



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



THÈSE

Pour obtenir le grade de

Docteur de l'Université de Lorraine

Présentée par

Abdulkader ZALT

SPECIALITE : Sciences des Matériaux

OPTION : Mécanique des matériaux

Endommagement par Fatigue et Prédiction de la Durée de Vie des Joints Soudés de Type Caisson

Soutenue à Metz le 18 octobre 2012 devant le jury composé de :

DANG VAN Ky	Professeur, Ecole Polytechnique - ParisTech	Président
HARIRI Saïd	Professeur, Ecole des Mines de Douai	Rapporteur
LAKSIMI Abdelouahad	Professeur, UTC - Compiègne	Rapporteur
DAYA El Mostafa	Professeur, Université de Lorraine	Examinateur
GILGERT Joseph	Maître de Conférences, ENIM, Metz	Codirecteur
AZARI Zitouni	Professeur, ENIM, Metz	Directeur de thèse

Remerciements

Ce travail a été réalisé au sein du **Laboratoire de Mécanique Biomécanique, Polymère, Structures** de l'**Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz** sous la direction de Messieurs Zitouni AZARI et Joseph GILGERT, respectivement Professeur des Universités et Maître de conférences à l'ENIM.

En premier lieu, je citerais mon directeur de thèse, Monsieur le Professeur Zitouni AZARI qui a accepté de diriger cette thèse, et qui m'a aidé à orienter mes premiers choix professionnels vers le monde de la mécanique et de la recherche. Son goût passionné pour la recherche scientifique, ont été pour moi le stimulant nécessaire à l'achèvement de ce travail.

Je voudrais ensuite remercier M. Joseph GILGERT, pour avoir accepté d'assurer le Co-encadrement de ma thèse et pour son soutien et son aide efficace, qui m'ont permis de mener ce travail.

Je remercie M.DANG VAN , Professeur à l'Ecole polytechnique de paris, pour la présidence du jury de la thèse et Messieurs les professeurs HARIRI Saïd de l'Ecole des Mines de Douai et LAKSIMI Abdelouahad de l'UTC pour rapporter cette thèse. Je remercie également Monsieur DAYA El-Mustafa, professeur de l'Université de lorraine d'avoir accepté d'examiner ce travail. Je les remercie infiniment.

Enfin, je pense à ma famille et mes amis qui m'ont encouragé jusqu'au bout de cette expérience, dont je garderai toujours un excellent souvenir.

Table des matières

Liste des Figures	3
Liste des Tableaux	7
Résumé	8
Introduction générale	9
1 Etude Bibliographique	13
1.1 Introduction	13
1.2 Fatigue des matériaux métalliques	13
1.2.1 Définition	13
1.2.2 Contraintes Appliquées	14
1.2.3 Cycle de contrainte en fatigue	14
1.2.4 Comportement sous sollicitation cyclique	17
1.2.5 Courbe de Wöhler ($\sigma - N_R$)	18
1.3 Effet d'entaille	20
1.3.1 Facteur de concentration de contrainte	22
1.3.2 Effet d'entaille en Fatigue	23
1.3.3 Coefficient de réduction de la résistance à la fatigue K_f	29
1.4 Le Soudage :	31
1.4.1 Les Procédés de soudage	31
1.4.2 Notion de soudabilité	33
1.4.3 Parties constitutives d'un joint soudé,	35
1.4.4 Les différents types d'assemblages soudés	36
1.4.5 Défauts des joints soudés	38
1.5 Fatigue des assemblages soudés	44
1.5.1 Durée de vie des assemblages soudés	44
1.5.2 Influence de la nature du matériau	45
1.5.3 Fatigue du joint soudé en fonction de la forme du joint	46
1.5.4 Influence de l'angle de raccordement et le rayon au pied du cordon	48
1.5.5 Effet d'une concentration de contrainte sur la tenue en fatigue	49
1.5.6 Influence de l'état hétérogène de la microstructure sur la tenue en fatigue	51
1.5.7 Influence de la limite d'élasticité du métal de base	52
1.5.8 Influence des inclusions	53
1.5.9 Influence des contraintes résiduelles de soudage sur le comportement en fatigue des joints soudés	54

1.6 Méthodes normalisées pour le dimensionnement des joints soudés	55
1.6.1 Eurocode 3	55
1.6.2 Méthodes de la déformation locale.....	57
1.6.3 British Standards	59
1.6.4 Approche Volumétrique.....	60
1.7 Conclusion :.....	64
2 Etude Expérimentale.....	65
2.1 Etude du matériau.....	65
2.2 Essai de traction statique.....	67
2.2.1 Eprouvette de métal de base	67
2.2.2 Eprouvette soudée	69
2.3 Essai de Micro-dureté.....	71
2.4 Micrographie.....	74
2.5 Essais de Fatigue	76
2.5.1 Essais de fatigue en flexion 3 points	76
2.5.2 Essais de fatigue en traction uni-axial.....	83
2.5.3 Fatigue de traction oligocyclique	86
2.6 Conclusion	92
3 Modélisation Numérique	94
3.1 Introduction	94
3.2 Présentation de ANSYS.....	95
3.3 Modélisation du caisson soudé.....	97
3.3.1 Conditions aux limites	98
3.3.2 Application de la charge.....	99
3.3.3 Géométrie du cordon de soudure.....	101
3.4 Analyse de la distribution des contraintes.....	102
3.4.1 Cas d'un caisson parfait (sans défauts).....	102
3.4.2 Cas d'un caisson avec défaut	103
4 Résultats et discussion générale	111
5 Conclusion générale et perspective.....	115
Références bibliographiques	118

Liste des Figures

Figure 1 : Structures soudées	9
Figure 2 : Fissuration du monobloc soudé de pelle mécanique	10
Figure 3 : Définition des contraintes (maximale, globale et nominale)	14
Figure 4 : Cycle de contrainte en fatigue	15
Figure 5 : Formes de cycle de contraintes.....	16
Figure 6 : Définition des différents paramètres caractérisant une boucle d'hystérésis.....	17
Figure 7 : Courbe de Wöhler ($\sigma - N_R$).....	19
Figure 8 : Champ de contrainte dans une éprouvette entaillée sollicitée en traction.....	21
Figure 9 : Similarité entre une plaque entaillée et un joint soudé.....	22
Figure 10 : Effet d'entaille en fatigue (Acier E360, Barres cylindriques lisses et entaillées, soumises à un moment fléchissant) [4]	23
Figure 11 : Amplitude de contrainte maximale en fonction du nombre de cycle en fatigue ; comparaison avec la courbe de référence en fatigue [4].	24
Figure 12 : Définition de la contrainte effective selon Peterson.....	25
Figure 13 : Définition de la contrainte effective selon Hardrath et al.....	25
Figure 14 : Définition de la contrainte effective selon Neuber.....	26
Figure 15 : Digramme de distribution de la contrainte élastoplastique et du gradient des contraintes en fond d'entaille.....	28
Figure 16 : Soudure bout à bout sur chanfrein en V	35
Figure 17 : Types d'assemblages soudés	38
Figure 18 : Porosités débouchantes en surface de cordon de soudure	39
Figure 19 : Macrographie d'alliage d'aluminium avec présence de soufflures sphéroïdales non débouchantes	40
Figure 20 : Excès de pénétration.....	41
Figure 21 : Manque de pénétration et collage en bord du joint.....	41
Figure 22 : Fissure à froid détectée en macrographie.....	42
Figure 23 : Fissure longitudinale sur un cordon de soudure.....	42
Figure 24 : Morsures dans le joint soudé.....	42
Figure 25 : Caniveaux en surface de joint soudé.....	43

Figure 26 : Défaut géométrique (alignement).....	43
Figure 27 : Influence de l'épaisseur de tôle sur la durée de vie.....	47
Figure 28 : Influence de l'angle de raccordement sur la limite d'endurance à 2.106 cycles	48
Figure 29 : Influence du rayon au pied de cordon sur la réduction à la résistance à la fatigue [27].	49
Figure 30 : Soufflures et inclusions dans les soudures.....	53
Figure 31 : Exemple de courbe de résistance à la fatigue, pour des étendues de contraintes normales.	56
Figure 32 : Illustration de la méthode de déformation locale.	58
Figure 33 : schéma de principe de la méthode de déformation locale.	58
Figure 34 : Courbes de référence en fatigue pour la norme PD 6493.	60
Figure 35 : Distribution de la contrainte élasto-plastique et le gradient de contrainte en fond d'entaille.....	61
Figure 36 : Algorithme de la procédure de la méthode volumétrique.	63
Figure 37 : Utilisation des caissons soudés dans les grues	65
Figure 38 : Machine de traction statique.....	67
Figure 39 : Dimensions de l'éprouvette utilisée dans l'essai de traction	68
Figure 40 : Loi de comportement Statique de l'acier S355M.....	68
Figure 41 : Dimensions de l'éprouvette soudée de traction et de fatigue	69
Figure 42 : Fabrication de l'éprouvette soudée.....	70
Figure 43 : Loi de comportement du métal de base et de joint soudé.....	71
Figure 44 : Appareil de Micro-dureté	72
Figure 45 : Disposition des filiations de dureté.....	73
Figure 46 : Microscope optique Olympus BX60M.....	74
Figure 47 : Echantillon prélevée pour l'analyse micrographique.....	74
Figure 48 : Micrographie d'un joint soudé	75
Figure 49 : Cycle de charge appliquée	77
Figure 50 : Schéma du caisson soudé.....	78
Figure 51 : Application de la charge de fatigue sur les caissons testés.....	79
Figure 52 : Essai de fatigue (flexion 3 points) d'un caisson soudé.....	79
Figure 53 : Rupture des caissons testés.....	80

Figure 54 : courbe de Wöhler des caissons soudés en fatigue (flexion 3 points).	80
Figure 55 : Etude Numérique simple (RdM) de caisson soudé en flexion 3 points.....	81
Figure 56 : Rupture loin du moment de flexion maximal.....	82
Figure 57 : Influence d'un défaut superficielle dans la soudure. a) Défaut observé avant l'essai de fatigue, b) Rupture du caisson testé à cause de ce défaut superficiel.....	82
Figure 58 : Défaut à la racine de la soudure, observé par un microscope à balayage.....	83
Figure 59 : Deux choix d'éprouvettes soudées de référence	83
Figure 60 : Mode de chargement de caisson en flexion 3 points	84
Figure 61 : Eprouvette d'essai de fatigue en traction (éprouvette de référence).....	84
Figure 62 : Essai de fatigue en traction uni-axial.....	85
Figure 63 : Courbes expérimentales des éprouvettes de référence et de métal de base S355M. ...	86
Figure 64 : Machine d'essai de fatigue plastique oligocyclique.	88
Figure 65 : Eprouvette avec l'extensomètre.	88
Figure 66 : schéma d'éprouvette d'essai de fatigue oligocyclique.....	89
Figure 67 : exemple de boucle d'hystérésis.....	89
Figure 68 : Détermination de la courbe d'écrouissage cyclique.	90
Figure 69 : Loi de comportement cyclique et statique du matériau soudé.....	90
Figure 70 : Courbes expérimentales des éprouvettes de référence et des caissons soudés.	93
Figure 71 : Utilisation du logiciel d'Eléments Finis par GUI.....	96
Figure 72 : Modélisation numérique d'un demi-caisson soudé en flexion 3 points.	98
Figure 73 : Condition aux limites sur le caisson modélisé.....	99
Figure 74 : Déformation grave à cause de l'application directe de la charge. (a) Distribution de contrainte suivant l'axe Z – (b) Déplacement suivant Y.....	100
Figure 75 : Application de la charge en forme de déplacement d'un demi-cylindre.	100
Figure 76 : Exemples d'études sur le joint soudé en T ; (a) étude d'un joint soudé asymétrique [53] – (b) étude d'u joint soudé symétrique [54].	101
Figure 77 : photo du codon de soudure, éprouvette 4.	101
Figure 78 : Géométrie moyenne du cordon de soudure.	102
Figure 79 : Distribution de contrainte dans le caisson sans défauts.....	103
Figure 80 : Géométrie du défaut à la racine du cordon de soudure.	104
Figure 81 : Modélisation numérique de défaut à la racine de cordon de soudure.....	104

Figure 82 : Distribution des contraintes au défaut à la racine de la soudure. (a) contrainte de cisaillement XY, (b) contrainte de cisaillement YZ, (c) contrainte de cisaillement XZ, (d) contrainte normale Z.....	105
Figure 83 : Distribution de contraintes normale dans le caisson chargé.....	106
Figure 84 : Courbe expérimentale et Courbes effectives de caisson, avec un défaut à la racine du cordon de soudure.	106
Figure 85 : Défaut à la surface de cordon de la soudure	107
Figure 86 : Modélisation numérique de défaut à la surface de cordon de soudure.....	108
Figure 87 : Distribution des contraintes, du défaut à la surface de soudure. (a) contrainte de cisaillement XY, (b) contrainte de cisaillement YZ, (c) contrainte de cisaillement XZ, (d) contrainte normale Z.	109
Figure 88 : Courbe expérimentale et Courbe effective de caisson avec un défaut à la surface de cordon de soudure.	110
Figure 89 : Courbe de référence, Courbe de structure réelle et courbe de contraintes effectives dans les caissons soudés.....	111
Figure 90 : Courbe calculée pour des caissons soudés en flexion 3 points.....	113
Figure 91 : Prédiction de la durée de vie de caisson soudé, à partir de la courbe de référence. ...	113

Liste des Tableaux

Tableau I : Différentes propositions des fonctions de poids, pour calculer la contrainte effective en fond d'entaille.....	28
Tableau II : Expressions de K_f	30
Tableau III : Classification générale des procédés de soudage en fonction de la nature de l'énergie mise en œuvre.....	32
Tableau IV : Caractéristiques mécaniques normalisées de l'acier S355M	66
Tableau V : Composition chimique de l'acier S355M d'après le fournisseur « Arcelormittal »....	66
Tableau VI : Caractéristiques mécanique expérimentales de l'acier S355M	69
Tableau VII : Caractéristiques mécaniques de la soudure	71
Tableau VIII : Microdureté de joint soudé, musurée en (Hv).....	73
Tableau IX : Caractéristiques cycliques et statiques du matériau soudé (éprouvette de référence).	91

Résumé

Le chapitre 9 de L'Eurocode 3 est le moyen le plus utilisé par les ingénieurs pour prédire la durée de vie des joints soudés, mais ce code ne donne qu'une seule courbe de résistance en fatigue pour chaque type de joint soudé, quel que soit l'acier utilisé. La résistance à la fatigue des assemblages soudés est particulièrement sensible à la géométrie du cordon déposé, ainsi qu'aux champs de contraintes introduits, soit par le procédé de soudage, soit par les défauts microscopiques inclus dans le soudage. Nous avons donc besoin d'une méthode locale telle la méthode volumétrique, qui a donné de bons résultats en fatigue, pour déterminer la contrainte effective dans la zone plastifiée à côté du cordon de soudure. Une étude numérique est réalisée sur un caisson soudé. La distribution et le gradient de contrainte permettent de calculer la contrainte effective. Les résultats numériques, comparés aux résultats expérimentaux, ont validé la méthode volumétrique sur ce type de structures soudées.

