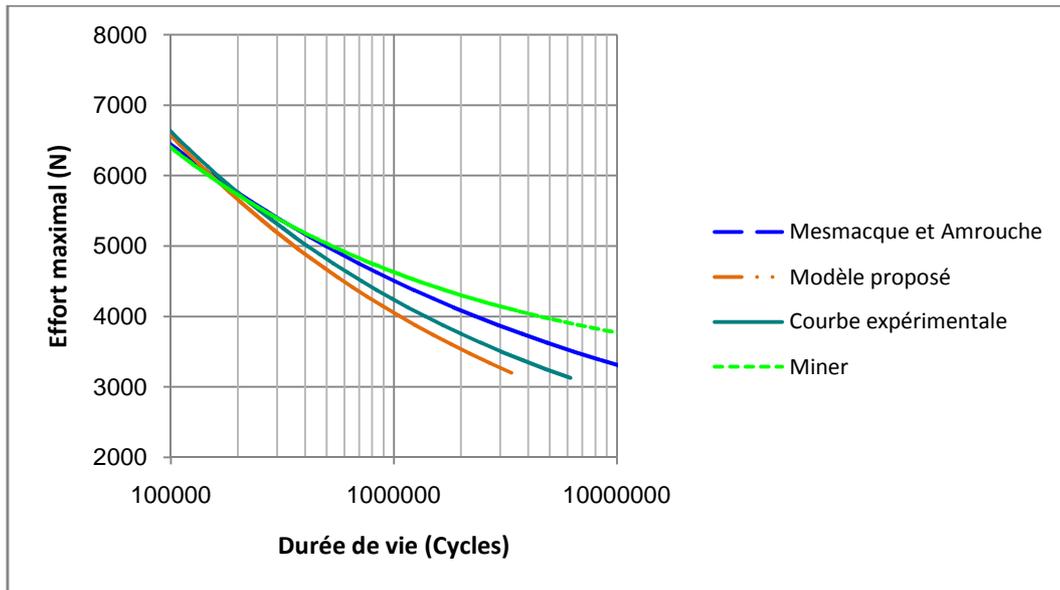


Figure 4.3 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : courbes de Gassner

Effort maxi du cycle de base	Durée de vie expérimentale	Miner		Mesmacque et Amrouche		Modèle proposé	
		Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)
3500	3 032 400	36 800 000	-1113,6	6 393 400	-110,8	2 196 600	27,6
4000	1 422 100	4 525 300	-218,2	2 323 400	-63,4	1 085 200	23,7
4500	727 600	1 378 500	-89,5	1 007 800	-38,5	586 000	19,5
5000	409 600	539 100	-31,6	495 000	-20,8	368 500	10,0
5500	261 800	272 900	-4,2	276 500	-5,6	244 700	6,5
6000	176 200	159 400	9,5	164 000	6,9	171 200	2,8

Tableau 4.2 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : erreurs de prévision des lois d'endommagement

L'erreur de prévision de la loi de Miner pour un effort maximal du cycle de base égal à 3500 N est si grande que ce cas de chargement ne figure pas dans l'histogramme de représentation de la figure 4.4. Les erreurs dans les autres cas étant nettement plus faibles, elles s'en trouveraient disproportionnées et donc peu lisibles.

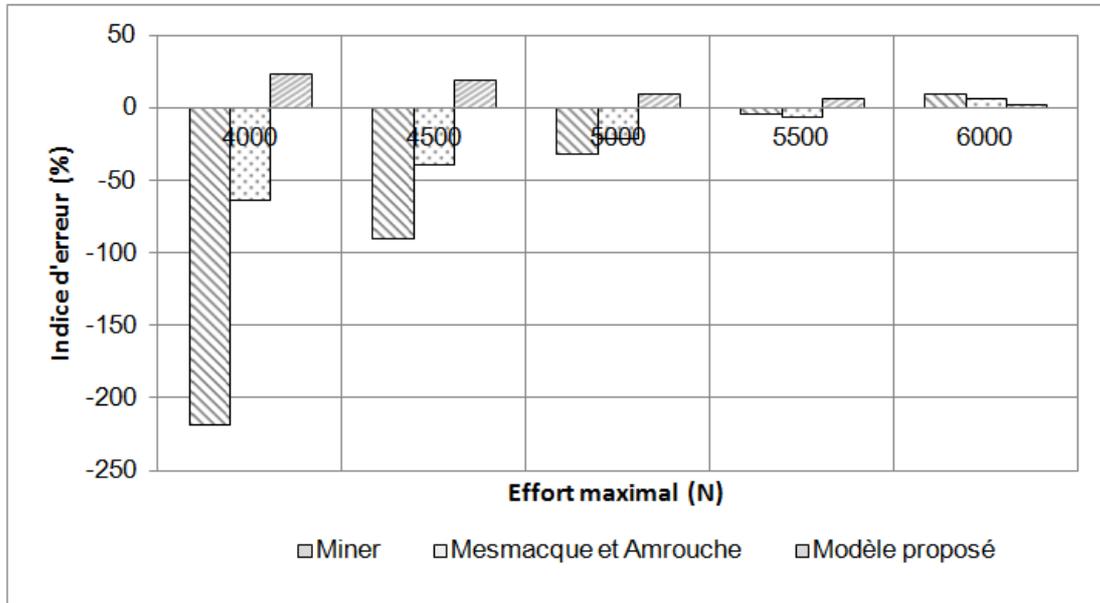


Figure 4.4 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : représentation des erreurs de prédiction des lois d'endommagement

Le modèle proposé est le seul à être toujours conservatif parmi les trois modèles de prédiction de durée de vie étudiés ; la loi de Miner et celle de Mesmacque et Amrouche sont non conservatives sauf pour de hauts niveaux de chargement. Les écarts de prédiction de durée de vie sont beaucoup plus importants pour de faibles niveaux de chargement que pour de hauts niveaux ; il y a même une convergence des prévisions des modèles et de la courbe expérimentale vers un niveau de chargement égal à 5800 N. Le modèle de Miner est très éloigné, du point de vue des durées de vie calculées, du comportement réel des éprouvettes soudées par point pour les chargements à faible niveau d'effort.

• **Matériau HE 360 D – Rapport de surcharge : 2,3**

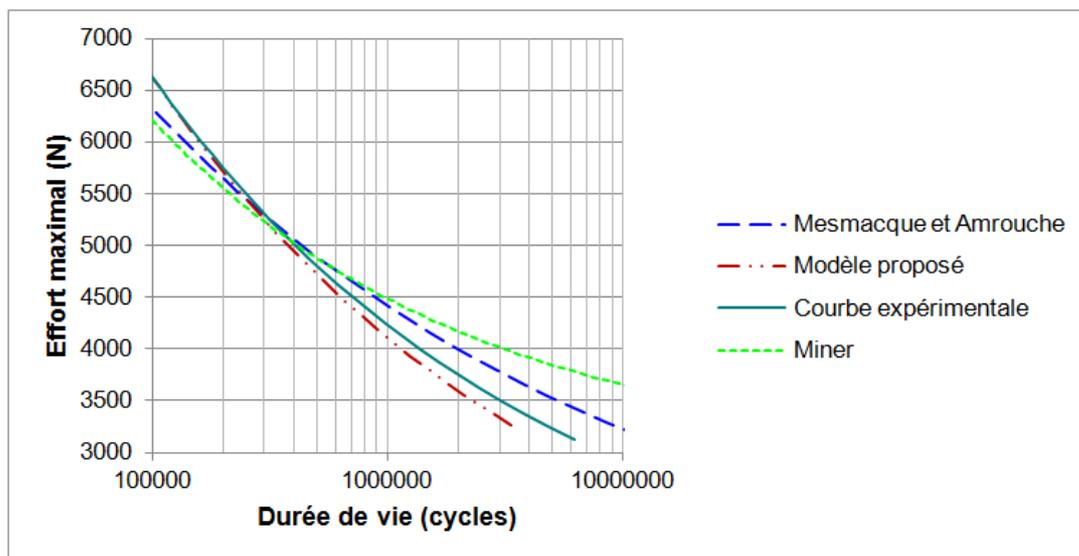


Figure 4.5 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : courbes de Gassner

Effort maxi du cycle de base	Durée de vie expérimentale	Miner		Mesmacque et Amrouche		Modèle proposé	
		Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)
3500	3 008 600	19 882 500	-560,8	4 895 400	-62,7	2 166 600	27,5
4000	1 431 900	3 016 800	-110,7	1 988 300	-38,9	1 248 500	12,8
4500	718 600	974 600	-35,6	867 100	-20,7	643 700	10,4
5000	410 600	415 800	-1,3	447 800	-9,1	385 800	6,0
5500	251 800	213 700	15,1	245 700	2,4	244 700	2,8
6000	177 200	120 800	31,8	149 600	15,6	176 600	0,3

Tableau 4.3 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : erreurs de prédiction des lois d'endommagement

Comme précédemment le cas de l'effort maximal de 3500 N pour le cycle de base n'est pas retranscrit dans l'histogramme qui suit, en raison de la trop grande disproportion observée dans ce cas pour la prédiction de la loi de Miner.

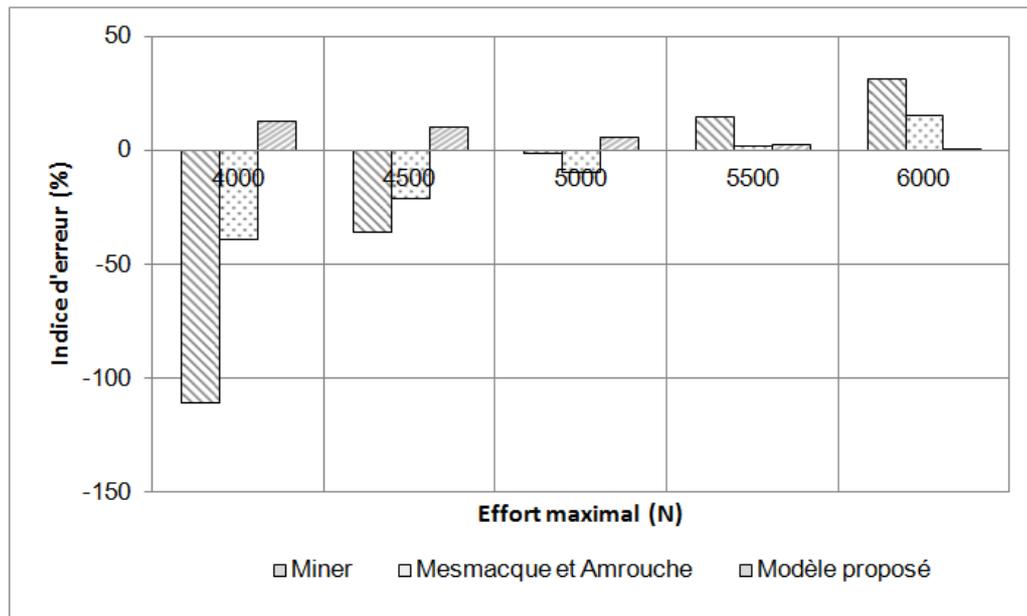


Figure 4.6 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : représentation des erreurs de prédiction des lois d'endommagement

Les observations de la confrontation de prévisions de durée de vie – durées de vie réelles sont assez similaires pour ce rapport de surcharge de 2,3 que pour le rapport de surcharge de 1,4 :

- le modèle proposé est le seul à être toujours conservatif par rapport à la courbe de Gassner expérimentale,
- la loi de Miner et le modèle de Mesmacque et Amrouche sont non conservatifs à bas niveau de chargement et conservatifs à haut niveau d'effort,

- la convergence des trois modèles et de la courbe expérimentale est observée à un niveau un peu plus faible que dans le cas précédent, c'est-à-dire vers 5300 N.
- les prévisions données par la loi de Miner sont très éloignées de la réalité pour de faibles niveaux de chargement.