Mots clés : Méthode Volumétrique, caisson soudé, contrainte effective, défaut de soudure.

Abstract

The Chapter 9 of Eurocode 3 is one of the most widely adapted codes for fatigue life prediction of welded joints, the drawback of this code being the single curve fatigue strength for each type of welded joint produced regardless of the type of steel used. The fatigue strength of welded joints is particularly sensitive to the geometry of the weld bead and the stress fields which could potentially be introduced by the welding process or by other microscopic defects introduced by the welding. In this study the volumetric method, which has proven its validity in the study of fatigue, has been used to determine the effective stress in the plastic zone near the weld bead. Numerical simulations have been performed on a welded box to determine the stress distribution and gradient which would allow proper calculation of the effective stress. Both numerical simulations and experimental results support the validity of the volumetric method for such type of welded structures.

Keywords: Volumetric Method, welded box, effective stress, weld defect.

Introduction générale

Les grandes structures métalliques (pelles, grues, appareils à pression, etc....) répondent d'abord à un impératif de fiabilité de fonctionnement et de sécurité. De par leurs dimensions, elles ne peuvent être constituées que d'éléments mis en forme et assemblés, principalement par soudage. Ce procédé est actuellement le principal moyen d'assemblage des structures métalliques (Figure 1), sans lui, de nombreuses applications industrielles n'auraient pas pu être réalisées.



A- Bras de grue (caisson soudé)



B- Structure métallique aux Etats-Unis

Figure 1 : Structures soudées

Le soudage nécessite une attention particulière pour préserver l'intégrité des structures. Les soudures peuvent constituer un point faible. Elles génèrent des modifications des états de surface (discontinuités géométriques et structurales) qui jouent un rôle important sur la tenue en service des structures.

L'observation de nombreuses ruptures en service des structures soudées présente le plus souvent la fatigue comme cause principale, Figure 2. Aussi complexe soit-elle, une structure métallique est généralement composée d'un petit nombre d'assemblages élémentaires. Pour connaître la tenue en fatigue de la structure, on étudie séparément l'endurance de ces types de joints.

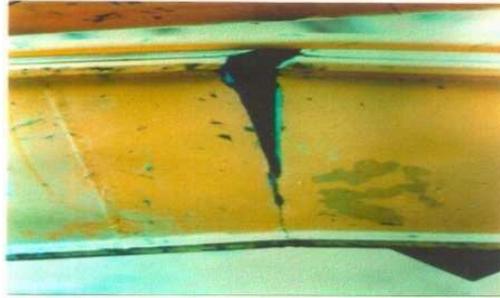


Figure 2 : Fissuration du monobloc soudé de pelle mécanique

Les facteurs d'endurance des structures soudées sont nombreux, le premier d'entre eux est la qualité de la soudure. En effet, la résistance à la fatigue des assemblages soudés est particulièrement sensible à la géométrie du cordon déposé ainsi qu'aux champs de contraintes introduits, soit par le procédé de soudage, soit par défauts microscopiques inclus dans le soudage.

Il est possible de connaître avec précision le comportement des assemblages soudés soumis à des sollicitations cycliques, à l'aide d'essais de laboratoire sur éprouvettes de dimensions suffisantes pour être représentatives des éléments d'une structure réelle. Sur la base de tels essais à amplitude constante ou charge variable, on définit pour chaque type de joint soudé, les contraintes admissibles correspondant à une durée de vie donnée de la structure ainsi qu'à une distribution estimée des sollicitations appliquées en service à l'assemblage.

Le matériau joue un rôle important vis-à-vis du comportement en fatigue d'une construction mécanique, mais la conception, le choix des méthodes d'assemblage, la position des soudures ainsi que leur qualité sont prépondérantes. A l'heure actuelle, la construction mécanique demande une qualité et une quantité importante d'aciers. Outre le fer, élément de base et le carbone, les aciers contiennent un certain nombre d'éléments rajoutés volontairement (éléments d'addition) et d'autres présents dans les matières premières de l'élaboration, ou sont introduite par échange avec l'environnement lors de la coulée et restent sous forme d'impuretés (éléments résiduelles).

Le but de ce travail est d'étudier la fiabilité des caissons soudés, et mieux comprendre le phénomène de rupture par fatigue. Un outil optimisé aux Bureaux d'Etudes, permettant de passer d'une éprouvette de laboratoire à une structure réelle, sera proposé.

La stratégie adoptée consiste à étudier les joints soudés sur différents plans :

A- Etude Mécanique

- 1- Essais de traction statique uni-axiale sur des éprouvettes de section rectangulaire,
- 2- Essais de fatigue en traction oligocyclique sur des éprouvettes de section rectangulaire,
- 3- Essais de fatigue en flexion 3 points sur des caissons soudés.

B- Etude Métallurgique

- 1- Etudier les différentes zones du joint soudé (métal de base, zone affectée thermiquement, zone fondue),
- 2- Mesurer la micodureté de chaque zone,
- 3- Analyser la microstructure du matériau au microscope à balayage, pour mieux connaître l'influence de chaque zone sur la propagation de la fissure.

C- Modélisation Numérique

Une analyse générale, d'un modèle de caisson soudé soumis au chargement de flexion trois points, sera effectuée par éléments finis. Nous déterminons ainsi la distribution des contraintes à partir du pied de cordon de soudure, et par la suite la durée de vie.

L'étude illustrée dans ce mémoire est composée de cinq chapitres :

- Chapitre I : Etude bibliographique

Ce chapitre parcourt les bases des effets de fatigue, surtout les assemblages soudés, et présente les méthodes utilisées, de nos jours, pour le dimensionnement des joints soudés.

- Chapitre II : Etude expérimentale

Ce chapitre présente les caractéristiques mécaniques des caissons fabriqués, les différents essais réalisés, ainsi que les essais de traction (statique et cyclique) sur des éprouvettes soudées bout à bout et les essais de flexion 3 points sur les caissons soudés. Ce chapitre contient une partie d'analyse, où un essai de dureté et une observation, par un microscope à balayage, sont réalisés sur les zones de la rupture des caissons.

- Chapitre III : Etude numérique

Une simulation par éléments finis a été réalisée sur le caisson soudé pour déterminer la distribution des contraintes au pied de cordon de soudure.

- Chapitre IV : Résultats et discussion

Ce chapitre présente les contraintes effectives, calculées par la méthode volumétrique, sur les caissons soudés soumis à une charge de flexion 3 points. Une comparaison, entre la courbe des contraintes effectives et la courbe expérimentale, valide cette nouvelle méthode.

- Chapitre V : Conclusion générale

Bilan, réflexions et perspectives.

1 Etude Bibliographique

1.1 Introduction

Toute pièce mécanique est soumise, durant son fonctionnement normal, à un certain nombre de sollicitations de causes variables, se traduisant le plus souvent par des variations cycliques de contraintes.

L'endommagement par fatigue, mené jusqu'à la ruine, comprend trois périodes d'importance variable selon les matériaux et les caractéristiques de sollicitations :

- Période de germination ou période d'amorçage
- Période de propagation
- Rupture brutale

En fait, dans le matériau, des microfissures s'amorcent et se propagent de plus en plus vite (de 10^{-7} mm/cycle à 10^{-3} mm/cycle). Dès que la section résiduelle est trop faible par rapport à la sollicitation, la rupture brutale de la structure s'ensuit.

1.2 Fatigue des matériaux métalliques

1.2.1 Définition

La fatigue est un processus qui, sous l'action de contraintes ou déformations cycliques, répétées ou alternées, modifie les propriétés locales d'un matériau et peut entraîner la formation de fissures et éventuellement la rupture de la structure.

Les étapes principales de la fatigue sont :

- Amorçage de fissures,
- Propagation des fissures,
 - Elle suit d'abord approximativement le plan de scission maximale. La vitesse de propagation est alors très faible. Les défauts ne sont décelables qu'au laboratoire,
 - Puis elle suit le plan perpendiculaire à la contrainte de tension maximale. La vitesse de propagation s'accélère. Pendant cette période, les contrôles décèlent la fissure.
- La rupture finale.

1.2.2 Contraintes Appliquées

Généralement au cours de l'essai de fatigue, la contrainte appliquée, approximativement sinusoïdale, varie en fonction du temps, en raison des seules possibilités de fonctionnement des machines ou pour des raisons de commodité dans le traitement des résultats.

La contrainte, prise en compte lors d'un essai de fatigue, est une contrainte globale (calculée par rapport à la section de la pièce d'après la résistance des matériaux et relativement au domaine élastique). Elle est exprimée en N/mm^2 ou en MPa, Figure 3.

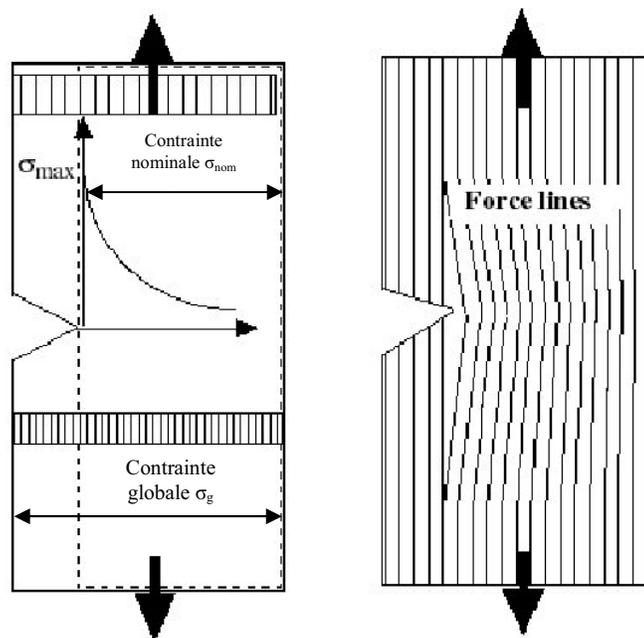


Figure 3 : Définition des contraintes (maximale, globale et nominale)

1.2.3 Cycle de contrainte en fatigue

Les essais de fatigue sont définis par des normes, et ils sont de plusieurs types :

- Traction – compression
- Flexion plane
- Flexion rotative
- Flexion trois points
- Torsion

Les éprouvettes sont soumises à des sollicitations périodiques. La contrainte passe par un maximum σ_{\max} et par un minimum σ_{\min} .

Dans le cadre de ce travail, nous étudions les sollicitations de types sinusoïdales.

On en déduit :

- La contrainte moyenne

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

- L'amplitude de contrainte

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

- L'étendue de variation de contrainte

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 2\sigma_a$$

- Rapport de charge R

C'est le rapport de la contrainte minimale sur la contrainte maximale. $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$

Dans Figure 4, nous présentons les termes et symboles utilisés pour décrire le cycle de contrainte.

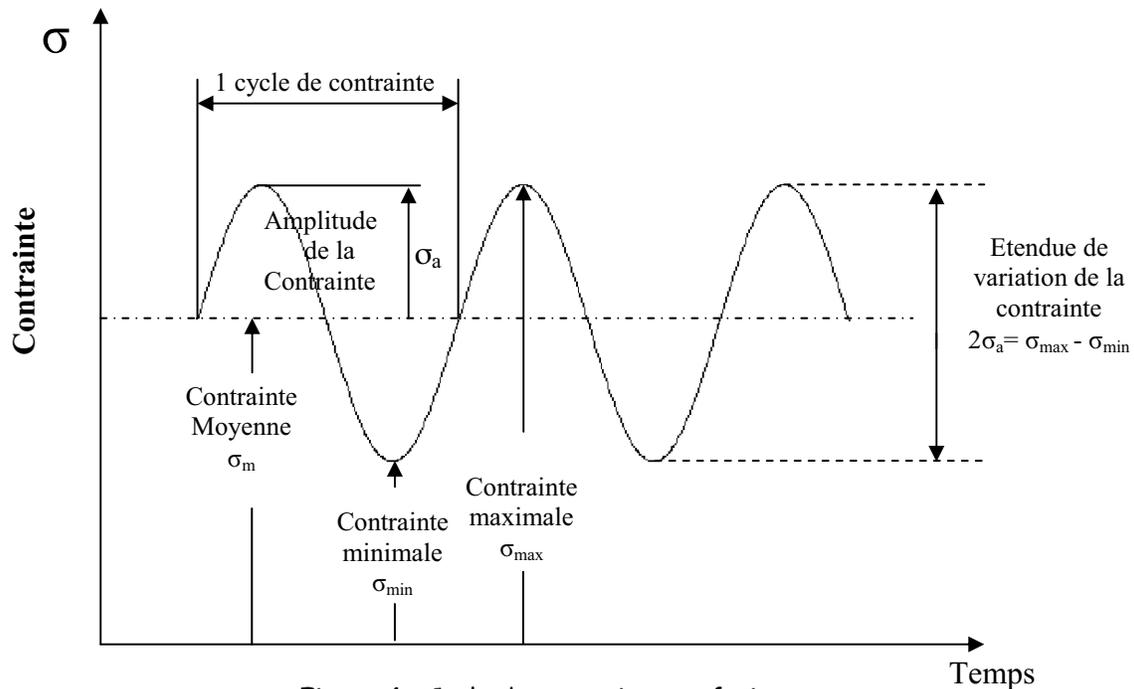


Figure 4 : Cycle de contrainte en fatigue

Les formes possibles de cycle de contraintes sont présentées dans la Figure 5.