• **Matériau XE 360 D – Rapport de surcharge : 1,4**

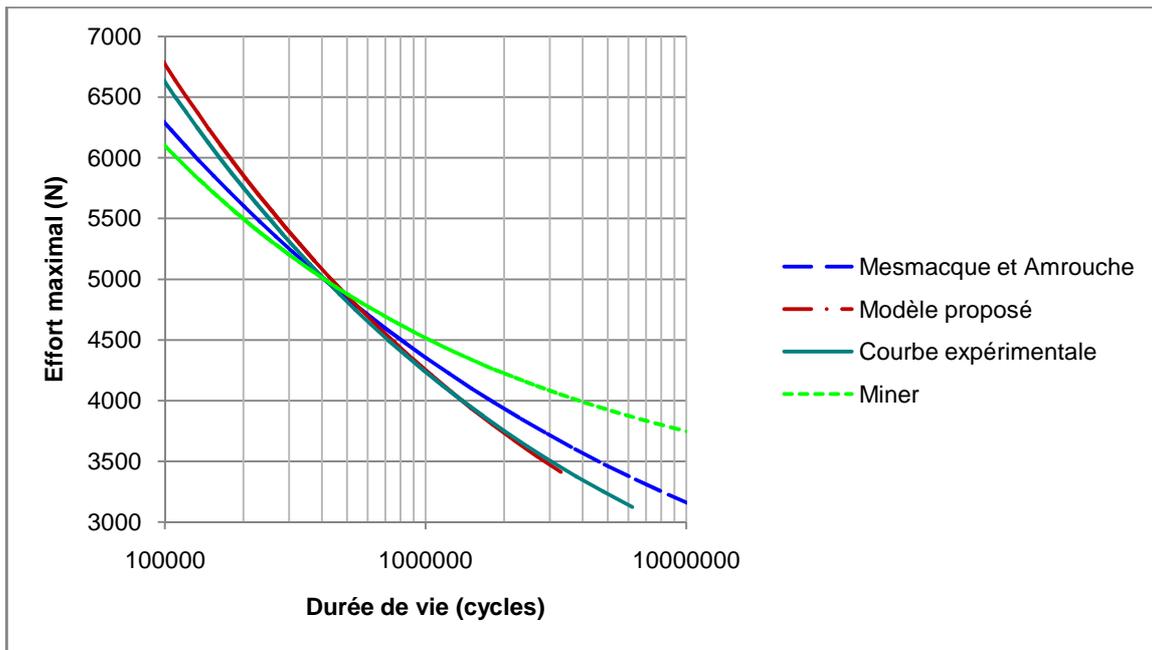


Figure 4.7 – Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : courbes de Gassner

Effort maxi du cycle de base	Durée de vie expérimentale	Miner		Mesmacque et Amrouche		Modèle proposé	
		Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)
3500	3 033 400	35 700 300	-1076,9	4 682 100	-54,3	2 998 900	1,1
4000	1 430 100	3 965 600	-177,3	1 836 600	-28,4	1 426 500	0,3
4500	731 900	1 098 600	-50,1	822 000	-12,3	733 000	-0,2
5000	413 600	412 500	0,3	408 800	1,2	423 600	-2,4
5500	252 800	197 700	21,8	233 700	7,6	261 100	-3,3
6000	172 000	117 800	31,5	139 600	18,8	182 100	-5,9

Tableau 4.4 – Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : erreurs de prévision des lois d'endommagement

Comme pour le matériau HE 360 D, le cas de l'effort maximal du cycle de base égal à 3500 N n'est pas indiqué dans l'histogramme qui suit pour une raison de disproportion de la prévision de durée de vie par la loi de Miner dans ce cas là.

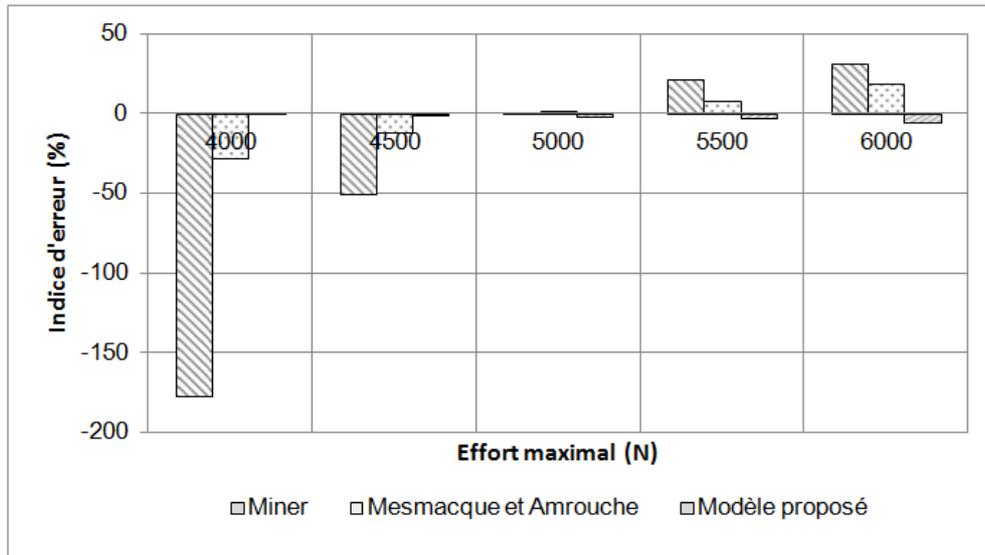


Figure 4.8 – Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : représentation des erreurs de prédiction des lois d'endommagement

Pour ce second matériau avec le rapport de surcharge de 1,4, la loi de Miner conduit à des prévisions de durée de vie très éloignées des durées de vie expérimentales pour de faibles niveaux de chargement. Au contraire, la loi proposée donne des prévisions particulièrement bien corrélées avec l'expérimentation, légèrement conservatives à bas niveau d'effort et légèrement non conservatives à plus haut niveau. La loi de Mesmacque et Amrouche et celle de Miner présentent une tendance inverse (non conservative à bas niveau et conservative à haut niveau d'effort).

Les modèles d'endommagement convergent tous les trois sensiblement vers les durées de vie expérimentales pour une valeur maximale de l'effort des cycles de base de l'ordre de 4800 N.

• **Matériau XE 360 D – Rapport de surcharge : 2,3**

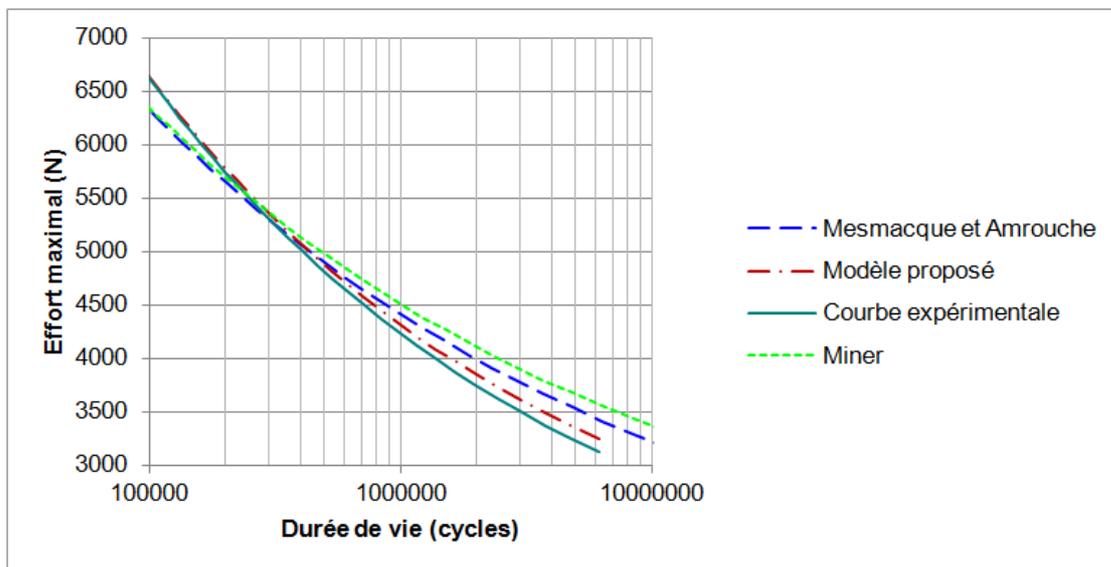


Figure 4.9 – Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : courbes de Gassner

Effort maxi du cycle de base	Durée de vie expérimentale	Miner		Mesmacque et Amrouche		Modèle proposé	
		Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)
3500	3 037 000	6 443 900	-102,3	4 752 800	-56,5	3 462 700	-23,3
4000	1 469 100	2 427 400	-65,2	1 929 600	-31,3	1 718 900	-17,0
4500	708 700	1 065 200	-50,3	862 000	-21,6	770 600	-8,7
5000	413 600	484 600	-17,2	439 800	-6,3	423 500	-2,4
5500	258800	247 500	4,4	245 000	5,3	263 200	-1,7
6000	178200	152 200	14,6	149 700	16,0	179 700	-0,8

Tableau 4.5 – Matériau XE 360 D, surcharge de rapport 2,3 : erreurs de prédiction des lois d'endommagement

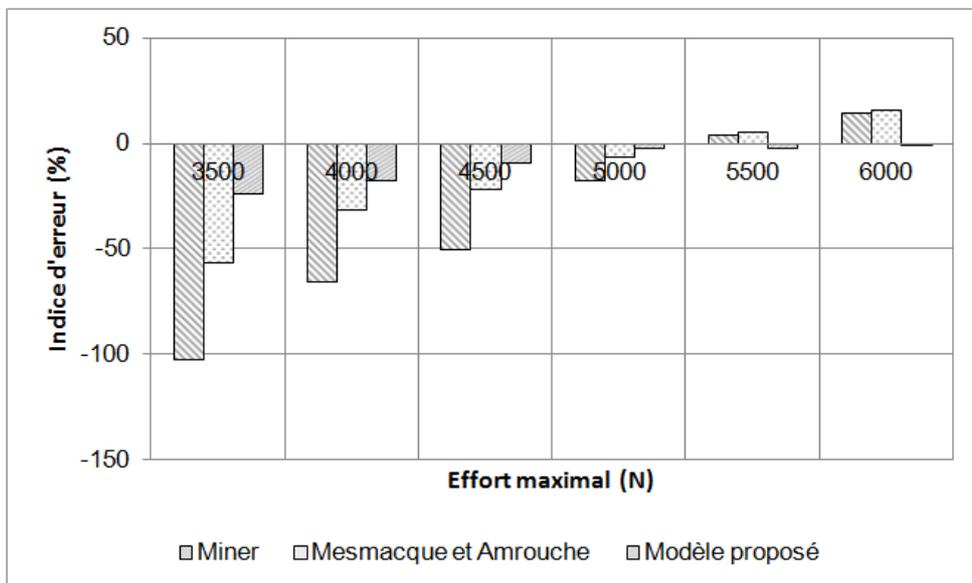


Figure 4.10 – Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : représentation des erreurs de prédiction des lois d'endommagement

Pour les trois lois d'endommagement, les écarts relatifs les plus importants sont observés pour les plus faibles niveaux de chargement. La loi de Miner donne les prévisions de durée de vie les plus éloignées des durées de vie réelles. Les lois de Miner et de Mesmacque et Amrouche sont non conservatives à bas niveau d'effort et conservatives à plus haut niveau alors que la loi proposée est non conservative quel que soit le niveau d'effort analysé. L'écart observé avec les durées de vie réelles est, comme pour le rapport de surcharge de 1,4, particulièrement réduit pour le modèle proposé. La convergence de l'ensemble des modèles et des durées de vie expérimentales est observée pour un niveau d'effort de l'ordre de 5300 N.