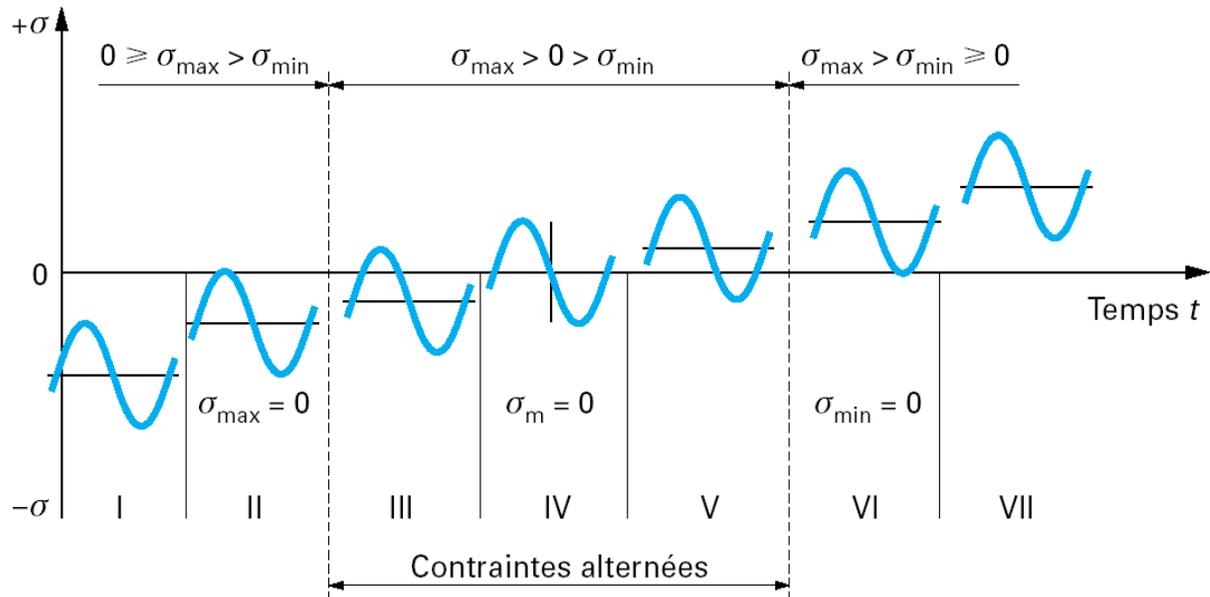


Figure 5 : Formes de cycle de contraintes

- I. Contrainte ondulée de compression : $1 < R_\sigma < +\infty$.
- II. Contrainte répétée de compression : $R_\sigma \rightarrow +\infty$.
- III. Contrainte alternée dissymétrique : $-\infty < R_\sigma < -1$.
- IV. Contrainte purement alternée : $R_\sigma = -1$.
- V. Contrainte alternée dissymétrique : $-1 < R_\sigma < 0$.
- VI. Contrainte répétée de traction : $R_\sigma = 0$.
- VII. Contrainte ondulée de traction : $0 < R_\sigma < 1$.

1.2.4 Comportement sous sollicitation cyclique

L'enregistrement de l'évolution de la contrainte en fonction de la déformation, appliquée au cours d'un cycle, conduit au tracé d'une boucle schématisée sur la Figure 6 et appelée boucle d'hystérésis.

La forme et la taille de ces boucles évoluent en fonction du nombre de cycles et éventuellement se stabilisent.

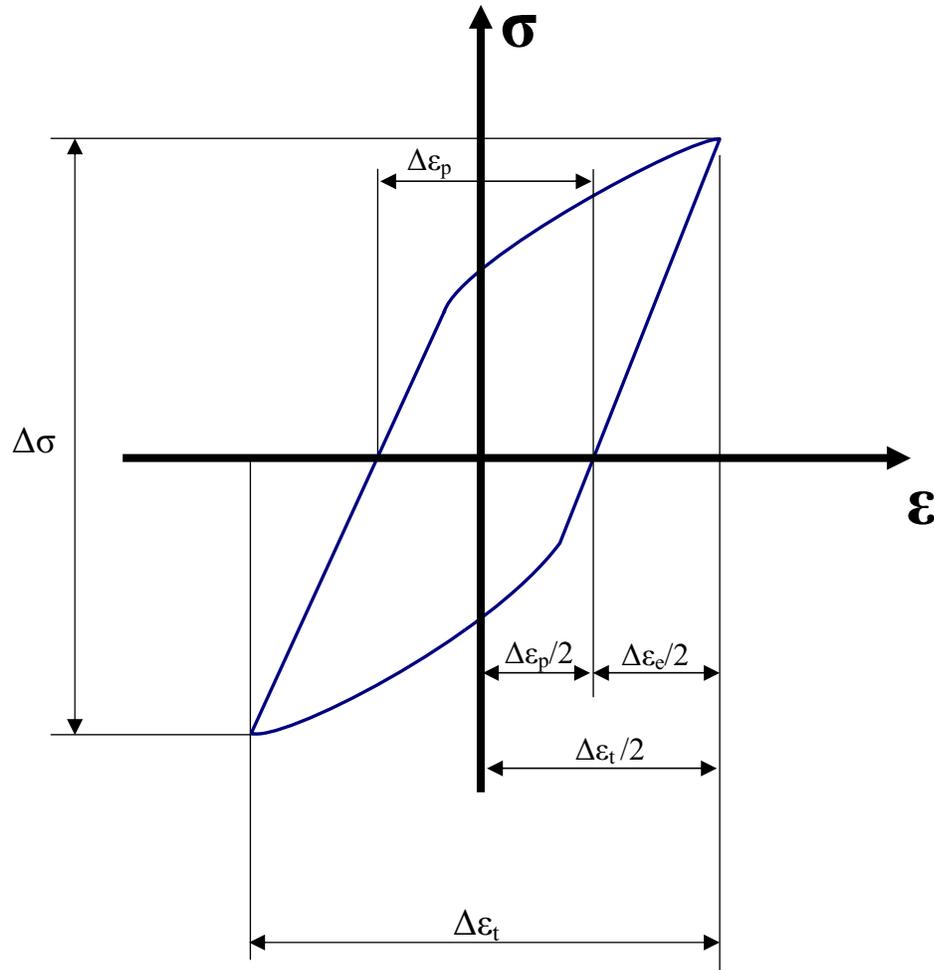


Figure 6 : Définition des différents paramètres caractérisant une boucle d'hystérésis.

Pour caractériser le comportement cyclique d'un matériau, les paramètres suivants sont couramment utilisés :

- étendue de variation de la contrainte : $\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$
- amplitude de contrainte : $\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = \frac{\Delta\sigma}{2}$

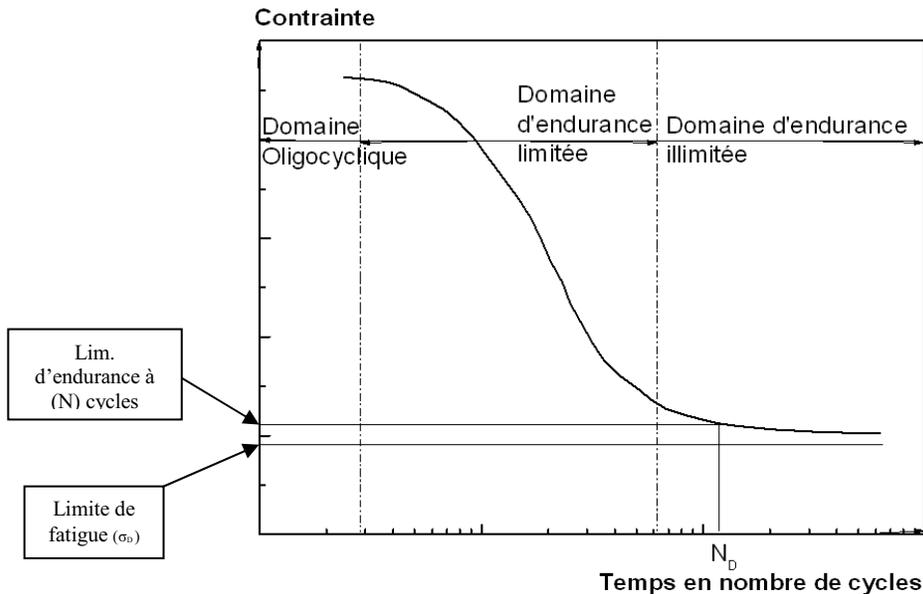
- contrainte moyenne : $\sigma_{moy} = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min})$
- rapport de contrainte : $R\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$
- étendue de variation de la déformation : $\Delta\mathcal{E} = \mathcal{E}_{max} - \mathcal{E}_{min}$
- amplitude de déformation : $\mathcal{E}_a = \frac{1}{2}(\mathcal{E}_{max} - \mathcal{E}_{min}) = \frac{\Delta\mathcal{E}}{2}$
- déformation moyenne : $\mathcal{E}_{moy} = \frac{1}{2}(\mathcal{E}_{max} + \mathcal{E}_{min})$
- rapport de déformation : $R\mathcal{E} = \frac{\mathcal{E}_{min}}{\mathcal{E}_{max}}$

1.2.5 Courbe de Wöhler ($\sigma - N_R$)

Universellement connue, la courbe de Wöhler est la plus ancienne et la seule permettant de visualiser la tenue de la pièce ou des matériaux dans le domaine de fatigue. Elle définit une relation entre la contrainte appliquée σ_a et le nombre de cycles à rupture N_R .

Pour la tracer, on réalise généralement des essais simples, qui consistent à soumettre chaque éprouvette à des cycles d'efforts périodiques, d'amplitude de chargement constante fluctuant autour d'une valeur moyenne fixée, et de noter le nombre de cycles à rupture N_R .

Pour plus de commodité, ce nombre N_R est reporté en abscisse sur une échelle logarithmique, et l'amplitude de contrainte σ_a est reportée en ordonnée sur une échelle linéaire. Ainsi, à chaque éprouvette testée, correspond un point du plan (N_R, σ_a) . A partir d'un certain nombre d'essais, nous établissons la courbe de Wöhler, Figure 7.

Figure 7 : Courbe de Wöhler ($\sigma - N_R$)

Limite de fatigue

C'est la contrainte pour laquelle aucune rupture n'est observée après un nombre de cycle infini, Figure 7

Limite d'endurance

La limite d'endurance correspond à la valeur limite vers laquelle tend l'amplitude de contrainte lorsque le nombre de cycles devient très grand. Dans le cas des aciers, cette limite d'endurance peut être réellement approchée avec 10^7 cycles.

Durée de vie

C'est le nombre de cycles au bout duquel l'éprouvette rompt.

Les courbes de Wöhler présentent un coude plus ou moins prononcé entre 10^6 et 10^7 cycles. Plusieurs auteurs [1] ont proposé des expressions analytiques pour les représenter dans le domaine d'endurance limité. Ces équations permettent de calculer le nombre moyen de cycles à rupture en fonction de l'amplitude de contrainte. L'équation la plus simple et la plus utilisée dans les codes de calcul est :

$$N_R = \frac{C}{\sigma_a^m} \quad (1.1)$$

C et m des coefficients qui dépendent du matériau.

Cette équation peut s'écrire :

$$\text{Log}N_R = \text{Log}C - m.\text{Log}\sigma_a \quad (1.2)$$

A partir du diagramme de Wöhler, nous obtenons d'autres expressions analytiques de courbes

$\sigma_a - N_R$:

- L'expression de BASQUIN :

$$\sigma_a = \sigma'_f (N_R)^b \quad (1.3)$$

avec σ_a : Amplitude de contrainte appliquée en fatigue

σ'_f : Résistance en fatigue

b : Exposant de la loi de BASQUIN

N_R : Nombre de cycle à rupture

Mais cette expression ne permet pas de représenter la partie asymptotique de la courbe de Wöhler. Bastenaire [2] propose une équation qui tient compte de la limite d'endurance σ_D :

$$N_R = \frac{A.\exp\left[-\left(\frac{\sigma_a - \sigma_D}{B}\right)^c\right]}{\sigma_a - \sigma_D} \quad (1.4)$$

avec A, B, C constantes.

Nous choisissons en général, pour la limite conventionnelle d'endurance des joints soudés, l'étendue de contrainte σ_D amenant la rupture à 2.10^6 cycles.

Il convient d'avoir un critère de ruine. Conventionnellement, on définit la ruine, en traction simple, par la séparation complète de la section sollicitée de l'éprouvette, et la ruine en flexion par la séparation partielle dans la demi-épaisseur.

1.3 Effet d'entaille

D'une manière générale, on appelle "entaille" une discontinuité imposée ou accidentelle de la forme de la pièce ou une inhomogénéité du matériau qui la constitue.