• Matériau XES – Rapport de surcharge : 1,4

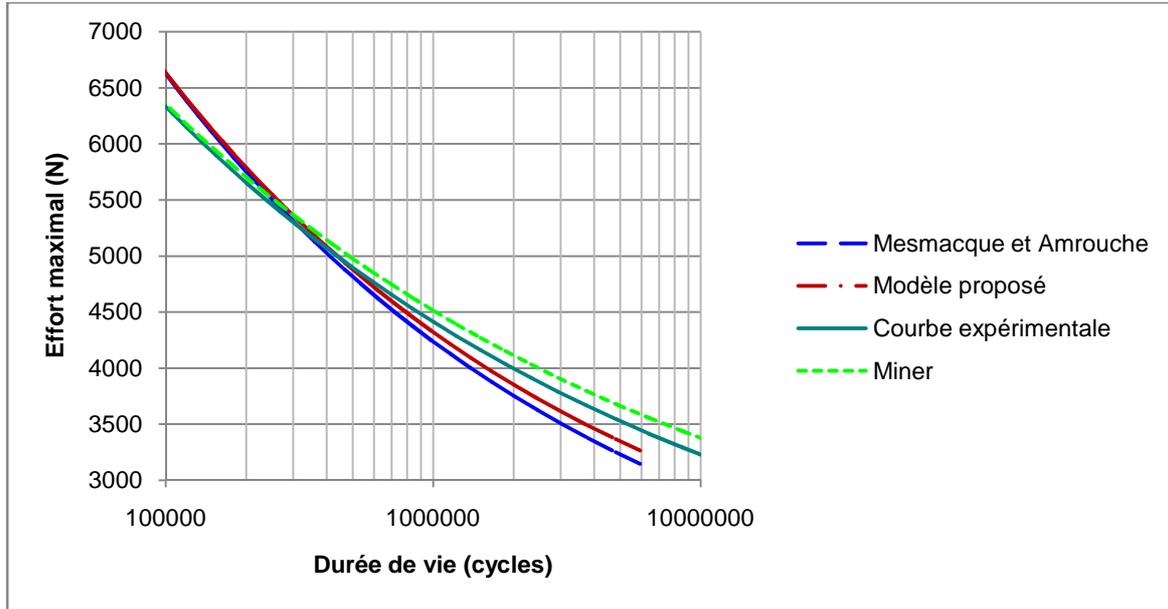


Figure 4.11 – Matériau XES, surcharges de rapport 1,4 : courbes de Gassner

Effort maxi du cycle de base	Durée de vie expérimentale	Miner		Mesmacque et Amrouche		Modèle proposé	
		Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)
3500	5 322 200	7 170 100	-34,7	3 045 800	42,8	3 765 800	29,2
4000	1 946 778	2 412 400	-23,9	1 482 300	23,9	1 687 300	13,3
4500	887 625	1 078 800	-21,5	715 200	19,4	792 900	10,7
5000	414 676	494 900	-19,3	398 800	3,8	418 700	-1,0
5500	249 796	275 000	-10,1	264 800	-6,0	266 100	-6,5
6000	154 187	159 500	-3,4	177 100	-14,9	178 300	-15,6

Tableau 4.6 – Matériau XES, surcharge de rapport 1,4 : erreurs de prédiction des lois d'endommagement

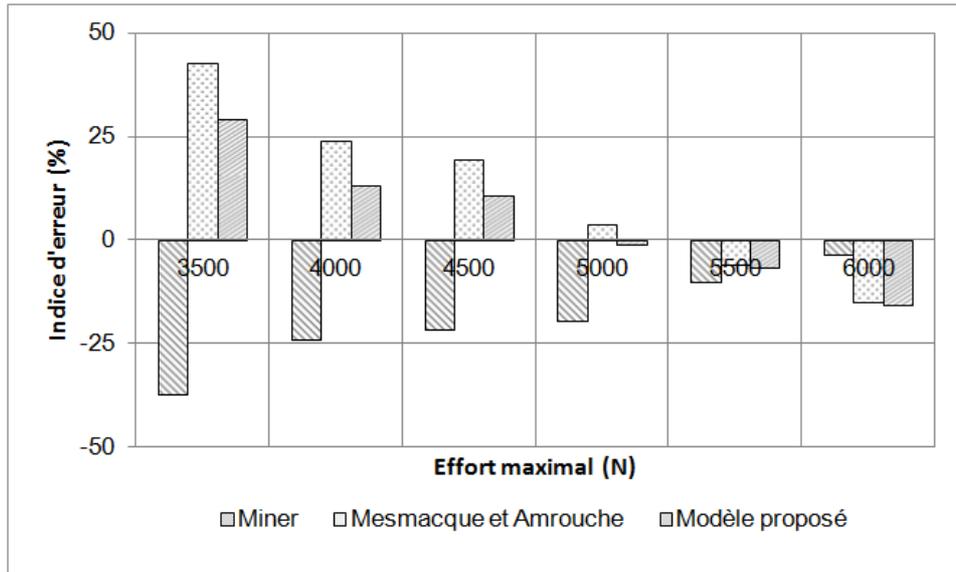


Figure 4.12 – Matériau XES, surcharges de rapport 1,4 : représentation des erreurs de prédiction des lois d'endommagement

Les trois lois d'endommagement présentent des prévisions de durée de vie relativement proches des durées de vie obtenues pour ce matériau et ce rapport de charge. La loi de Miner est systématiquement non conservatrice pour tout niveau d'effort. La loi de Mesmacque et Amrouche, ainsi que celle proposée, sont conservatrices à faible niveau d'effort et non conservatrices à haut niveau de chargement. Les durées de vie prévues par les modèles mis en œuvre et la durée de vie expérimentale des éprouvettes soudées par point convergent pour une valeur maximale des cycles de base de l'ordre de 5300 N.

• **Matériau XES – Rapport de surcharge : 2,3**

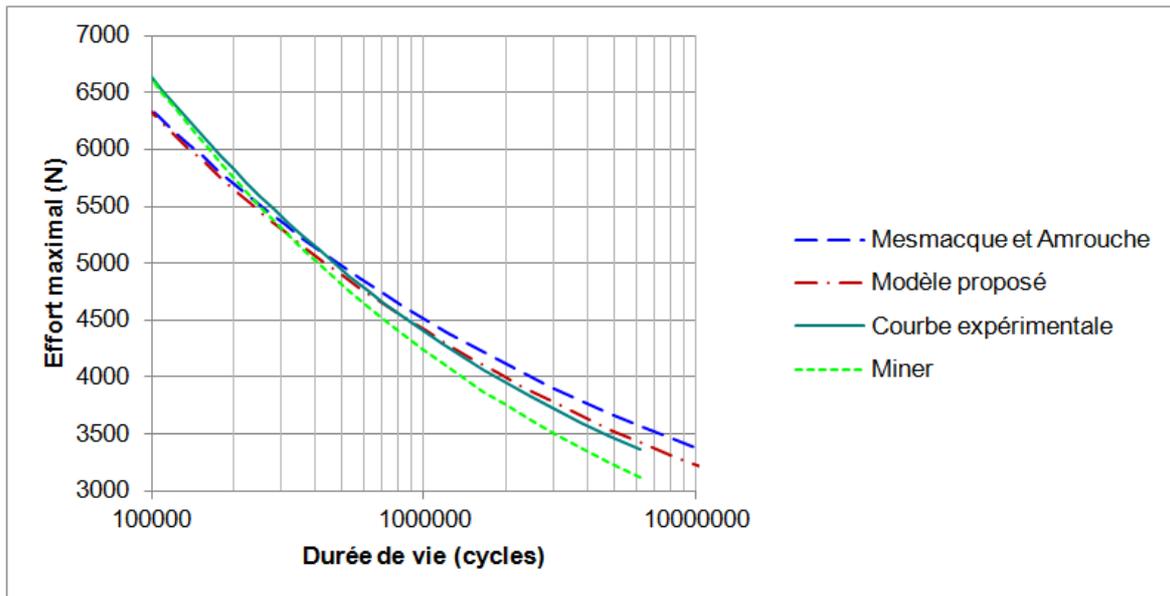


Figure 4.13 – Matériau XES, surcharges de rapport 2,3 : courbes de Gassner

Effort maxi du cycle de base	Durée de vie expérimentale	Miner		Mesmacque et Amrouche		Modèle proposé	
		Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)	Durée de vie	ERP (%)
3500	4 674 100	3 009 800	36,5	7 312 200	-56,4	5 341 200	-14,3
4000	1 857 300	1 388 100	25,3	2 587 400	-39,3	2 009 200	-8,2
4500	886 800	718 400	19,0	1 027 800	-15,9	882 200	0,5
5000	467 800	419 400	10,3	489 800	-4,7	440 800	5,8
5500	278 800	249 800	5,9	258 000	7,5	241 500	13,4
6000	183 000	179 800	1,7	155 700	14,9	151 700	17,1

Tableau 4.7 – Matériau XES, surcharge de rapport 2,3 : erreurs de prédiction des lois d'endommagement

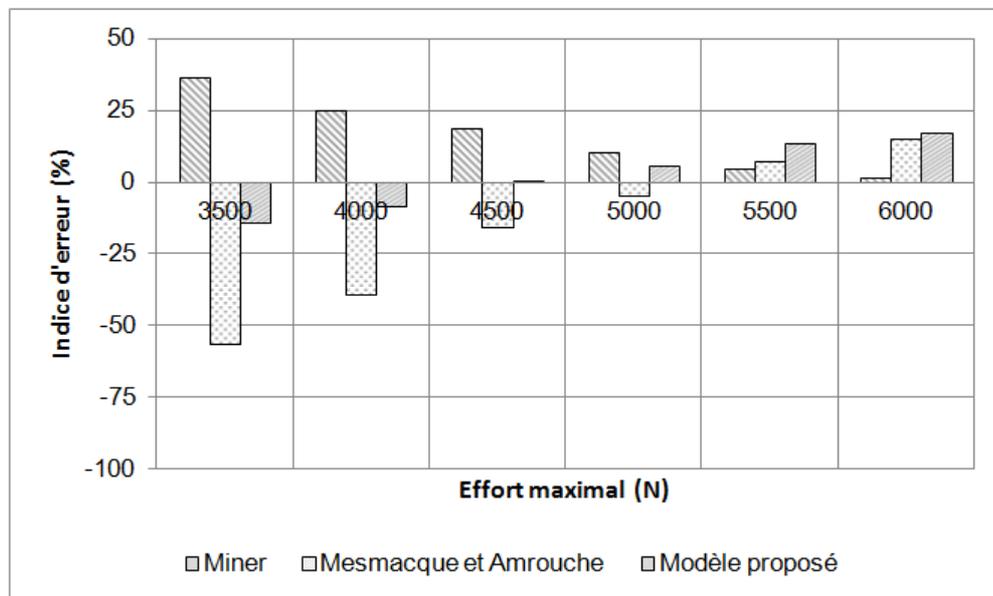


Figure 4.14 – Matériau XES, surcharges de rapport 2,3 : représentation des erreurs de prédiction des lois d'endommagement

Les prévisions des trois lois d'endommagement sont globalement assez satisfaisantes sur l'ensemble des niveaux testés de la courbe de Gassner expérimentale. La loi de Miner est cette fois-ci systématiquement conservatrice et est particulièrement en accord avec les durées de vie expérimentales pour de hauts niveaux d'efforts. Les deux autres lois testées sont non conservatrices à bas niveau d'effort et conservatrices à haut niveau. La convergence des modèles étudiés et de la courbe expérimentale s'opère ici pour une valeur maximale de l'effort des cycles de base de l'ordre de 5300 N.

2.3. Validité respective des lois d'endommagement employées

Une description peut-être plus explicite encore de la validité des lois d'endommagement qui ont été utilisées pour établir la durée de vie des éprouvettes soudées par point sous chargement d'amplitude variable consiste à représenter les durées de vie obtenues expérimentalement en fonction de celles calculées. Pour chaque couple matériau-rapport de surcharge, le défaut de validité d'une loi se mesure à l'éloignement de la courbe obtenue vis-à-vis de la première bissectrice du graphe ainsi établi. Lorsque la caractéristique obtenue se situe à droite de la première bissectrice du graphe, les prévisions de durée de vie sont non conservatives. Elles sont conservatives au contraire si elle se trouve à gauche de cette bissectrice. Les figures 4.15 à 4.20 donnent ces représentations pour les trois matériaux HE 360 D, XE 360 D et XES successivement et, pour chacun d'eux, pour les deux rapports de surcharge 1,4 et 2,3.

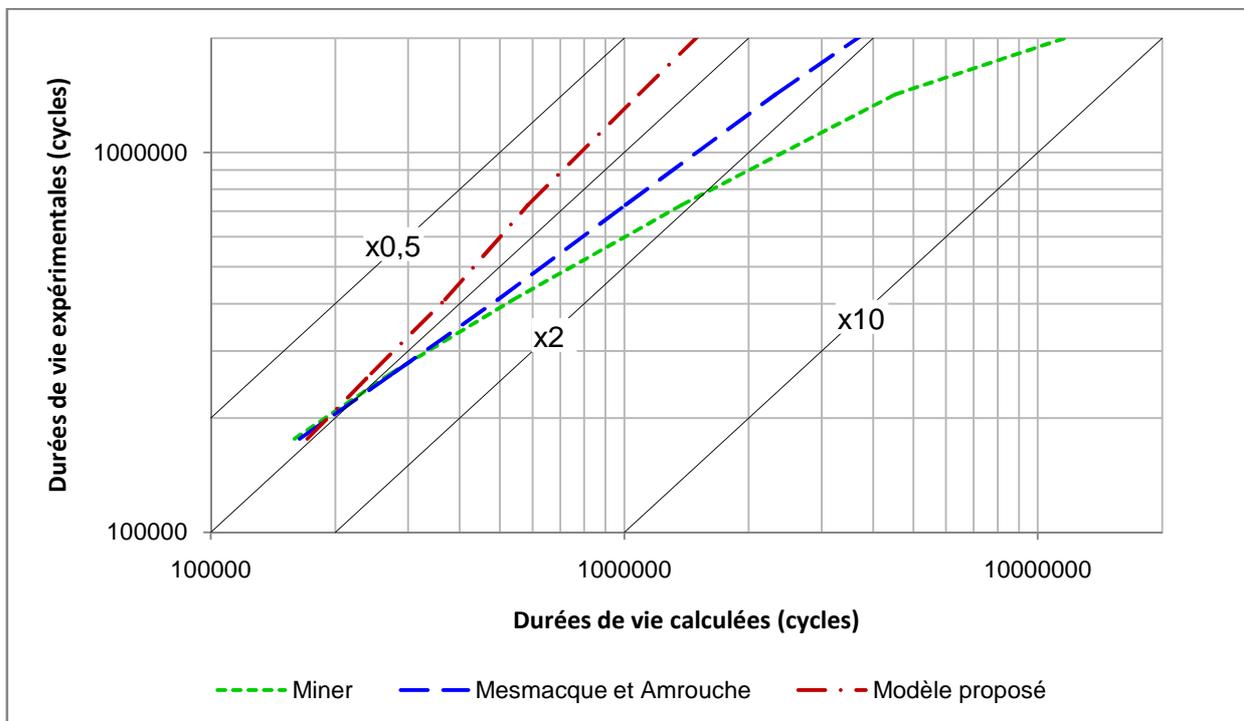


Figure 4.15 – Matériau HE 360 D, surcharge de rapport 1,4 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés

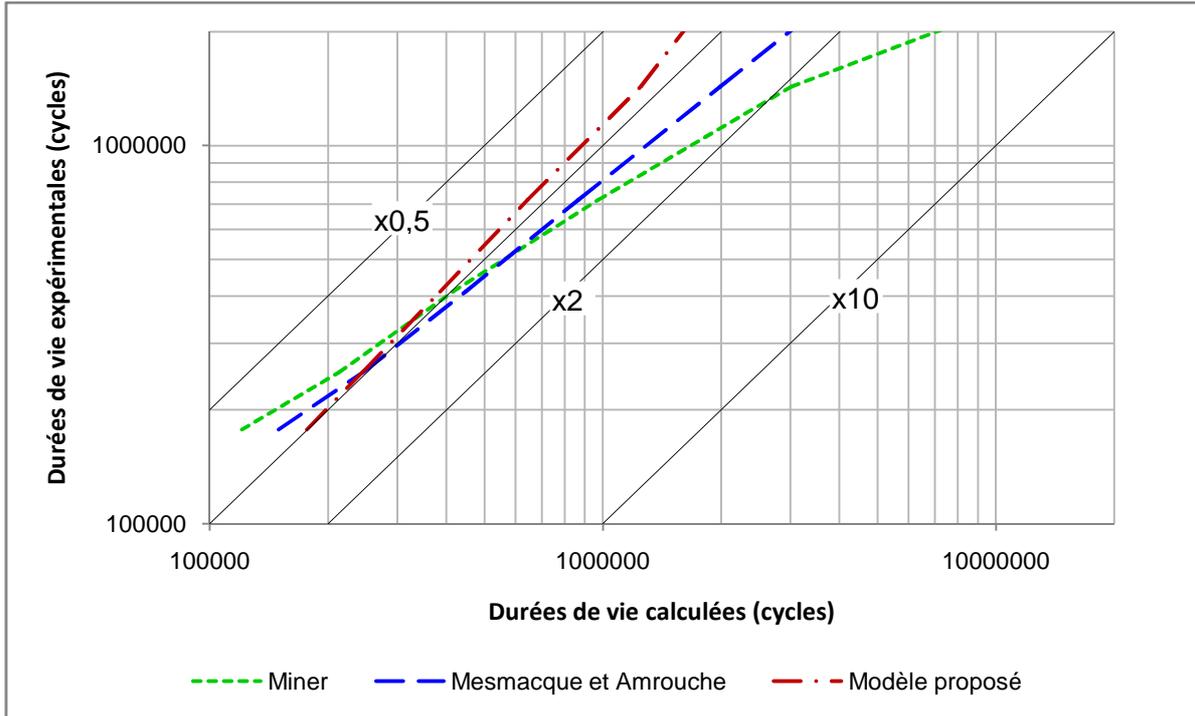


Figure 4.16 – Matériau HE 360 D, surcharge de rapport 2,3 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés

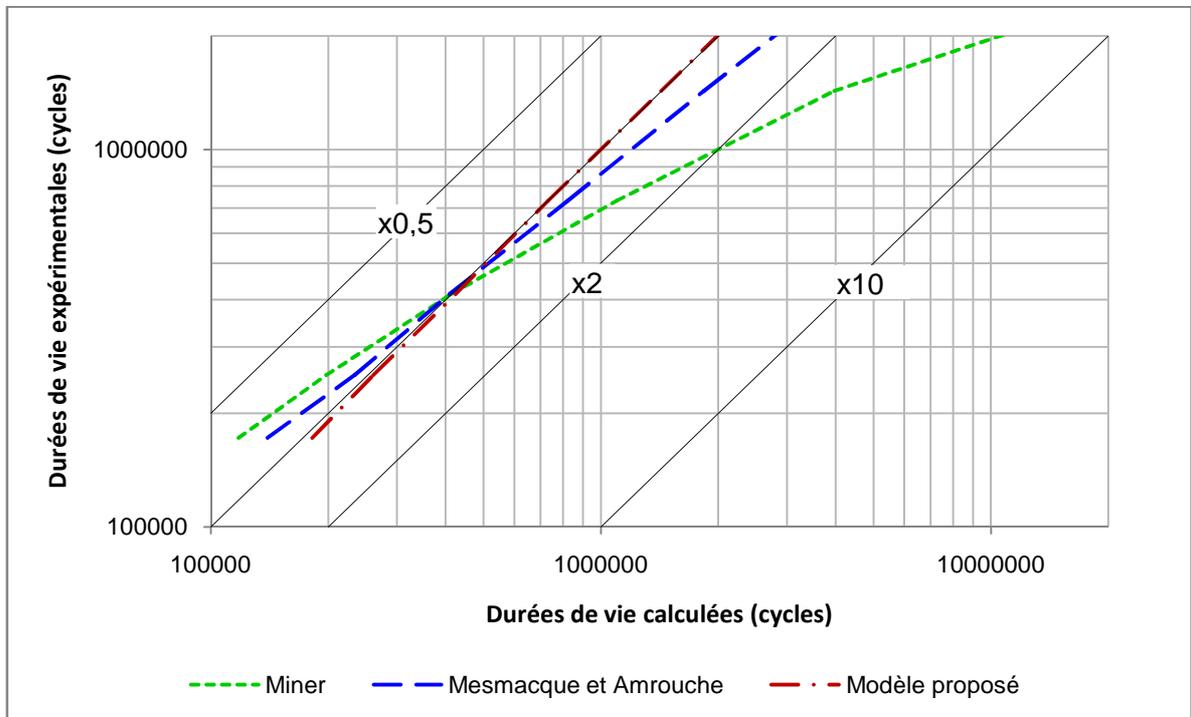


Figure 4.17 – Matériau XE 360 D, surcharge de rapport 1,4 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés

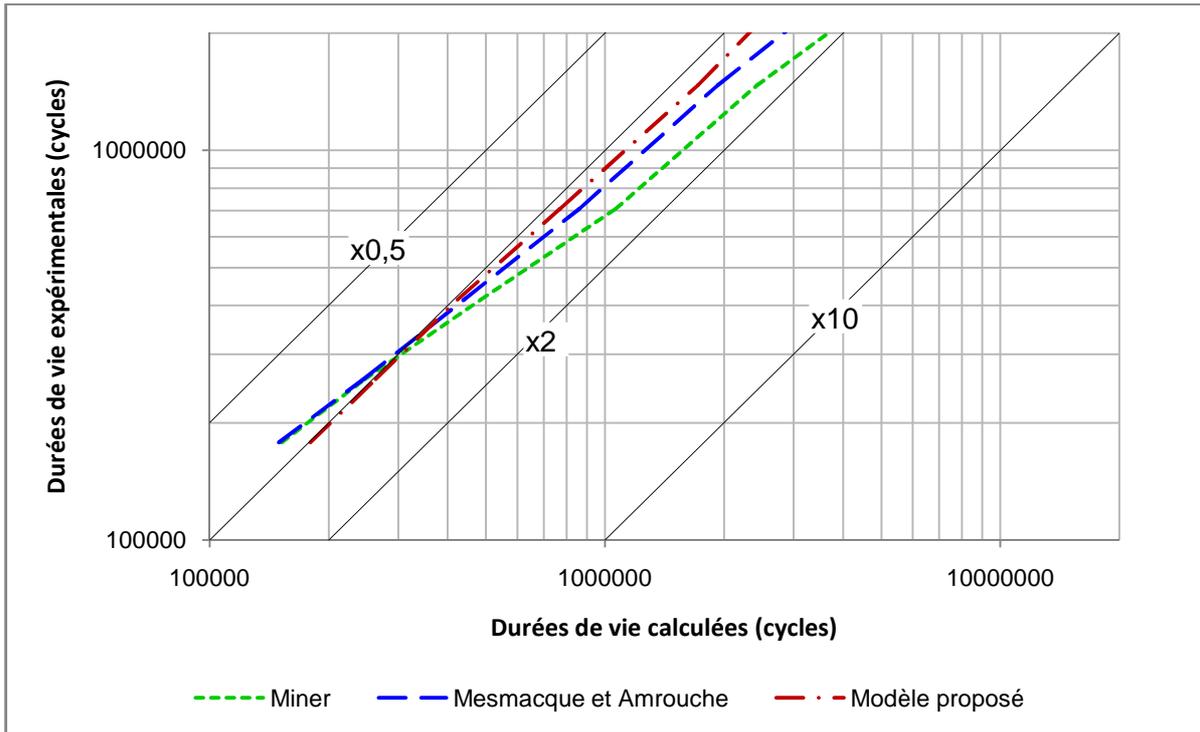


Figure 4.18 – Matériau XE 360 D, surcharge de rapport 2,3 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés

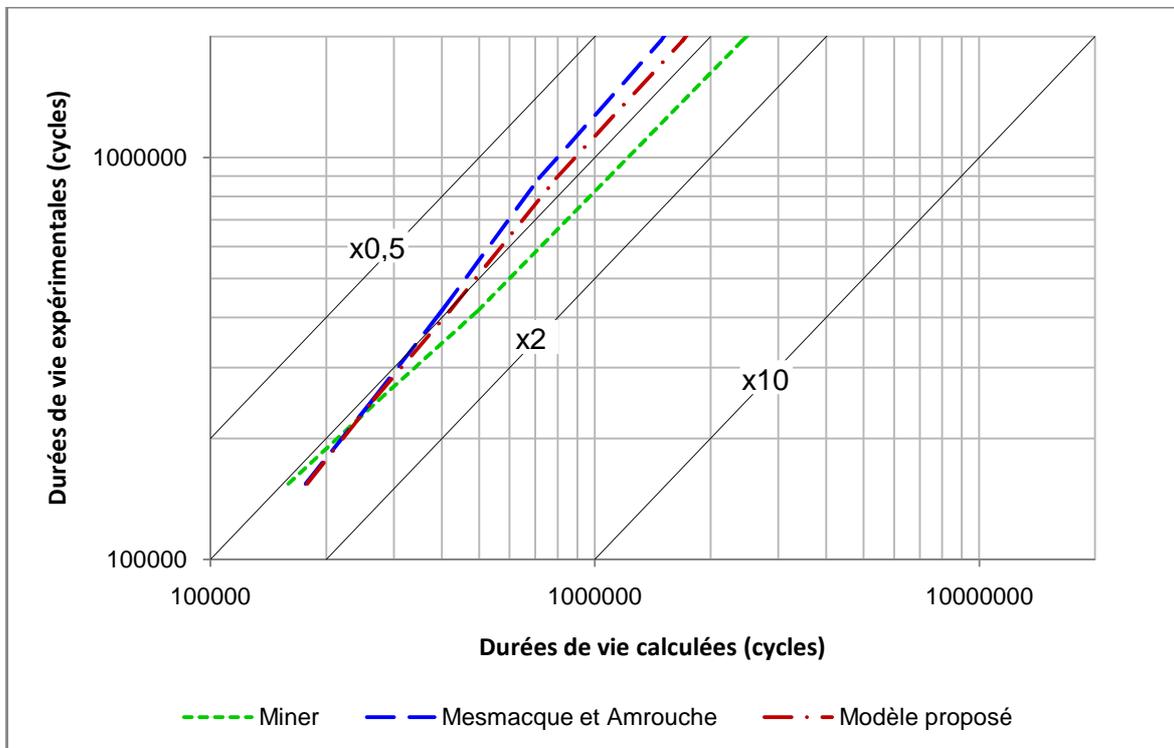


Figure 4.19 – Matériau XES, surcharge de rapport 1,4 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés

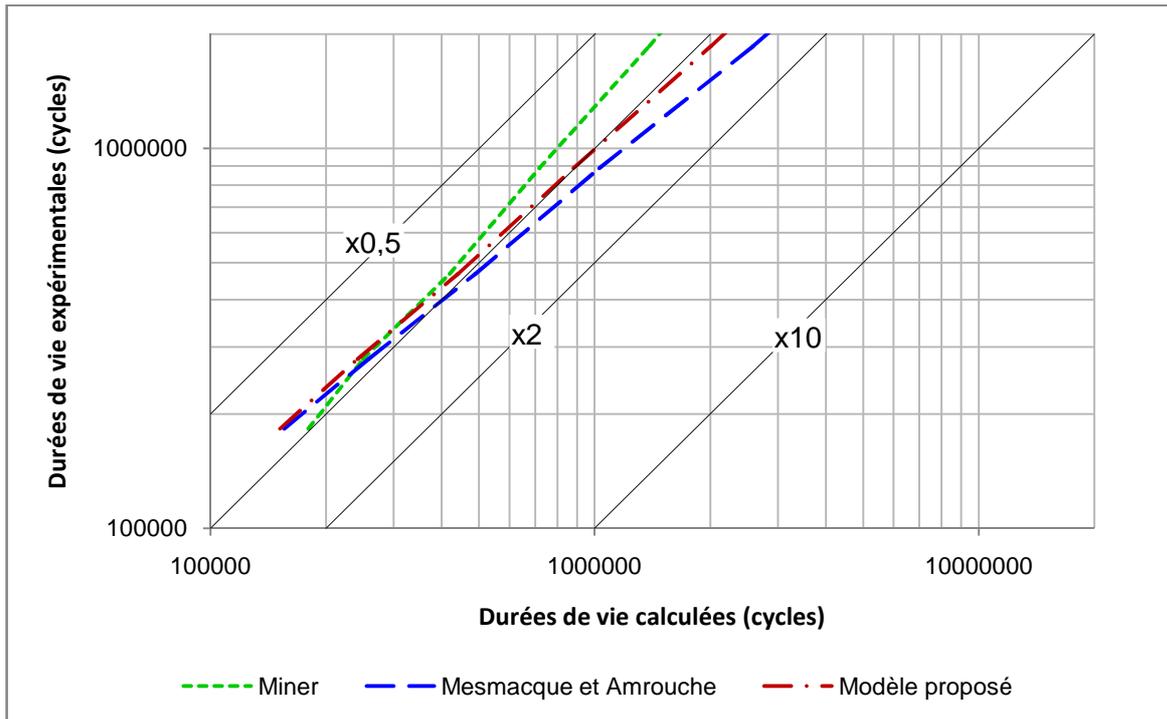


Figure 4.20 – Matériau XES, surcharge de rapport 2,3 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés

Analyse globale des résultats obtenus

Le matériau HE 360 D apparaît comme particulièrement discriminant pour les trois lois d'endommagement ayant servi aux calculs de durée de vie, et ceci pour chacun des deux rapports de surcharge 1,4 et 2,3. La loi de Miner apparaît inadaptée car fortement non conservatrice pour les grandes durées de vie (faibles niveaux d'efforts). Elle a tendance à être également la plus conservatrice des trois lois utilisées pour des durées de vie de l'ordre de $2 \cdot 10^5$ cycles (hauts niveaux d'efforts des courbes F-N expérimentales). Le modèle d'endommagement proposé apparaît conservatif et relativement juste en termes de prévision de durée de vie. Le modèle de Mesmacque et Amrouche est plutôt non conservatif sur l'ensemble de la plage des durées de vie testées et lui aussi relativement proche des durées de vie expérimentales.

Le second matériau, XE 360 D, est discriminant pour le rapport de surcharge égal à 1,4. Dans ce cas, la loi de Miner apparaît inadaptée pour décrire l'endommagement par fatigue du matériau aussi bien pour de grandes durées de vie (seuil de l'endurance illimitée, faibles niveaux d'effort) que pour des chargements importants (durée de vie de l'ordre de $2 \cdot 10^5$ cycles). La loi proposée est celle qui corrèle le mieux l'ensemble des résultats expérimentaux, pour chacun des deux rapports de surcharge. La loi de Mesmacque et Amrouche donne elle aussi de bons résultats de prévision de durée de vie pour ce matériau.

Le matériau XES a la particularité de présenter un comportement en fatigue sous chargement d'amplitude variable relativement bien prévisible pour les trois modèles d'endommagement mis en œuvre. Le cas des faibles niveaux de sollicitations, correspondant à des durées de vie de l'ordre de $2 \cdot 10^6$ cycles, est le seul à permettre de

distinguer partiellement les modèles. Dans l'ordre croissant de validité, il est possible en ce cas là de classer les trois modèles utilisés : la loi de Miner, celui de Mesmacque et Amrouche et enfin celui proposé.

CONCLUSION DU CHAPITRE

L'étude expérimentale de l'influence en fatigue de surcharges incidentelles sur des éprouvettes soudées par point a donné lieu à des sollicitations de traction-cisaillement d'amplitude variable. Pour ce type de chargement, la prévision de durée de vie fait appel à une loi d'endommagement et de cumul du dommage pour définir et intégrer l'endommagement par fatigue accumulé tout au long de la sollicitation appliquée, et en particulier celui induit par les surcharges. Trois modèles ont été mis à l'épreuve des résultats expérimentaux. Préalablement ils ont nécessité leur transformation en modèles en effort pour concilier l'absence de niveau de contrainte, au sein du point soudé, parfaitement représentatif d'un type d'essai réalisé, la moindre variation géométrique locale étant fortement perturbatrice à la fois du niveau de contrainte effectif et de la répartition des contraintes. Les enseignements majeurs qui peuvent être tirés de la comparaison des durées de vie expérimentales obtenues et des prévisions de durée de vie au sens des lois sont les suivantes :

- le comportement des trois matériaux testés n'est pas le même face à des chargements d'amplitude variable analogues. Les prévisions de durée de vie de chaque modèle ne sont donc pas aussi pertinentes pour chaque couple matériau-rapport de surcharge.
- les lois d'endommagement non linéaires sont bien supérieures à la loi linéaire de Miner pour établir une prévision de durée de vie du même ordre de grandeur que celle observée expérimentalement, notamment dans le domaine des grandes durées de vie. La loi de Mesmacque et Amrouche et celle proposée au laboratoire sont des outils de prévision efficaces en termes de durée de vie. Le cumul de dommage non linéaire semble donc être la réalité pour les aciers HE 360 D et XE 360 D soudés par point et soumis à des chargements d'amplitude variable ; et on dispose aujourd'hui d'outils de prévision adaptés à ce type d'évolution de l'endommagement.
- comme cela a été observé lors des campagnes expérimentales conduites sur les éprouvettes soudées par point, les types de mécanismes d'endommagement des points soudés en œuvre à hauts et à bas niveaux de chargement ne sont pas les mêmes. Cette remarque peut justifier que les lois d'endommagement utilisées, même celles qui conduisent à des prévisions relativement justes, passent d'un aspect conservatif à un caractère non conservatif aux deux bornes de l'intervalle des durées de vie testées expérimentalement pour les éprouvettes soudées par point ($2 \cdot 10^5$ et $2 \cdot 10^6$ cycles).

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Le travail expérimental et théorique conduit et exposé dans ce mémoire a traité de l'influence de surcharges incidentelles périodiques sur le comportement en fatigue d'éprouvettes en acier composées de deux tôles assemblées par un point soudé. La fréquence d'occurrence des surcharges a toujours été la même, à savoir 1 cycle de surcharge pour 99 cycles "de base" tous identiques.