Les entailles peuvent être de quatre types :

- métallurgiques,
- chimique (corrosion),
- mécaniques,
- de service.

Ces discontinuités (qui peuvent être un trou, un clavetage.....) conduisent à la modification du champ de contrainte. C'est à dire à la création de zones dans lesquelles les contraintes sont nettement supérieures à la contrainte nominale ou à la contrainte globale résultante des efforts appliqués.

On appelle cette localisation élevée de la contrainte "concentration de contrainte", qui, associées aux discontinuités géométriques, réduisent les résistances statiques et cycliques des structures, Figure 8.

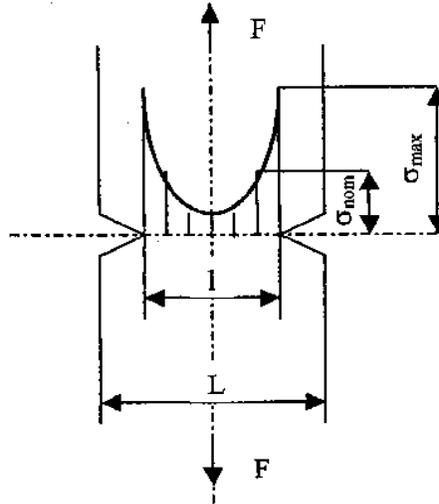


Figure 8 : Champ de contrainte dans une éprouvette entaillée sollicitée en traction

Dans ce mémoire, l'entaille correspond au pied de cordon, Figure 9, ou un défaut dans la soudure.

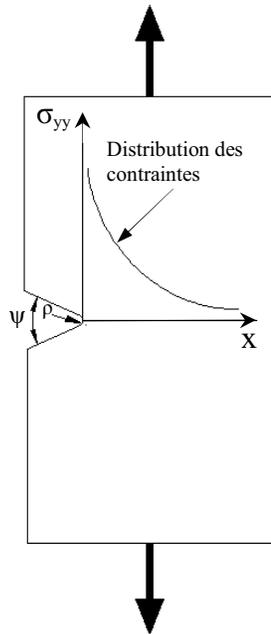


Figure 9-a: Distribution des contraintes dans une plaque entaillée.
Où ρ : Rayon d'entaille.
 ψ : Angle d'entaille.

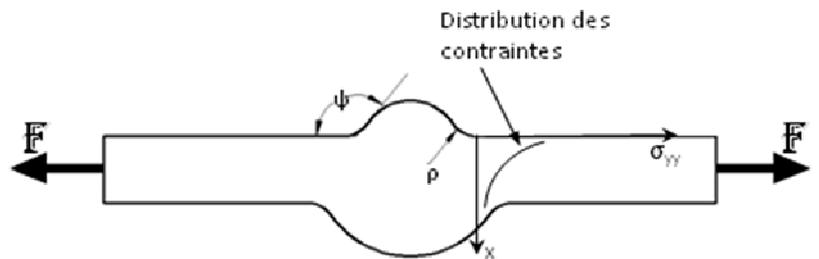


Figure 9-b: Distribution des contraintes dans un joint soudé bout à bout au pied de cordon.
Où ρ : Rayon au pied du cordon.
 ψ : Angle de raccordement.

Figure 9 : Similarité entre une plaque entaillée et un joint soudé.

1.3.1 Facteur de concentration de contrainte

Dans le domaine élastique, Peterson [3] définit le facteur de concentration de contrainte de deux manières différentes :

- Le rapport de la contrainte maximale au fond d'entaille et la contrainte nominale s'écrit :

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{nom}} \quad (1.5)$$

- Le rapport de la contrainte maximale au fond d'entaille et la contrainte globale est :

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_g} \quad (1.6)$$

On constate que ce facteur dépend de la géométrie locale de la pièce et du type de sollicitation.

Dans le domaine élastoplastique, le facteur de concentration de contrainte K_σ est défini par deux manières :

a. par rapport à la contrainte nominale :
$$K_\sigma = \frac{\sigma_L}{\sigma_{nom}} \quad (1.7)$$

b. ou par rapport à la contrainte globale :
$$K_\sigma = \frac{\sigma_L}{\sigma_g} \quad (1.8)$$

où σ_L est la contrainte locale.

On constate que ce facteur ne dépend pas seulement de la géométrie locale de la pièce et du type de sollicitation, mais aussi de la nature du matériau.

1.3.2 Effet d'entaille en Fatigue

L'amorçage en fatigue est sensible à l'effet d'entaille, Figure 10, où la courbe de Wöhler, obtenue sur éprouvettes lisses, est comparée à celle obtenue sur éprouvettes entaillées [4].

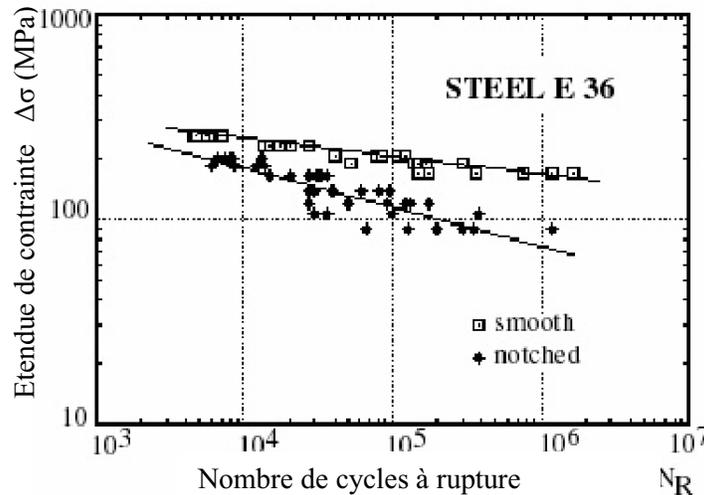


Figure 10 : Effet d'entaille en fatigue (Acier E360, Barres cylindriques lisses et entaillées, soumises à un moment fléchissant) [4]

Rôle de l'amplitude de la contrainte locale maximale sur le processus de fatigue

A partir des résultats expérimentaux, le calcul de l'amplitude de la contrainte locale maximale est réalisé par la méthode des éléments finis. Cette contrainte est reportée en fonction du nombre

de cycles à rupture et comparée à la courbe de référence en fatigue obtenue sur éprouvettes lisses. On remarque que la courbe $\Delta\sigma_{\max} = f(N_R)$ est au dessus la courbe de référence en fatigue, Figure 11. Il est donc nécessaire de réduire la valeur de l'amplitude de la contrainte maximale jusqu'à une valeur effective. Ceci peut être obtenu par deux méthode : l'approche "point chaud" et la méthode volumétrique.

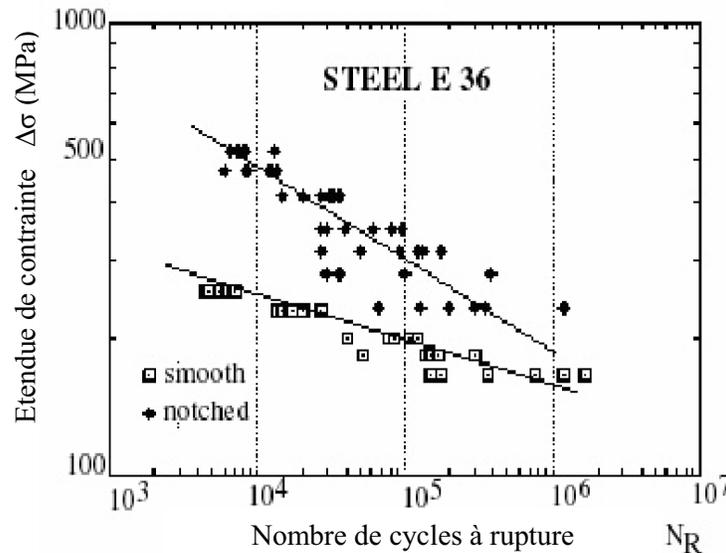


Figure 11 : Amplitude de contrainte maximale en fonction du nombre de cycle en fatigue ; comparaison avec la courbe de référence en fatigue [4].

1.3.2.1 Approche « point chaud »

Pour réduire l'amplitude de la contrainte maximale et assurer une meilleure prédiction, plusieurs méthodes selon l'approche « point chaud » ont été proposées.

I. Peterson [5] a proposé de prendre la valeur de la contrainte obtenue sur la courbe de distribution à une distance X_{eff} appelée distance effective, Figure 12.

$$\sigma_{\text{eff}} = \sigma_{\text{DL}} \quad (1.9)$$

Où σ_{DL} : La limite d'endurance d'une éprouvette lisse.

II. Hardrath et al [6] ont proposé une valeur moyenne de la contrainte sur une distance effective, Figure 13.

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{X_{eff}} \int_0^{X_{eff}} \sigma_{yy} dx = \sigma_{DL} \quad (1.10)$$

Nous pouvons constater que la différence, entre Peterson et Hardrath, est la détermination de la distance effective. Dans le cas de Peterson, cette distance correspond à la contrainte effective par la distribution de contraintes au fond d'entaille. Par contre, dans le cas de Hardrath, cette distance est liée avec la contrainte effective par l'équation (1.10).

III. Neuber [4] a proposé d'augmenter fictivement le rayon d'entaille, égale à X_{eff} , qui dépend de la géométrie de l'éprouvette et du mode de chargement (par exemple : $X_{eff} = 2\text{mm}$ en flexion et traction des plaques avec entailles ; $X_{eff} = 1\text{mm}$ dans les cas de torsion et du cisaillement), Figure 14.

En conséquence, l'amplitude de la contrainte maximale diminue.

Pour ces auteurs, la distance effective est une constante empirique sans signification physique qui dépend du matériau.

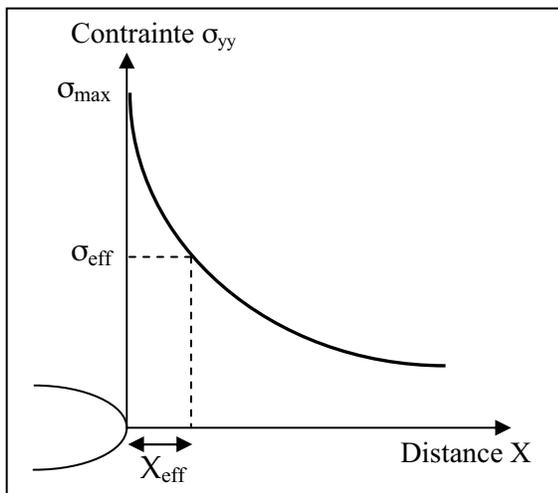


Figure 12 : Définition de la contrainte effective selon Peterson.

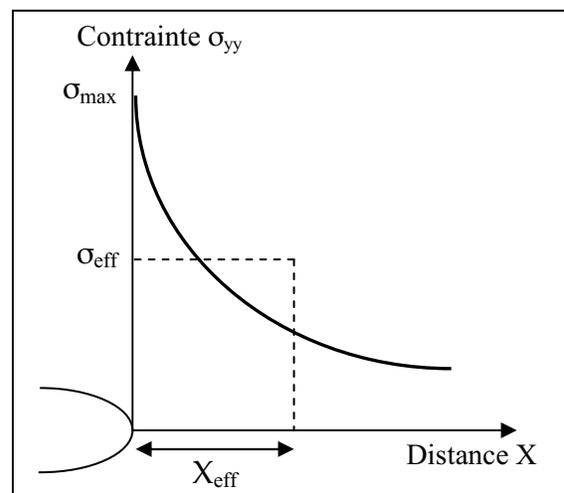


Figure 13 : Définition de la contrainte effective selon Hardrath et al.

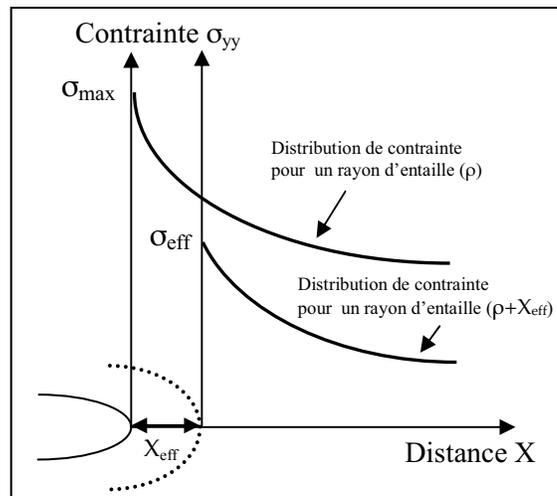


Figure 14 : Définition de la contrainte effective selon Neuber.

1.3.2.2 Méthode volumétrique :

Dans cette méthode, nous faisons l'hypothèse que le processus de fatigue nécessite un certain volume physique. La contrainte effective est une valeur moyenne des amplitudes de contrainte dans ce volume, et elle est suffisamment élevée pour promouvoir l'amorçage en fatigue. Le gradient de contrainte relatif est aussi élevé sur tous les points de ce volume, appelé « volume effectif ».

La loi de comportement cyclique du matériau, la courbe de résistance intrinsèque en fatigue et le calcul de la distribution de contrainte élastoplastique sont les éléments nécessaires pour la prédiction de la durée de vie en fatigue à grand nombres de cycles.

Gradient relatif de contrainte

Le gradient en coordonnées cartésiennes est donné par la relation suivante :

$$gradf = \left(\frac{\partial f}{\partial x}, \frac{\partial f}{\partial y}, \frac{\partial f}{\partial z} \right) \quad (1.11)$$

Dans le cas de la rupture par fatigue, on ne prend en compte que le gradient selon l'axe d'ouverture pour exprimer l'influence des points de contraintes sur le point d'amorçage. L'équation (1.11) s'écrit sous la forme suivante :

$$gradf = \left(\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x} \right) \quad (1.12)$$

Le gradient relatif de contrainte, en un point et à une distance x , est le rapport de sa dérivée et de la valeur de la contrainte sur ce point :

$$\chi = \frac{gradf}{\sigma(x)} = \frac{1}{\sigma(x)} \frac{\partial \sigma(x)}{\partial x} \quad (1.13)$$

Où $\sigma(x) = \sigma_{yy}(x)$ (1.14)

χ s'exprime en mm^{-1} et x distances en fond d'entaille en mm.

L'utilisation du gradient de contrainte semble une bonne approche pour expliquer l'effet d'échelle.

Contrainte effective

Pour estimer la contrainte effective, nous traçons :

- La distribution de la contrainte d'ouverture en fonction de la distance en fond d'entaille x ,
- Le gradient relatif de cette même contrainte, et nous déterminons la contrainte effective σ_{eff} et la distance effective X_{eff} .

Dans ce type de diagramme, nous distinguons trois zones, Figure 15 :

- Zone I : La contrainte élastoplastique en fond d'entaille augmente jusqu'à une valeur maximale σ_{max} .
- Zone II : La contrainte élastoplastique diminue jusqu'à une distance effective.
- Zone III : L'évolution de la contrainte élastoplastique a un comportement linéaire dans le diagramme logarithmique. Ce comportement s'exprime par une loi puissance :

$$\text{Log } \sigma_{yy} = \text{Log}(c) - \alpha \cdot \text{Log}(x) \quad (1.15)$$

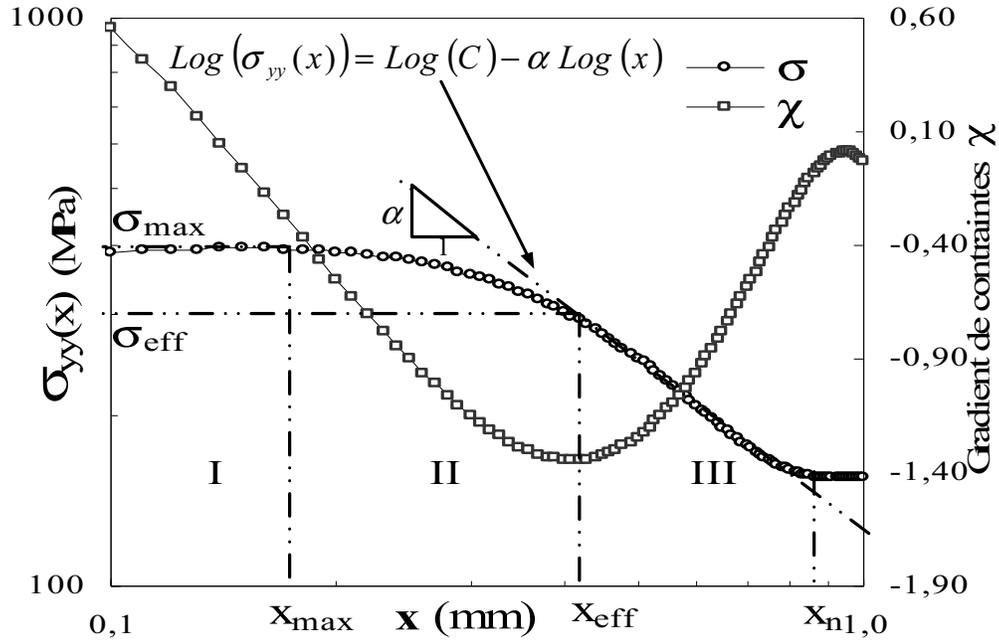


Figure 15 : Digramme de distribution de la contrainte élastoplastique et du gradient des contraintes en fond d'entaille.

La contrainte effective σ_{eff} , correspondant à la distance effective, est définie par :

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{V_{eff}} \iiint_V \sigma_{ij}^* \cdot \Phi(x) dV \quad (1.16)$$

Où σ_{ij}^* est la distribution de contrainte en fond d'entaille et $\Phi(x)$ la fonction de poids, Tableau I

Fonction de poids	$\Phi(x)$	σ_{eff}
Fonction unitaire [7]	$\Phi(x)=1$	$\sigma_{eff} = \frac{1}{x_{eff}} \int_0^{x_{eff}} \sigma(x) dx$
Peterson [5]	$\Phi(x) = \delta(x-x_{eff})$	$\sigma_{eff} = \sigma(x_{eff})$
Qylafku [8]	$\Phi(x) = (1-x \cdot \chi)$	$\sigma_{eff} = \frac{1}{x_{eff}} \int_0^{x_{eff}} \sigma(x) \cdot (1-x \cdot \chi) dx$
Kadi [9]	$\Phi(x) = e^{-(x \cdot \chi)/2}$	$\sigma_{eff} = \frac{1}{x_{eff}} \int_0^{x_{eff}} \sigma(x) \cdot e^{-(x \cdot \chi)/2} dx$

Tableau I : Différentes propositions des fonctions de poids, pour calculer la contrainte effective en fond d'entaille.

En prenant l'effet des contraintes dans le plan de la contrainte maximale, la contrainte effective s'écrit :

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{S_{eff}} \int_0^{x_{eff}} \int_0^{\theta} \sigma_{ij}^* \cdot \Phi(x) \cdot ds \quad (1.17)$$

Pour faciliter le calcul, en se basant sur les travaux de Weixing [10], la relation (1.17) peut être calculée sur une ligne qui se trouve en fond du point d'amorçage :

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{x_{eff}} \int_0^{x_{eff}} \sigma_{ij}^* \cdot \Phi(x) \cdot dx \quad (1.18)$$

Dans le cas d'un chargement en traction-compression, en mode I, la contrainte d'ouverture σ_{yy} est la cause principale de la rupture par fatigue, la relation (1.18) devient :

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{x_{eff}} \int_0^{x_{eff}} \sigma_{yy}^* \cdot \Phi(x) \cdot dx \quad (1.19)$$

Où σ_{yy}^* est la contrainte pondérée d'ouverture. La méthode de calcul sur une ligne est plus facile à réaliser, et donne des résultats satisfaisants proches de ceux réalisés sur un volume.

1.3.3 Coefficient de réduction de la résistance à la fatigue K_f

L'effet d'entaille en fatigue se mesure par le rapport :

$$K_f = \frac{\text{Limite d'endurance sur éprouvette lisses}}{\text{Limite d'endurance sur éprouvette entaillées}} \quad (1.20)$$

Remarquons que K_f est un coefficient cyclique, alors que K_t est un coefficient statique.

La sensibilité à l'effet d'entaille s'exprime par le facteur q :

$$q = \frac{k_f - 1}{K_t - 1} \quad (1.21)$$

On utilise parfois le facteur K :

$$K = \frac{K_t - K_f}{K_t - 1} = 1 - q \quad (1.22)$$

Le facteur (q) peut varier de 0 à 1 :

- lorsque $q = 0$ ($K_f = 1$) le matériau n'est pas sensible à l'effet d'entaille.
- lorsque $q = 1$ ($K_f = K_t$) il n'y a pas d'adaptation et l'effet obtenu est égale à l'effet théorique.

Les différentes expressions mathématiques donnant le coefficient de contrainte en fatigue K_f sont résumées dans le Tableau II :

Auteur	Expression	Paramètre
Peterson [3]	$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \left(\frac{a_p}{\rho}\right)}$	a_p : constante du matériau
Heywood [11]	$K_f = \frac{K_t}{1 + 2\sqrt{\frac{C_H}{\rho}}}$	$C_H = f$ (résistance ultime de matériau R_m , géométrie)
Siebel et Stieler [12]	$K_f = \frac{K_t}{1 + \sqrt{1 + C_s \cdot \chi}}$	$C_s = f$ (R_e , constante du matériau)
Neuber [13]	$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a_N}{\rho}}}$	$a_N = f$ (R_m)
Khun et Hardraht [14]	$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{C_{KH}}{\rho}}}$	$C_{KH} = f$ (R_m) ω : angle d'ouverture d'entaille

Tableau II : Expressions de K_f

Cette thèse basée sur les structures soudées, s'intéresse à la fatigue de ces structures, ainsi qu'aux inconvénients engendrés par les opérations de soudage.

1.4 Le Soudage :

Cette opération consiste à assembler deux ou plusieurs pièces rigides de manière à assurer une certaine continuité entre elles ou parties d'un grand ensemble. On obtient ainsi, après solidification, un joint homogène aux caractéristiques plus au moins proches de celles du métal de base, ou un joint hétérogène dans le cas de métaux différents. Cette opération peut être assimilée à une opération locale d'élaboration métallurgique et à une opération locale de traitement thermique donnant une structure cristalline dépendant à la fois de la composition chimique élaborée et du traitement thermique.

Cet assemblage se fait de diverses manières, on utilise parfois la pression, la chaleur ou les deux combinés en même temps.

Actuellement le soudage est utilisé dans presque tous les domaines, dans la fabrication et les assemblages métalliques et ceci de la microélectronique jusqu'à la fabrication de corps de presses hydrauliques. On soude presque la totalité des métaux existants et ceci de 0.01 mm à 100 mm d'épaisseur, en utilisant plusieurs procédés.

1.4.1 Les Procédés de soudage

Il existe un très grand nombre de procédés de soudage, dont les principes sont très différents [15]. Pour certains, l'assemblage est obtenu par fusion locale des éléments à assembler ; pour d'autres, la continuité métallique est obtenue à froid par effet purement mécanique.

Entre ces deux modes extrêmes de soudage, par fusion ou à froid, il existe des modes intermédiaires combinant les effets mécaniques et calorifiques pouvant être obtenus à partir de sources d'énergie très variées : chimique, électrique, de radiation, etc. Chaque procédé possède un domaine d'application plus ou moins étendu, mais aucun ne supprime complètement les autres.

La nature de l'énergie mise en œuvre est un moyen commode pour classer les divers procédés de soudage, dont les plus courants apparaissent au Tableau III.

1- Etude Bibliographique

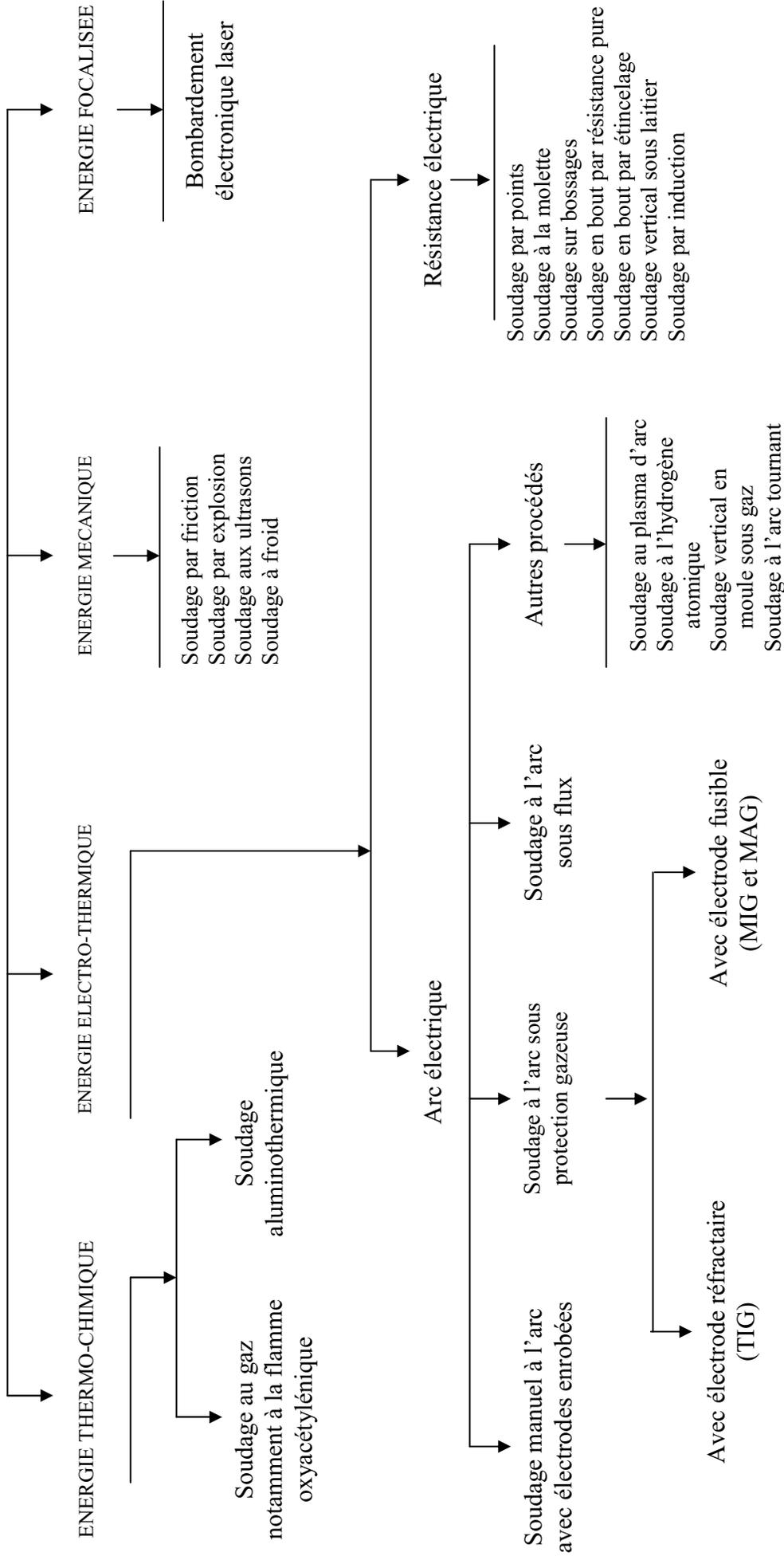


Tableau III : Classification générale des procédés de soudage en fonction de la nature de l'énergie mise en œuvre

1.4.2 Notion de soudabilité

À la lueur des modifications susceptibles d'être observées au cours du soudage, des notions de soudabilité sont à introduire. En réalité le terme soudabilité est à considérer selon divers niveaux distincts.