La base première de ce travail a consisté en une investigation expérimentale de l'influence des surcharges incidentelles sur la tenue en fatigue des points soudés. Pour cela, les courbes effort – durée de vie sans surcharge ont été établies et ont servi de références pour leur comparer les courbes analogues obtenues pour les essais de fatigue avec surcharges. Un équipement particulier appelé raidisseur permettant de maintenir, tout au long de l'essai de fatigue, les conditions aux limites correspondant à une sollicitation de traction-cisaillement a été conçu et mis en œuvre. Ce raidisseur a fait l'objet d'une étude qui a justifié son emploi dans la mesure où les éprouvettes adoptées, même si elles permettent de reproduire parfaitement le point soudé tel qu'il est réalisé en pratique sur les structures industrielles, ne reproduisent pas la rigidité transversale propre à ces structures. Par voie de conséquence, les éprouvettes fléchissent relativement rapidement et le point soudé est alors soumis à des sollicitations combinées de cisaillement et de pelage (traction) qui l'éloignent de ses conditions réelles de fonctionnement. La particularité des surcharges, de par leur fréquence d'apparition, leur rapport vis-à-vis des cycles de base et la fréquence des sollicitations (30 Hz pour les sollicitations à amplitude constante, 20 Hz dans les autres cas) a nécessité un réglage particulier du PID de l'asservissement de la machine et de la consigne en raison de l'évolution de la raideur de l'éprouvette au cours de l'essai et des capacités de la machine de fatigue.

Les surcharges incidentelles ont des effets contradictoires sur la tenue en fatigue des points soudés, selon les nuances d'acier testées. Pour les aciers HE360D et XE360D, l'influence est positive puisque les surcharges permettent d'accroître sensiblement les durées de vie pour un niveau de chargement donné où, pour une durée de vie fixée, d'augmenter l'amplitude du cycle d'effort admissible. Pour le matériau XES par contre une forte dégradation de la résistance à la fatigue est constatée. Deux rapports de surcharge (1,4 et 2,3) ont été étudiés pour les trois matériaux. Les deux rapports de surcharge ont un effet favorable analogue pour l'acier HE360D ; le plus petit rapport de surcharge ($R = 1,4$) a un effet davantage bénéfique que le rapport 2,3 pour le matériau XE360D. Les surcharges ont un effet très nettement défavorable pour le matériau XES, le rapport 2,3 encore plus que celui égal à 1,4. Le comportement élastoplastique cyclique des matériaux est vraisemblablement à l'origine de la différence d'influence des surcharges sur leur comportement en fatigue.

La seconde partie du travail réalisé a porté sur la simulation numérique des éprouvettes afin de justifier à la fois les sites observés d'amorçage des fissures et les deux types de ruine

obtenus lors des essais expérimentaux. Les états de contraintes les plus importants sont multiaxiaux et se situent sur les sites où les fissures naissent, d'une part en fond d'entaille dans le noyau fondu du point soudé sur son diamètre parallèle à la direction de l'effort de traction, et d'autre part sur la face interne de chaque tôle transmettant l'effort de traction au pied du congé de raccordement du noyau fondu sur la tôle. Les états de contraintes sont de la traction et du cisaillement combinés essentiellement et surtout corrént bien les deux modes de ruine observés. La contrainte normale de traction est en effet prépondérante dans la tôle en traction en pied du congé de raccordement du noyau fondu alors que c'est la contrainte de cisaillement qui est prépondérante sur le diamètre de la section minimale du noyau fondu parallèle à la direction de l'effort de traction.

Une étude paramétrique portant sur plusieurs éléments géométriques de l'assemblage par point soudé (diamètre du point, distance entre les deux tôles, rayon du congé de raccordement du noyau fondu sur les tôles) a montré de grandes variations des niveaux de contraintes sur les deux zones critiques en fatigue. En pratique, la grande variabilité de ces éléments géométriques, observable pour un lot d'éprouvettes censées être toutes identiques, est probablement à l'origine de la dispersion notable qu'on observe parmi les résultats des essais de fatigue.

De là aussi nait la difficulté d'établir un niveau de contrainte représentatif des états de contraintes complexes et à forts gradients, existant dans le point soudé et dans son voisinage. C'est un peu la raison pour laquelle les résultats de fatigue sont traités dans un repère F-N (effort – durée de vie) plutôt que S-N (contrainte – durée de vie) comme c'est le cas traditionnellement sous sollicitation uniaxiale. Le gradient des microstructures au sein du point soudé et dans les zones affectées thermiquement des tôles rend tout autant compliquée une prévision de durée de vie par manque de caractérisation locale en fatigue (type courbe S-N du matériau).

La troisième partie du travail réalisé a consisté à utiliser et tester pour validation trois lois d'endommagement pour la prévision de durée de vie des éprouvettes soudées par point et soumises aux chargements avec surcharges incidentelles. Les lois de Miner, de Mesmacque et Amrouche et un nouveau modèle non linéaire développé au laboratoire LaMI ont été utilisés. Traditionnellement employés en contrainte, ils ont nécessité leur transformation en effort pour être adaptés aux données des essais, exprimées en effort (courbe F-N). La loi de Miner se révèle être très éloignée du comportement réel de ce type d'éprouvettes face à de telles sollicitations alors que les deux modèles non linéaires, celui de Mesmacque et Amrouche et celui proposé donnent des prévisions très satisfaisantes pour les aciers HE360D et XE360D. La règle de cumul d'endommagement non linéaire semble bien refléter la réalité pour ces deux matériaux sous chargement d'amplitude variable. Les modèles non linéaires d'endommagement, dont celui proposé, ont donc des applications très positives pour ce type de structures sollicitées en fatigue.

Une des perspectives de cette étude est de s'orienter vers la détermination des contraintes résiduelles générées par les surcharges incidentelles pour justifier l'aspect bénéfique

(concernant les aciers HE360D ou XE360D) observé en fatigue ou néfaste dans le cas de l'acier XES. Cela suppose d'intégrer le comportement élastoplastique cyclique du matériau dans la simulation numérique par Eléments Finis du point soudé.

Un second aspect de poursuite de l'étude est l'influence de la périodicité des surcharges incidentelles. Même s'il apparaît que les surcharges sont bénéfiques à la tenue en fatigue (il faut rappeler que la présente étude a été menée uniquement pour la fréquence d'une surcharge tous les 99 cycles), le gain de durée de vie observé est le fruit d'une compétition antagoniste entre un dommage par fatigue lié au cycle de surcharge et en même temps un renforcement du matériau par un écrouissage important et très probablement par la création de contraintes résiduelles favorables à la tenue en fatigue (contraintes de compression). L'abaissement, lors de l'application des surcharges, du niveau d'effort à partir duquel est observée la ruine du point soudé par cisaillement pourrait être expliqué par la génération de contraintes résiduelles de compression dans la zone soumise à fissuration (au pied du congé de raccordement du noyau fondu sur la tôle), retardant ainsi l'amorçage de la fissure dans cette zone, alors qu'aucune contrainte résiduelle n'est créée au sein de la section cisailée. L'augmentation de la contrainte normale majoritaire est en partie compensée par les contraintes résiduelles dans la zone où se produit le mécanisme de ruine par fissuration tandis que l'augmentation de la contrainte majoritaire de cisaillement n'est en rien compensée dans la zone où se produit le mécanisme de ruine par cisaillement.

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 – Répartition des aciers à Très Haute Limite d'Elasticité pour automobile dans la caisse assemblée [FUR03].....	5
Figure 1.2 – Diagramme résistance mécanique–emboutissabilité des principales nuances de produits plats [ARC08].....	7
Figure 1.3 – Configuration conventionnelle du soudage par point (d'après [TDI93]).....	7
Figure 1.4 – Représentation schématisée des phases du procédé de soudage par point [SRI05].....	8
Figure 1.5 – Formation du point de soudure [TDI93]	9
Figure 1.6 – Coupe transversale d'un point soudé [DAN09].....	9
Figure 1.7 – Microstructures générées par l'opération de soudage [BLO01] et [SEF59].....	10
Figure 1.8 – Dureté du point de soudure [TDI93]	11
Figure 1.9 – Contrainte équivalente sur le contour du point dans la tôle du bas (indice « b ») et du haut (indice « t ») : (a) en traction-cisaillement (SS) ; (b) en traction en croix (CT) d'après [RAD90]	11
Figure 1.10 – Répartition des contraintes en traction-cisaillement, d'après [ADI04] : a) singularité de la contrainte σ_{11} en fond d'entaille, b) distribution de σ_{11} dans l'épaisseur de la tôle au droit du fond d'entaille.....	12
Figure 1.11 – Modèles de Gerber, Goodman et Söderberg du diagramme de Haigh à N cycles en traction-compression.....	13
Figure 1.12 – a) Amorçage de microfissures, dû à des glissements alternés et à la formation d'intrusions et d'extrusions. b) Formation d'une fissure principale à partir de microfissures. c) Aspect des intrusions et des extrusions à la surface d'une éprouvette de fatigue de cuivre [CTN10]	18
Figure 1.13 – Faciès de rupture en fatigue d'un arbre de transmission [CTN10]	18
Figure 1.14 – Exemple de chargement combiné hors phase [YOU01].....	20
Figure 1.15 – Accroissement du domaine de déformation plastique en pointe de fissure après application d'une surcharge [HEI08].....	22
Figure 1.16 – Calcul et cumul de l'endommagement selon la règle de Palmgren-Miner [LIE99].....	24
Figure 1.17 – Distinction entre "petits" et "grands" cycles sur le diagramme de Haigh...	27
Figure 1.18 – Définition des paramètres utilisés par la loi de Mesmacque [MES05]	33
Figure 1.19 – Influence de la contrainte moyenne sur la limite de fatigue – diagramme de Haigh	35
Figure 2.1 – Dessin de définition et photographie d'une éprouvette soudée par point utilisée pour les essais de fatigue	43
Figure 2.2 – Description de la sollicitation à amplitude constante en traction-cisaillement de l'éprouvette soudée par point	44

Figure 2.3 – Description de la séquence d'amplitude variable avec un cycle de surcharge (ici de rapport $R = 1,4$) tous les 100 cycles	45
Figure 2.4 – Ensemble machine de fatigue et groupe hydraulique MTS	46
Figure 2.5 – Description des deux défauts possibles (a) d'alignement et (b) d'orientation des mors hydrauliques et des flexions parasites en résultant pour l'éprouvette	46
Figure 2.6 – Localisation du dispositif d'alignement des mors	47
Figure 2.7 – Description de l'éprouvette de réglage des défauts d'alignement de la machine de fatigue (a) localisation des jauges de déformation (b) éprouvette instrumentée	48
Figure 2.8 – Evolution de la valeur maximale de la surcharge de l'éprouvette en fonction de sa fraction de vie	49
Figure 2.9 – Evolutions de la valeur de l'allongement maxi de l'éprouvette en fonction de sa fraction de vie	49
Figure 2.10 – Rupture (par déchirement des tôles) de l'éprouvette soudée par point sans raidisseur	51
Figure 2.11 – Description du montage du raidisseur sur une éprouvette soudée par point	51
Figure 2.12 – Dessin d'ensemble avec jeux fonctionnels du raidisseur utilisé pour éviter toute flexion de l'éprouvette soudée par point	52
Figure 2.13 – Eprouvette équipée du raidisseur en place dans les mors hydrauliques de la machine au cours d'un essai de fatigue	53
Figure 2.14 – Influence du jeu du raidisseur sur la tenue en fatigue des éprouvettes	54
Figure 2.15 – Schéma de principe de suivi de l'endommagement par la mesure de différence de potentiel (MDP)	56
Figure 2.16 – Montage de l'éprouvette équipée du raidisseur et des fils pour la mesure des ddp	56
Figure 2.17 – Localisation des prises de potentiel pour la détection et le suivi des fissures de fatigue au sein des deux tôles soudées	57
Figure 2.18 – Evolution de la ddp $u_1 - u_4$ mesurée au cours d'un essai de fatigue sans utilisation du raidisseur	58
Figure 2.19 – Evolution de la ddp $u_1 - u_4$ enregistrée au cours d'un essai de fatigue avec une éprouvette munie du raidisseur	58
Figure 2.20 – Rupture (a) par fissuration, (b) par cisaillement d'une éprouvette soudée par point	61
Figure 2.21 – Sites d'amorçage et propagation des fissures dans le cas d'une ruine par fissuration d'une ou des deux tôles	62
Figure 2.22 – Mode de ruine par fissuration d'une éprouvette soudée par point (a) en présence (b) en l'absence du raidisseur	62
Figure 2.23 – Zone d'amorçage et de propagation de la fissure lors de la rupture par cisaillement du noyau fondu du point soudé	63