➤ Soudabilité opératoire

Il s'agit de l'aptitude physique que présente le matériau considéré à assurer la continuité (métallique) par le biais de la solidification ou de la diffusion retenue comme mode d'obtention au travers du procédé mis en œuvre. L'exemple typique d'un problème de soudabilité opératoire est celui généré par la présence d'une couche d'oxyde réfractaire et résistante à la surface de certains métaux et alliages (Al et Mg par exemple), qui empêche la diffusion et crée une solution de continuité lors de la solidification.

➤ Soudabilité locale (dite aussi métallurgique)

Cette notion fait intervenir l'altération des propriétés du matériau au voisinage même de la liaison soudée (ZF : zone fondue, ZL : zone de liaison, ZAT : zone affectée thermiquement) par suite du cycle thermique, mécanique ou thermomécanique induit par le mode opératoire de soudage (MOS) mis en œuvre. L'exemple typique d'un problème de soudabilité locale est celui de la trempe martensitique en soudage d'acier trempant, conduisant en ZL et ZAT à la création d'une zone de fragilité éventuellement excessive et sensible à la fissuration.

➤ Soudabilité globale (dite aussi constructive)

Cette notion prend en compte les modifications du comportement global de la construction soudée qui se trouve affecté par :

- la sensibilité à la fissuration (à froid ou à chaud),
- la présence de contraintes résiduelles.

L'archétype de la soudabilité globale est, dans le cas des aciers non austénitiques, le problème de la rupture fragile.

Définition de la soudabilité

Les trois notions de soudabilité précédemment exposées se retrouvent dans la définition de l'ISO qui s'énonce en ces termes :

« On considère qu'un matériau métallique est soudable, à un degré donné par un procédé donné et pour un type d'application donné, lorsqu'il se prête, moyennant les précautions correspondantes à ce degré, à la réalisation d'une construction entre les éléments de laquelle il est possible d'assurer la continuité métallique par la constitution de joint soudé, qui par leurs caractéristiques locales et les conséquences de leurs présences, satisfont aux propriétés requises, est choisies comme base de jugement ».

On distingue plusieurs types d'acier :

I. Acier à bas carbone : les aciers calmés se soudent sans problème. La teneur en oxygène sera limitée pour éviter les soufflures.

II. Aciers à haute limite d'élasticité : il y a un risque de fissuration du joint dans les assemblages bridés ; ce risque peut être minimisé par l'application d'un préchauffage ou d'un post-chauffage. Les aciers faiblement alliés contenant moins de 0.30 % de carbone ne nécessitent habituellement pas de préchauffage.

III. Aciers à outils : la vitesse de soudage élevée, la faible largeur du cordon et des zones affectées thermiquement présentent un très gros avantage par rapport aux autres procédés utilisés (Ex. : soudage des lames de scie).

IV. Aciers réfractaires : le procédé de soudage par faisceau d'électrons est le procédé idéal pour le soudage de ces aciers. La focalisation du faisceau permet d'atteindre des températures élevées sur une zone étroite sans affectation du métal de base.

Carbone équivalent métallurgique C.E.M

Dans le cas des aciers, un critère de soudabilité est donné par le «facteur» carbone fixé par l'institut international de soudure [16]. Il est donné par:

$$C_{eq} \% = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu \%}{15} \quad (1.23)$$

C_{eq} : Carbone équivalent métallurgique

- Si $C_{eq} \leq 0.40$, on soude sans précaution,
- Si $0.41 \leq C_{eq} \leq 0.60$, on effectue un préchauffage avec une température comprise entre 100 à 250 C°,
- Si $C_{eq} \geq 0.6$, l'acier est difficile soudable,
- Si $C_{eq} > 0.7$, l'acier est non soudable.

1.4.3 Parties constitutives d'un joint soudé,

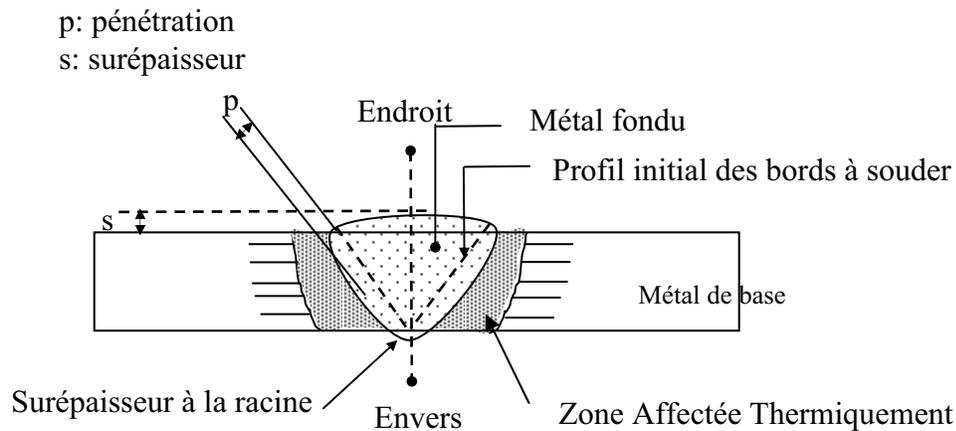


Figure 16 : Soudure bout à bout sur chanfrein en V

Nous distinguons plusieurs parties :

1. Métal de base (M.B) : métal des pièces à assembler. Ces pièces peuvent être en métaux semblables ou dissemblables.

2. Métal d'apport : non nécessaire dans tous les cas, c'est le métal ajouté par fusion au joint à réaliser. La masse du métal d'apport ainsi ajoutée se nomme métal déposé.

3. Bain de fusion : dans les soudures par fusion, le bain est formé du métal de base seul (lorsque la soudure est effectuée sans métal d'apport) ou du mélange de métal de base et de métal d'apport à l'état liquide. Le métal composant le bain de fusion, prend après solidification, le nom de métal fondu et le volume qu'il occupe est nommé zone fondue.

4. Zone affectée thermiquement : (ou zone affectée par la chaleur): la (ZAT) est la partie du métal de base non fondue, mais dont les propriétés mécaniques ou la microstructure ont été modifiées à un degré quelconque par la chaleur du soudage.

5. Zone de liaison : zone marquant la frontière entre la zone fondue et la zone affectée thermiquement; en quelque sorte, c'est la limite entre le métal fondu et solidifié, et le métal resté à l'état solide au cours de l'opération de soudage.

6. Pénétration : profondeur sur la quelle s'est étendue la fusion dans le métal de base.

7. Passe : trajet parcouru le long du joint pour fondre les bords du métal de base et s'il y a lieu, déposer le métal d'apport. Le résultat d'une passe est un cordon de soudure. Dans la pratique, on emploie souvent le mot «passe» pour désigner un cordon ; c'est la raison pour laquelle une soudure comportant plusieurs cordons est une soudure multi passe. La première passe déposée prend le nom de passe de fond (racine). Les passes suivantes étant des passes de remplissage. Enfin les dernières soudures sont appelées passes de finition.

8. Endroit d'une soudure : coté par lequel la majeure partie de la soudure a été effectuée. L'envers est le coté opposé ; il comporte la racine de la soudure dans le cas des soudures sur bords droits et sur chanfrein simple.

9. Soudure avec reprise à l'envers : une soudure est dite avec reprise à l'envers lorsqu'on y dépose un cordon par une passe à l'envers. Il comporte la racine de la soudure dans le cas des soudures sur chanfrein simple.

10. Raccordement : limite extérieure entre le métal fondu et le métal de base, soit à l'endroit, soit à l'envers de la soudure.

1.4.4 Les différents types d'assemblages soudés

L'assemblage soudé sert à transmettre des efforts entre des membrures ou des pièces jointes par soudage. Les forces et les tensions introduites en différents points d'une structure sont transmises aux surfaces, et aux membrures à travers la soudure. Le type de sollicitation en service a une influence sur la conception du joint soudé.

La méthode de soudage choisie peut nécessiter la préparation d'un chanfrein, qui sera usiné par coupage thermique, au chalumeau oxyacétylénique, au plasma, au laser ou par usinage mécanique. La soudure se fait par fusion des bords, sans ou avec peu de métal d'apport. De même en angle, les pièces sont généralement assemblées sans chanfrein, mais utilisant un métal d'apport.

Le plus souvent une préparation chanfreinée est nécessaire pour assurer les caractéristiques et la résistance de l'assemblage.

a) Assemblage bout à bout

Un assemblage bout à bout correctement exécuté assure une parfaite continuité géométrique de la matière. Son comportement aux sollicitations de tous types est bon. La présentation des bords à assembler nécessite des soins particuliers pour assurer l'alignement et l'écartement des éléments, lors de la préparation des joints à souder, afin de permettre la bonne exécution de la soudure. Généralement, pour les épaisseurs à 4 ou 5 mm la préparation des bords est chanfreinée, Figure 17.

b) Assemblage en coin (angle intérieur et angle extérieur)

On rencontre cet assemblage dans la reconstitution de caisson. L'assemblage de ce type, Figure 17, est particulièrement difficile à réaliser. La tolérance sur le jeu entre les deux pièces doit être sévère. Lorsque le jeu est trop important, il y a effondrement du bain de fusion.

c) Assemblage à bords relevés

Cette préparation convient pour l'assemblage de tôles de faible épaisseur sans métal d'apport, Figure 17.

d) Assemblage en T

Cet assemblage est surtout utilisé pour la fixation des raidisseurs sur les panneaux, sur la préfabrication des profilés reconstitués et dans les pièces mécano-soudées, Figure 17.

e) Assemblage à clin ou à recouvrement

Les tôles à assembler sont facilement accostées l'une sur l'autre, Figure 17.

f) Assemblage avec couvre-joints

Cette préparation convient pour l'assemblage des pièces peu sollicitées. L'accostage est facilité dans le cas des joints de chantier, Figure 17.

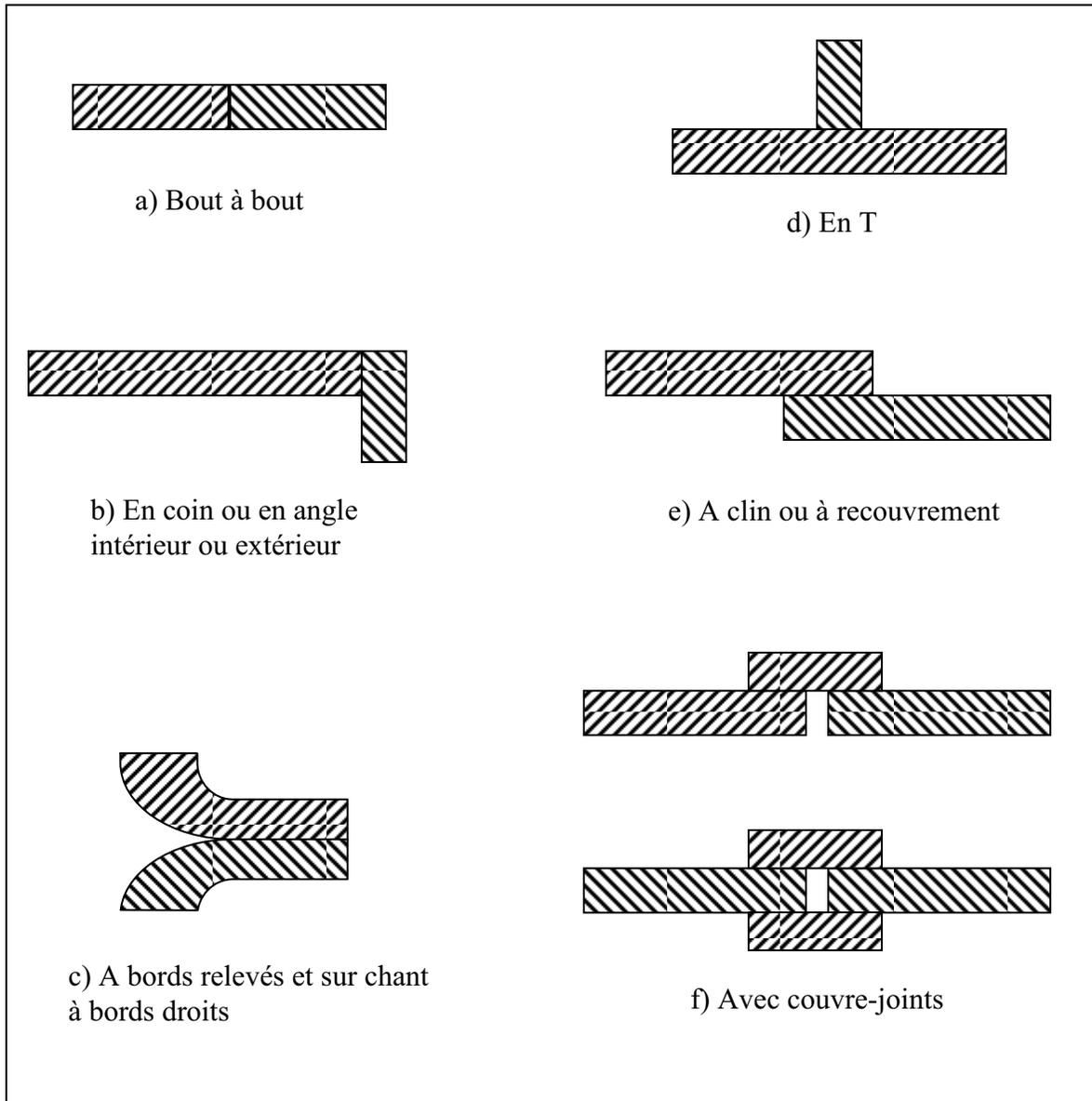


Figure 17 : Types d'assemblages soudés

1.4.5 Défauts des joints soudés

Nous distinguons plusieurs types de défauts :

1) Fragilité produite par la ségrégation

Le soudage implique généralement le chauffage local du métal. Il s'agit d'un traitement thermique local. Il y a donc une modification locale de la microstructure et de l'état métallurgique de la

zone du métal affectée par le chauffage (ZAT : zone affectée thermiquement). En effet, le cycle de température inhérent au soudage perturbe les conditions d'équilibres et les propriétés telles qu'elles existaient à la livraison du matériau.