Figure 2.24 – Faciès des sections rompues par fatigue (a) dans le cas d'une rupture par cisaillement du noyau, (b) pour le cas d'une fissuration de la tôle	64
Figure 2.25 – Domaine de prédilection des deux modes de ruine par fatigue des éprouvettes en acier HE360D soudées par point selon le niveau de chargement	65
Figure 2.26 – Courbe de référence des éprouvettes soudée par point en acier HE360D	66
Figure 2.27 – Courbe F-N des éprouvettes en acier HE360D sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 1,4	67
Figure 2.28 – Courbe F-N des éprouvettes en acier HE360D sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 2,3	68
Figure 2.29 – Courbe de référence des éprouvettes soudée par point en acier XE360D	69
Figure 2.30 – Courbe F-N des éprouvettes en acier XE360D sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 1,4	70
Figure 2.31 – Courbe F-N des éprouvettes en acier XE360D sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 2,3	71
Figure 2.32 – Courbe de référence des éprouvettes soudées par en acier XES	72
Figure 2.33 – Courbe F-N des éprouvettes en acier XES sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 1,4	73
Figure 2.34 – Courbe F-N des éprouvettes en acier XES sous chargement de fatigue avec les surcharges périodiques de rapport 2,3	74
Figure 2.35 – Courbes F-N de Basquin avec et sans surcharges obtenues pour l'acier HE360D	75
Figure 2.36 – Courbes F-N de Basquin avec et sans surcharges obtenues pour l'acier XE360D	76
Figure 2.37 – Courbes F-N de Basquin avec et sans surcharges obtenues pour l'acier XES	77
Figure 2.38 – Influence des surcharges incidentelles sur la limite de fatigue à 2.10^6 cycles des éprouvettes soudées par point	79
Figure 3.1 – Modèle géométrique de l'éprouvette " point soudé " (a) dessin de définition, (b) maillage	83
Figure 3.2 – Eprouvettes soudées par point et rompues selon deux modes distincts de rupture (a) par fissuration d'une des deux tôles, (b) par cisaillement du noyau du point soudé	84
Figure 3.3 – Modèles de maillage utilisé pour l'optimisation des résultats	85
Figure 3.4 – Modèle géométrique local au niveau du point soudé : description des zones de comparaison des contraintes pour l'optimisation du maillage dans le plan de symétrie de l'éprouvette	86
Figure 3.5 – Comparaison des résultats de calcul de σ_{33} pour les quatre tailles de maillage analysées	87
Figure 3.6 – Comparaison des résultats de calcul de σ_{33} pour les maillages	87

comportant 492 192 et 524 064 éléments	
Figure 3.7 – Comparaison des résultats de calcul de σ_{33} sur le segment AB pour les deux maillages comportant 492 192 et 524 064 éléments	88
Figure 3.8 – Analyse du comportement de l'éprouvette "point soudé" sous sollicitation de traction-cisaillement (a) déformation des tôles (amplification dans un rapport 10), (b) répartition de la contrainte normale σ_{33} , (c) répartition de la contrainte de cisaillement σ_{23}	89
Figure 3.9 – Définition des paramètres géométriques d'étude d'éprouvette	90
Figure 3.10 – Représentation des 6 composantes σ_{11} , σ_{12} , σ_{13} , σ_{22} , σ_{23} , σ_{33} du tenseur des contraintes sur le segment AB	91
Figure 3.11 – Représentation des 6 composantes σ_{11} , σ_{12} , σ_{13} , σ_{22} , σ_{23} , σ_{33} du tenseur des contraintes sur le diamètre CD du point soudé	92
Figure 3.12 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le diamètre CD pour trois valeurs distinctes du diamètre du point soudé	93
Figure 3.13 – Répartition de la contrainte de cisaillement σ_{23} sur le diamètre CD pour trois valeurs distinctes du diamètre du point soudé	93
Figure 3.14 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le segment AB pour trois valeurs distinctes du diamètre du point soudé	94
Figure 3.15 – Répartition de la contrainte de cisaillement σ_{23} sur le segment AB pour trois valeurs distinctes du diamètre du point soudé	94
Figure 3.16 – Valeurs, sur le diamètre CD, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction du diamètre du point soudé	95
Figure 3.17 – Valeurs, sur le segment AB, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction du diamètre du point soudé	96
Figure 3.18 – Répartition sur le diamètre CD de la contrainte normale σ_{33} pour les trois valeurs distinctes de l'interface entre tôles	97
Figure 3.19 – Répartition sur le diamètre CD de la contrainte de cisaillement σ_{23} pour les trois valeurs distinctes de l'interface entre tôles	97
Figure 3.20 – Répartition sur le segment AB de la contrainte normale σ_{33} pour les trois valeurs distinctes de l'interface entre tôles	98
Figure 3.21 – Répartition sur le segment AB de la contrainte de cisaillement σ_{23} pour les trois valeurs distinctes de l'interface entre tôles	98
Figure 3.22 – Valeurs, sur le diamètre CD, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction de l'interface entre les tôles	99
Figure 3.23 – Valeurs, sur le segment AB, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction de l'interface entre les tôles	100
Figure 3.24 – Différentes formes étudiées du fond d'entaille, en fonction du rayon R du congé de raccordement : a) R = 0,025 mm, b) R = 0,050 mm, c) R = 0,075 mm	100
Figure 3.25 – Répartition sur le diamètre CD de la contrainte normale σ_{33} pour les trois valeurs distinctes du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille	101
Figure 3.26 – Répartition sur le diamètre CD de la contrainte de cisaillement σ_{23} pour les trois valeurs distinctes du rayon du congé de raccordement en fond	101

d'entaille	
Figure 3.27 – Répartition sur le segment AB de la contrainte normale σ_{33} pour les trois valeurs distinctes du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille.....	102
Figure 3.28 – Répartition sur le segment AB de la contrainte de cisaillement σ_{23} pour les trois valeurs distinctes du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille	102
Figure 3.29 – Valeurs, sur le diamètre CD, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille	103
Figure 3.30 – Valeurs, sur le segment AB, des contraintes normale et tangentielle maximales en fonction du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille	104
Figure 3.31 – Répartition des contraintes (a) normale et (b) tangentielle le long du segment AB	105
Figure 3.32 – Répartition des contraintes (a) normale et (b) tangentielle le long du diamètre CD	106
Figure 3.33 – Sites expérimentaux d'amorçage et de fissuration de l'éprouvette	106
Figure 3.34 – Répartition longitudinale de la contrainte σ_{33} sur les faces interne de C à D et externe de la tôle	107
Figure 3.35 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} en fonction de la présence ou non d'un raidisseur et du jeu latéral éprouvette-raisseur	108
Figure 3.36 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le segment AB selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 6000 N)	110
Figure 3.37 – Répartition de la contrainte tangentielle σ_{23} sur le segment AB selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 6000 N)	110
Figure 3.38 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le diamètre CD selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 6000 N)	111
Figure 3.39 – Répartition de la contrainte tangentielle σ_{23} sur le diamètre CD selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 6000 N)	111
Figure 3.40 – Répartition de la contrainte normale σ_{33} sur le segment AB selon des comportements élastique ou élastoplastique du matériau (pour un effort de traction de 10 000 N)	112
Figure 4.1 – Principe de calage de la loi de Chaboche	117
Figure 4.2 – Sensibilité du calage de la loi de Chaboche à la fenêtre utilisée de la courbe S-N	117
Figure 4.3 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : courbes de Gassner	127
Figure 4.4 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : représentation des erreurs de prévision des lois d'endommagement	128

Figure 4.5 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : courbes de Gassner	128
Figure 4.6 – Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : représentation des erreurs de prévision des lois d'endommagement	129
Figure 4.7 – Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : courbes de Gassner.....	130
Figure 4.8 – Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : représentation des erreurs de prévision des lois d'endommagement	131
Figure 4.9 – Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : courbes de Gassner	131
Figure 4.10 – Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : représentation des erreurs de prévision des lois d'endommagement	132
Figure 4.11 – Matériau XES, surcharges de rapport 1,4 : courbes de Gassner	133
Figure 4.12 – Matériau XES, surcharges de rapport 1,4 : représentation des erreurs de prévision des lois d'endommagement	134
Figure 4.13 – Matériau XES, surcharges de rapport 2,3 : courbes de Gassner	134
Figure 4.14 – Matériau XES, surcharges de rapport 2,3 : représentation des erreurs de prévision des lois d'endommagement	135
Figure 4.15 – Matériau HE 360 D, surcharge de rapport 1,4 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés	136
Figure 4.16 – Matériau HE 360 D, surcharge de rapport 2,3 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés	137
Figure 4.17 – Matériau XE 360 D, surcharge de rapport 1,4 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés	137
Figure 4.18 – Matériau XE 360 D, surcharge de rapport 2,3 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés	138
Figure 4.19 – Matériau XES, surcharge de rapport 1,4 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés	138
Figure 4.20 – Matériau XES, surcharge de rapport 2,3 : durées de vie expérimentales vs durées de vie calculées par les trois modèles étudiés	139

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1	– Effort maximal à la traction des éprouvettes soudées par point	42
Tableau 2.2	– Variation des valeurs maximales de la surcharge	50
Tableau 2.3	– Récapitulatif des résultats des essais de fatigue en traction-cisaillement de l'acier HE360D soudé par point : mode et localisation de la rupture	64
Tableau 2.4	– Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier HE360D sans surcharge)	66
Tableau 2.5	– Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier HE360D avec surcharges de rapport 1,4)	67
Tableau 2.6	– Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier HE360D avec surcharges de rapport 2,3)	68
Tableau 2.7	– Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XE360D sans surcharge)	72
Tableau 2.8	– Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XE360D avec surcharges de rapport 1,4)	73
Tableau 2.9	– Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XE360D avec surcharges de rapport 2,3)	74
Tableau 2.10	– Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XES sans surcharge)	75
Tableau 2.11	– Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XES avec surcharges de rapport 1,4)	76
Tableau 2.12	– Paramètres des quatre modèles de courbe F-N (acier XES avec surcharges de rapport 1,4)	77
Tableau 2.13	– Evaluation de la limite de fatigue (en N) à 2.10^6 cycles en termes d'effort maximal du cycle	81
Tableau 3.1	– Valeurs de σ_{23max} et σ_{33max} sur le diamètre CD et le segment AB en fonction du diamètre du point soudé pour un effort appliqué de traction-cisaillement égal à 6000 N	98
Tableau 3.2	– Valeurs de σ_{23max} et σ_{33max} sur le diamètre CD et le segment AB en fonction de l'interface entre les deux tôles pour un effort appliqué de traction-cisaillement égal à 6000 N	102
Tableau 3.3	– Variation de σ_{23max} et σ_{33max} sur le diamètre CD et le segment AB en fonction du rayon du congé de raccordement en fond d'entaille entre les tôles	106
Tableau 4.1	– Paramètres de la loi d'endommagement proposée pour les trois nuances d'acier étudiées	127
Tableau 4.2	– Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : erreurs de prévision des lois d'endommagement	130
Tableau 4.3	– Matériau HE 360 D, surcharges de rapport 2,3 : erreurs de prévision des lois d'endommagement	132
Tableau 4.4	– Matériau XE 360 D, surcharges de rapport 1,4 : erreurs de prévision des lois d'endommagement	133

Tableau 4.5 – Matériau XE 360 D, surcharge de rapport 2,3 : erreurs de prévision des lois d'endommagement	135
Tableau 4.6 – Matériau XES, surcharge de rapport 1,4 : erreurs de prévision des lois d'endommagement	136
Tableau 4.7 – Matériau XES, surcharge de rapport 2,3 : erreurs de prévision des lois d'endommagement	138

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [ADI04] ADIB H., JEONG J., PLUVINAGE G. *The three-dimensional finite element analysis of tensile-shear spot-welded joints in tensile and compressive loading conditions*. Strength of Materials, 2004, vol. 36. N°4, p. 353- 364.
- [ARC08] ARCELORMITTAL. *Catalogue produit – Edition européenne*. 2008. Disponible sur <http://www.arcelormittal.com/automotive>.
- [BAT97] BATHIAS C., BAILON J.P. *La fatigue des matériaux et des structures*, 2ème éd. Paris : Editions Hermes, 1997, 1-684 p.
- [BEN06] BENABES, J., *Approche énergétique non locale du calcul de durée de vie de structures en fatigue multiaxiale sous chargement d'amplitude variable : application à une roue de train ferroviaire*, thèse de l'ENSAM – CER de Bordeaux, Bordeaux 2006
- [BLO01] BLONDEAU R. *Métallurgie et mécanique du soudage*, Mécanique et Ingénierie des Matériaux, Edition Lavoisier, 2001.
- [BRO06] BROLL M. *Charakterisierung des Rißausbreitungsverhaltens unter betriebsnaher Beanspruchung*. Thèse, Universität der Bundeswehr München : 2006.
- [CHA74] CHABOCHE J.L. *Une loi différentielle d'endommagement de fatigue avec cumulation non linéaire*. Revue Française de Mécanique 50-51, 1974
- [CMA07] MAA C. et al. *Microstructure and fracture characteristics of spot-welded DP600 steel*, International Journal of Fatigue, 2007.
- [DAN09] DANCETTE S. *Comportement mécanique des soudures par points : mécanismes et stratégies de prédiction dans le cas des tôles en acier pour automobile*, Thèse de l'INSA LYON, 2009, N° d'ordre 2009 – ISAL – 0039.
- [DEG03] DEGALLAIX S., DEGALLAIX G., BUIRETTE C. & LIEURADE H-P., *Amélioration de la tenue en fatigue des assemblages soudés en aciers HLE par traitements de parachèvement*, Conférence du Colloque TILT, Lille, 2 au 4 décembre 2003.
- [DHE89] DHERS J., *Fatigue des assemblages soudés par points*, Rapport Unirec, RI 89-608, 1989
- [DIM48] Dixon W.J. and Mood A.M., *A method for obtaining and analyzing sensitivity data*. Journal of American Statistical Association, 43 :109-126, 1948.
- [ELM05] EL MALKI ALAOUI A. *Influence du chargement sur la propagation en fatigue de fissures courtes dans un acier de construction navale*, Thèse de l'Université de Metz, Metz, 2005.
- [FAT98] FATEMI A. and YANG G. *Cumulative fatigue damage and life prediction theories : a survey of the state of the art for homogeneous materials*. Int. Journal of Fatigue, 1998.
- [FUR03] FURNEMONT Q. *The Micromechanics of TRIP-Assisted Multiphase Steels*. Thèse de doctorat, Université Catholique de Louvain, Belgique, 2003.
- [GLI05] GLINKA G. *ME 322 - Mechanical Design 1, Part 4 (Fatigue)*, Department of Mechanical Engineering, University of Waterloo, 2005

- [HAI06] HAIBACH E. *Betriebsfestigkeit - Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. Berlin : Springer, 2006 - ISBN 3-540-29363-9.
- [HEI08] HEIDEMANN J. *Ermüdungsrisssausbreitung in hochfesten Aluminium- und Titanlegierungen bei periodischen Überlasten*, Thèse, Technische Universität Hamburg-Harburg, Hamburg, 2008.
- [IMA89] IMAD A. *Mécanisme du retard induit par l'application d'une surcharge au cours de la propagation d'une fissure de fatigue*, Thèse de l'U.S.T.L., Lille, 1989
- [IIS06] IISI (International Iron and Steel Institute). *AHSS application guidelines – version 3*. Disponible sur [http : // www.worldautosteel.org](http://www.worldautosteel.org), 2006
- [ISO03] ISO 14234 : 2003 *Soudage par résistance - Essais destructifs des soudures - Méthode pour les essais de fatigue sur les assemblages soudés par points*, 2003.
- [ISO04] ISO 18278-2 :2004 *Soudage électrique par résistance- Caractérisation de la soudabilité par résistance par point de produits plats revêtus ou non*, 2004.
- [KNO77] KNOTT J.F., PICKARD A.C. *Effects of overloads on fatigue-crack propagation: aluminium alloys*. In: *Metal Science* 11 (1977), p. 399-404.
- [LAN99] LANG M., MARCI G. *The influence of single and multiple overloads on fatigue crack propagation*. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 22 (1999), p. 257-271.
- [MAD92] MADDOX S.J. *Fatigue design of welded structures*, Engineering design in welded constructions, Oxford, Pergamon, 1992, p. 31-56.
- [MAL08] MALTAIS, P., *Développement d'une méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue de structures tubulaires soudées en aluminium*, thèse de l'Université du Québec à Chicoutimi, Québec, 2008.
- [MES04] MESMACQUE G., GARCIA S., AMROUCHE A., RUBIO-GONZALEZ C. *Sequential law in multiaxial fatigue, a new damage indicator*, *International Journal of Fatigue*, 2004.
- [MIN45] MINER M.A. *Cumulative Damage in Fatigue*. *Journal of Applied Mechanics*, September 1945, p. A-159/A-164.
- [NFA03] Normalisation française. *Pratique des essais de vitesse de propagation de fissure en fatigue*. A03-404, Juin 1991.
- [RAD89] RADAJ D. *Stress singularity, notch stress and structural stress at spot-welded joint*, *Engineering fracture mechanics*, 1989, vol. 34, pp. 495-506.
- [RAD90] RADAJ D. ZHAOYUN Z., MÖHRMANN W., *Local stress parameters at the weld spot of various specimens*, *Engineering Fracture Mechanics*, 1990, vol. 37, p. 933-951.
- [RAD95] RADAJ D., GIERING A., *Local stress parameters of the spot welded specimen*, *Welding in the world*, 1995, vol. 35, p.12-22.
- [RAD98] RADAJ D. SONSINO C. M., *Fatigue assessment of welded joints by local approaches*, Abington Publishing, 1998.

- [ROS07] ROSSILLON F. *Influence des conditions de soudage sur le comportement en fatigue d'un acier THR Dual Phase soudé par point*. Thèse de l'Université Blaise Pascal – Clermont II, Clermont-Ferrand, Clermont-Ferrand, 2007.
- [SAD99] SADANANDA K., VASUDEVAN A.K., HOLTZ R.L., LEE E.U. *Analysis of overload effects and related phenomena*. *International Journal of Fatigue* 21 (1999), p. 233-246.
- [SCH03] SCHIJVE J. *Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art*. *International Journal of Fatigue* 25, 2003, p. 679-702.
- [SHC66] SCHÜTZ W. *Über eine Beziehung zwischen der Lebensdauer bei konstanter und bei veränderlicher Beanspruchungsamplitude und ihre Anwendbarkeit auf die Bemessung von Flugzeugbauteilen*. LBF-Bericht Nr. FB-69, Laboratorium für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, 1966.
- [SHC89] SCHÜTZ W. *The Prediction of Fatigue in the Crack Initiation and Propagation Stages : A State of the Art Survey*. Eng. Fract. Mech., ASME, 1979, vol. 11(2), p. 405-421.
- [SEF59] SEFERIAND D. *Métallurgie de la soudure*, Dunod, 1959.
- [SKO98] SKORUPA M. *Load Interaction Effects during Fatigue Crack Growth under Variable Amplitude Loading - A Literature Review*. Part I: Empirical Trends. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 21, 1998, p. 987-100.
- [SKO99] SKORUPA M. *Load Interaction Effects during Fatigue Crack Growth under Variable Amplitude Loading - A Literature Review*. Part II : Qualitative Interpretation. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 22, 1999, p. 905-926.
- [SKO07] SKORUPA M., MACHNIEWICZ T. *Comments to the paper: Fatigue crack growth and life predictions under variable amplitude loading for a cast and wrought aluminum alloy*. *International Journal of Fatigue* 29, 2007, p. 587-588.
- [SRI05] SRIKUNWONG C. *Modélisation du procédé de soudage par points*, Thèse de l'Ecole des Mines de Paris, Paris, 2005
- [SUR98] Suresh S. *Fatigue of materials, 2nd edition*. MIT, Cambridge University Press, Boston, 1998.
- [SWE94] SWELLAM M.H., BANAS G., LAWRENCE F.V. *A fatigue design parameter for spot welds*, *Fatigue and Fracture Engineering Materials and Structures*, 1994, vol. 17, N°10, p.1197-1204.
- [TDI93] TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR. *Assemblage des matériaux par soudage*. Disponible sur <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/assemblage-des-materiaux-par-soudage-42512210>, 1993
- [TIK07] TIKRI B. *Étude et amélioration de la loi d'endommagement non linéaire de Chaboche*, Master 2 Recherche, Université Blaise Pascal – Clermont II, Clermont-Ferrand, 2007.
- [TVE05] TVERGAARD V. *Overload effects in fatigue crack growth by crack-tip blunting*. *International Journal of Fatigue* 27, 2005, p. 1389-1397.

- [WEB99] WEBER B. *Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque*, Thèse de l'INSA de Lyon, Lyon, 1999.
- [WHE72] WHEELER O.E. *Spectrum loading and Crack growth*. *Journal of Basic Engineering, Transactions ASME* 94, 1972, p. 181-186.
- [XUP04] XU P. *Determination of fatigue crack initiation and crack propagation at spot welded joint with high-precision thermometry*, *Welding in the world*, Vol. 48, n°11/12, 2004.
- [YOU01] YOUSEFI F., M. WITT et H. ZENNER, *Fatigue strength of welded joints under multiaxial loading: experiments and calculations*, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 24, pp. 339-355, 2001.
- [ZHA01] ZHANG S. *Recent developments in analysis and testing of spot welds*, 2001, SAE Report n°2001-01-0432.
- [ZHA97] ZHANG S. *Stress intensities at spot welds*, *International Journal of Fracture*, 1997, vol. 88, p.167-185.
- [ZHA99] ZHANG S. *Approximate stress intensities factors and notch stresses for common spot welded specimens*, *Welding Journal, Research Supplement*, 1999, vol. 78, p.173-179.