Le chauffage active un certain nombre de mécanismes, notamment la diffusion des atomes. Il se produit un phénomène appelé « ségrégation » : le métal n'étant pas pur, les atomes étrangers (impuretés, éléments d'alliage) migrent vers les joints de grain.

Ceci peut entraîner une fragilisation des joints de grain, et faciliter la rupture fragile intergranulaire.

Pour éviter ce problème, on effectue parfois un recuit de mise en solution, voire selon les cas, une hypertrempe de la pièce (cas de certains aciers inoxydables).

2) Corrosion au cordon de soudure

La soudure est la juxtaposition de deux métaux différents. On peut donc avoir un phénomène de corrosion galvanique. Ce défaut peut se présenter dans le cas du soudage hétérogène d'un assemblage mal conçu, sous réserve de la présence d'un électrolyte. De plus, on peut également voir apparaître un phénomène de corrosion inter-faciale, peut être rencontré lors de la ségrégation du Bore aux joints de grains dans les bases Nickel ou lors de la ségrégation du Carbone aux joints de grains dans les aciers inoxydables.

3) Porosités

Il s'agit de défauts sphériques creux qui peuvent être ou non débouchant, Figure 18. Elles sont causées par les courants d'air, le manque de gaz, l'obstruction de la buse, un mauvais angle de soudage, de l'eau ou des impuretés dans le joint à souder...etc.



Figure 18 : Porosités débouchantes en surface de cordon de soudure

4) Soufflures

Ce terme désigne un groupe de porosités non débouchantes. Allongées, on parle de soufflures vermiculaires. Si elles sont débouchantes, on parle alors de piqûres, Figure 19.

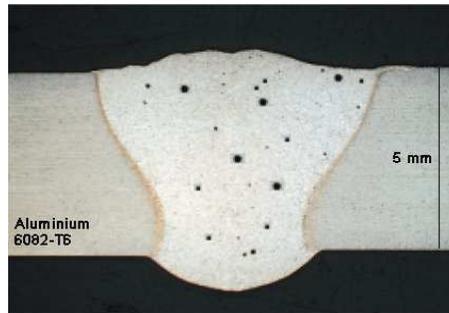


Figure 19 : Macrographie d'alliage d'aluminium avec présence de soufflures sphéroïdales non débouchantes

5) Inclusions

Elles désignent un composé étranger à la soudure et peuvent contenir du Tungstène (Cas du Soudage TIG) ou du laitier (Soudage à l'électrode enrobée ou baguette) ou encore des oxydes.

6) Retassures

Suite à un retrait du métal lors de son refroidissement, l'espace vide formé apparaît visuellement à la surface du cordon, ainsi qu'à l'intérieur du cordon.

7) Criques de solidification

Même défaut que les retassures sauf que le défaut est non apparent. La crique de solidification est un défaut de fonderie.

8) Excès de pénétration

Métal débordant du côté envers du cordon, Figure 20.

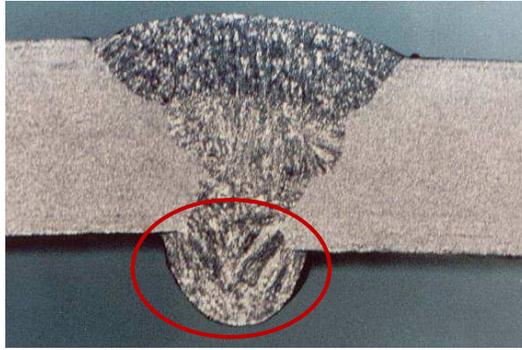


Figure 20 : Excès de pénétration.

9) Collage ou manque de pénétration

Le métal de base est non fondu, ce qui diminue la section efficace de la soudure, Figure 21. On distingue le collage noir où l'interface entre le métal de base et la soudure est vide (par contrôle radiographique, apparaît une tache sombre sur les clichés) et le collage blanc, où l'interface est comblée par des oxydes fondus (variété indécélable par contrôle radio).

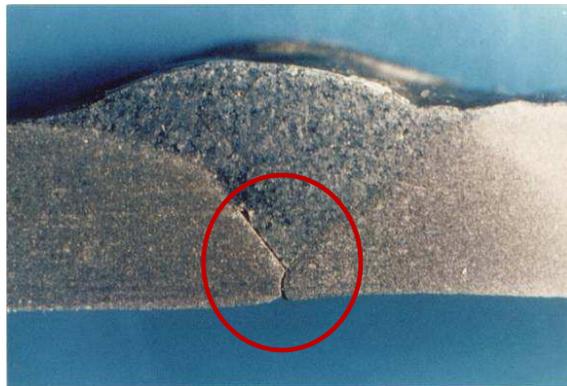


Figure 21 : Manque de pénétration et collage en bord du joint.

10) Fissures

On distingue:

- La fissuration à froid causée par des contraintes mécaniques résiduelles importantes, une présence d'hydrogène dissous et une phase fragile, Figure 22.
- La fissuration à chaud (ou plus exactement liquation) créée par la ségrégation dans le joint, Figure 23.

- L'arrachement lamellaire causé par la présence d'inclusions parallèles dans le métal (défaut rare inexistant chez les aciéristes de nos jours, en effet, un simple recuit normalisant permet d'éliminer ce défaut).

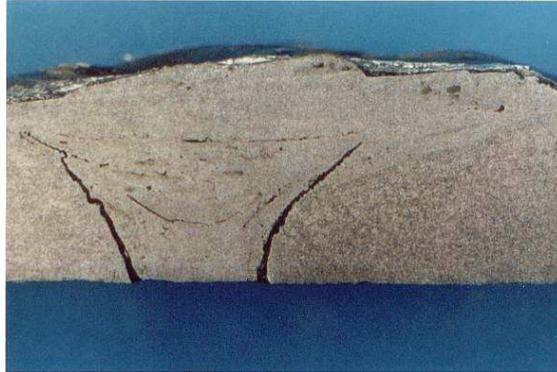


Figure 22 : Fissure à froid détectée en macrographie.

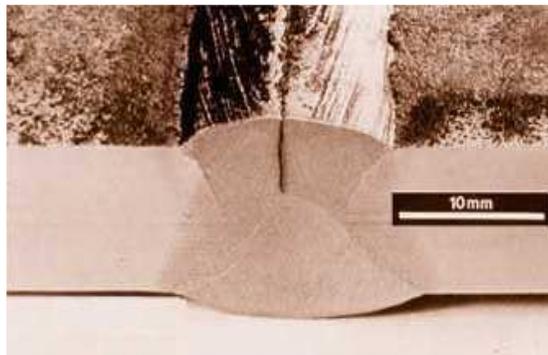


Figure 23 : Fissure longitudinale sur un cordon de soudure.

11) Morsures

Défaut où le métal de base est creusé sur une partie du cordon, Figure 24.

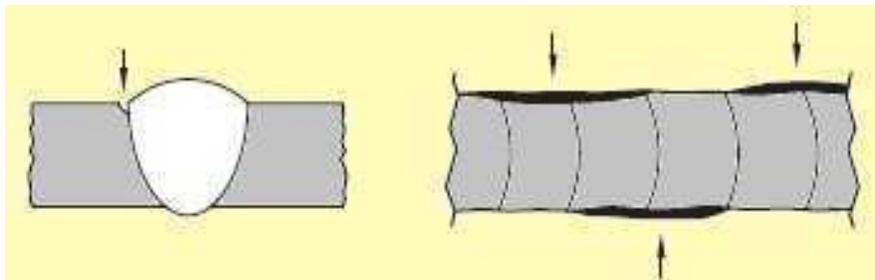


Figure 24 : Morsures dans le joint soudé.

12) Caniveaux

Un caniveau est une morsure de grande taille proportionnellement à la grandeur du métal de base due à une trop grande chaleur du métal d'apport par rapport à l'épaisseur ou la densité du métal qui reçoit. Petit creux de chaque coté de la soudure, Figure 25.

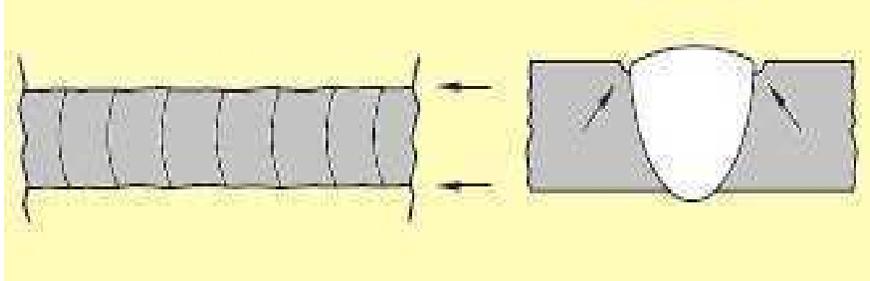


Figure 25 : Caniveaux en surface de joint soudé.

13) Pollution ferreuse

La pollution ferreuse est une corrosion des aciers inoxydables causée par la destruction de la couche de passivation et activée par la présence de fer. Elle résulte généralement de l'utilisation d'outils métalliques (brosse, cisaille, etc.), après usinage, mise en forme ou la conséquence de projections de métal fondu lors d'opérations de soudage.

14) Défauts géométriques

Ces défauts peuvent être des défauts d'alignement entre les pièces, Figure 26, un cordon trop bombé...etc.

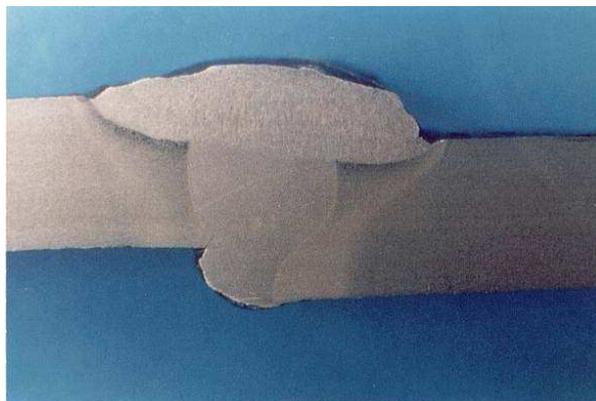


Figure 26 : Défaut géométrique (alignement).

1.5 Fatigue des assemblages soudés

L'analyse des structures soudées ne dévie pas trop de celle des autres types de structures. Plusieurs mécanismes doivent être évités dans la conception appropriée, le choix de métal et les dimensions de structures. L'amorçage de fissures en fatigue débute et grandit à la proximité de la soudure pendant la vie en service. La résistance en fatigue de joint soudé n'est pas principalement gouvernée par la résistance du métal de base. Les paramètres importants sont surtout les géométries globales et locales du joint soudé.

Cette phase de l'étude bibliographique a pour intérêt de présenter l'influence des principaux paramètres géométriques, microstructuraux et de chargement sur la tenue en fatigue des assemblages soudés. Elle permet une sensibilisation sur la complexité de l'opération de soudage (des aciers), et surtout l'importance des discontinuités générées dans les joints soudés (pied ou racine de la soudure) et mécanismes d'initiation et de propagation des fissures de fatigue (discontinuités d'ordre microscopiques et macroscopiques, structurales et géométriques).

1.5.1 Durée de vie des assemblages soudés

On n'a pas défini de méthode permettant d'évaluer la durée de vie des assemblages soudés en partant des résultats sur des éprouvettes sans soudure. Il y a pour cela plusieurs raisons :

- Les formes des cordons ne sont pas assez bien définies pour que l'on puisse estimer les contraintes aux zones critiques : les bords et la racine du cordon,
- Les contraintes résiduelles sont très élevées, de l'ordre de la limite d'élasticité, et il est difficile à calculer la contrainte moyenne,
- Au moment de la rupture, la proportion du nombre de cycles d'amorçage par rapport au nombre de cycles total est plus faible pour les assemblages soudés.

Pour estimer la durée de vie des assemblages soudés, on réalise des essais sur des éprouvettes soudées. Toutefois les essais doivent porter sur des assemblages représentatifs des structures étudiées : même type de matériau, conditions de réalisations comparables. Les essais de fatigue sur des assemblages soudés reprennent les principes généraux des essais de fatigue. Au bout d'un certain nombre de cycles, relativement faible pour les assemblages soudés, une fissure apparaît dans une zone où l'effet d'entaille est maximum : bord ou racine du cordon. En poursuivant

l'essai, on provoque la propagation de la fissure. L'essai est arrêté à la rupture de l'éprouvette, ou au moment où elle ne supporte plus l'effort nominal.

1.5.2 Influence de la nature du matériau

Plusieurs différences importantes de résistance à la fatigue, entre matériaux, existent. Si on considère les aciers seuls, les différences sont négligeables, c'est-à-dire que les assemblages en acier ayant des limites d'élasticité les plus élevées, n'ont pas de résistance à la fatigue supérieure aux autres. Cela peut avoir deux causes :

- Lorsque la résistance statique croît, la sensibilité à l'effet d'entaille augmente, c'est-à-dire le facteur q s'écrit :

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (1.24)$$

q : facteur de sensibilité à l'entaille,

k_f : Facteur de réduction en fatigue,

k_t : Coefficient de concentration de contraintes.

Pour un k_t donné, k_f augmente. Pour les aciers, on a établi une certaine corrélation entre la limite d'endurance et la résistance à la traction [17]. La limite d'endurance augmente avec la résistance à la traction, mais le facteur de réduction en fatigue k_f augmente également en fonction de la résistance à la traction [18].

- Plus la limite d'élasticité est élevée plus les contraintes résiduelles sont élevées, d'où une contrainte moyenne plus élevée.

Pour cela les courbes théoriques ne font pas apparaître la nature de l'acier. Il en résulte que le choix d'un acier plus résistant ne présente aucun intérêt pour améliorer la tenue d'un assemblage.

En fait, cette idée a été changée au début des années 90, grâce à l'apparition des aciers à haute limite d'élasticité (HLE), Cette gamme d'aciers est conforme à la norme EN 10149.2 : 1995.

Les aciers à haute limite d'élasticité se caractérisent par une faible teneur en carbone et en éléments d'alliage, ce qui leur confère d'excellentes propriétés fonctionnelles telles que l'aptitude au formage à froid, profilage, soudage ou au revêtement. Leur durcissement obtenu par

précipitation et affinement de la taille des grains permet d'atteindre de hauts niveaux de résistances mécaniques, jusqu'à 950MPa. Ils se caractérisent de plus par une bonne tenue à la fatigue.

1.5.3 Fatigue du joint soudé en fonction de la forme du joint

La durée de vie en fatigue des joints soudés est fortement affectée par la présence en pied du cordon d'une concentration de contrainte liée à la géométrie de la soudure [19]. Les zones d'amorçage de la fissure sont soit l'effet géométrique du cordon, ou un défaut interne (manque de pénétration, soufflures) ou externe (caniveaux, inclusions de laitier). Différents paramètres affectent la tenue en fatigue des joints soudés

1.5.3.1 Influence de l'épaisseur des tôles

L'épaisseur de la tôle constituant les joints est un paramètre important dans la prévision de la durée de vie. En effet, plusieurs auteurs ont montré que lorsque l'épaisseur de la tôle augmente, la résistance à la fatigue du joint soudé diminue.

LIEURADE et al [20] mettent en évidence un effet significatif de l'épaisseur (20 ou 40 mm) sur la vitesse de fissuration dans la ZAT (Zone Affectée Thermiquement). Pour un rapport de charge $R = 0$, les auteurs observent une réduction de la vitesse de fissuration d'autant plus importante que l'épaisseur est élevée. Ces derniers montrent que cette réduction est due à une augmentation des contraintes résiduelles de compression au cœur de l'éprouvette.

NIHEY et al [21] utilisent dans leurs essais de fatigue, sur des joints en croix type (K2), trois épaisseurs différentes (9, 20, 40 mm). Les résultats d'essais, Figure 27, montrent un effet de l'épaisseur sur la résistance à la fatigue. La tenue à la fatigue des assemblages en angle diminue lorsque l'épaisseur des plaques assemblées s'accroît.

GURNEY [22] rassemble des résultats d'essais obtenue sur différents types de joints d'épaisseurs différentes allant jusqu'à 100 mm. La variation de la résistance relative à la fatigue en fonction de l'épaisseur peut être représentée, selon-lui par une courbe d'équation :

$$S.t^{1/4} = \text{cte} \quad (1.25)$$

Où S est la résistance à la fatigue ($\Delta\sigma$) en MPa, et t est l'épaisseur de tôle en mm.

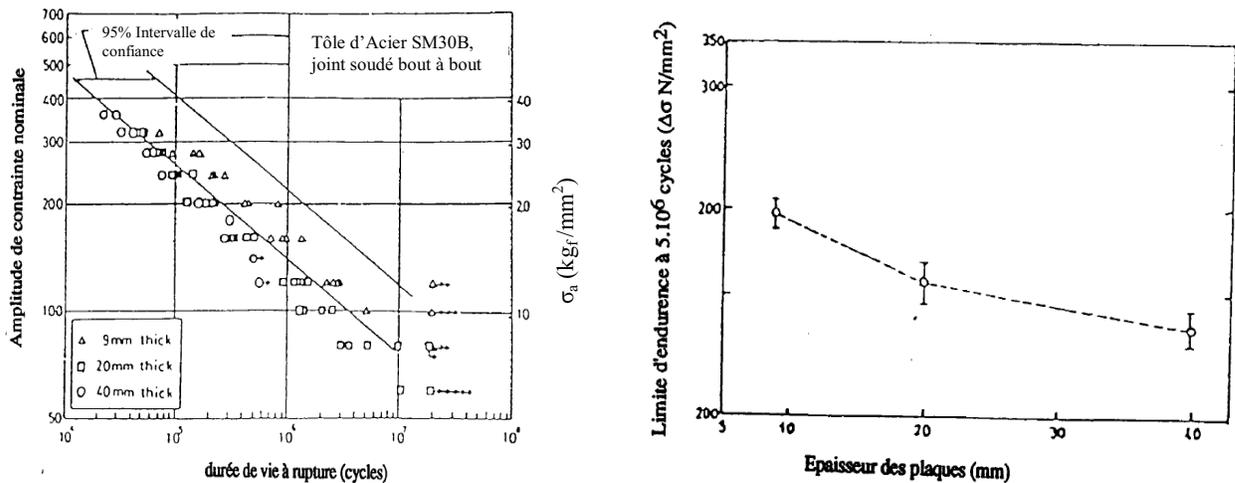


Figure 27 : Influence de l'épaisseur de tôle sur la durée de vie

L'intersection de cette courbe ($S.t^{1/4} = \text{cte}$) et de la résistance relative à la fatigue (S) à 2.10^6 cycles correspond à une épaisseur de tôle (t) de 32 mm. L'auteur propose d'introduire un facteur de correction de l'épaisseur pour les joints tubulaires.

$$S = S_B (32 / t)^{1/4} \quad (1.26)$$

Où S_B est la résistance à la fatigue correspondant à l'épaisseur 32 mm.

Pour les autres joints, l'auteur utilise la relation suivante:

$$S = S_B (22 / t)^{1/4} \quad (1.27)$$

MARSHALL [23] considère l'influence de la profondeur des défauts de soudage au pied des cordons sur la résistance à la fatigue des assemblages pour une épaisseur donnée. Pour une

augmentation simultanée des deux paramètres, épaisseur de l'assemblage et profondeur des défauts de soudage, l'auteur montre que le facteur de réduction de résistance à la fatigue (K_f) augmente considérablement.

1.5.4 Influence de l'angle de raccordement et le rayon au pied du cordon

Sur une structure soudée bout à bout, Richards [24] a montré que la limite d'endurance augmente linéairement avec l'angle de raccordement ψ du cordon, Figure 28.

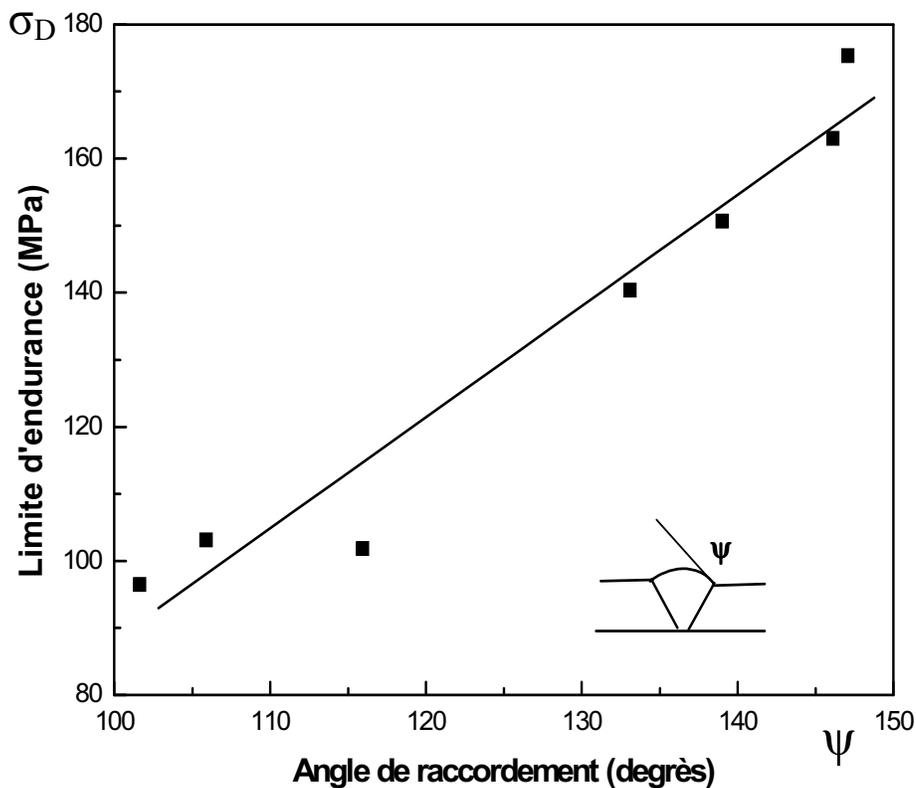


Figure 28 : Influence de l'angle de raccordement sur la limite d'endurance à 2.10⁶ cycles

Des études effectuées [25] [26] sur des éprouvettes entaillées, dont le profil est analogue à celui d'éprouvettes soudées, ont été réalisées en faisant varier de façon continue le rayon ρ et l'angle de raccordement ψ du joint simulé. Ces études ont montré que l'augmentation du rayon d'entaille ou la diminution de l'angle de raccordement diminue fortement la concentration de

contraintes. L'influence de ρ devient négligeable lorsque ψ est inférieur à 10° et l'influence de ψ devient négligeable lorsque sa valeur dépasse 40° , Figure 29.

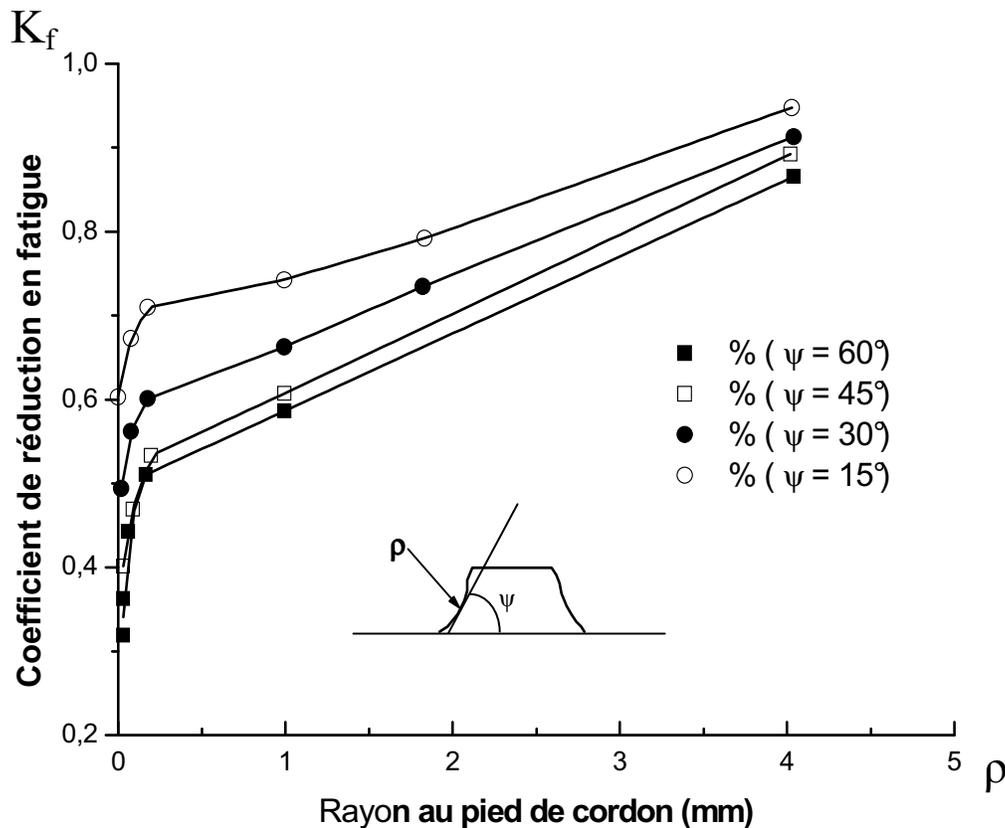


Figure 29 : Influence du rayon au pied de cordon sur la réduction à la résistance à la fatigue [27].

1.5.5 Effet d'une concentration de contrainte sur la tenue en fatigue

La présence de concentration de contraintes dans un joint soudé se situe à deux échelles différentes :

- A l'échelle macroscopique, cette concentration de contrainte est liée à la géométrie du cordon de soudure et au type d'assemblage (assemblage en "T", en croix, bout à bout, etc...)
- A l'échelle microscopique, les concentrations de contraintes sont induites localement par la présence de petits défauts très aigus au pied (caniveaux, inclusions de laitier ...) ou à la racine de la soudure (collages, micro fissurations, etc...).

Le facteur de concentration de contrainte "global", relatif à l'assemblage, peut être déduit en appliquant le principe de superposition.

En utilisant l'équation (1.28), définie par Inglis [28], nous obtenons pour un assemblage en angle soudé par des procédés manuels (ARC) ou semi auto (MIG-MAG), un facteur de concentration de contrainte local compris entre 15 et 27 en pied de cordon de soudure.

$$K_t = \left(1 + 2 \cdot \sqrt{\frac{a_0}{\rho}} \right) \cdot K_t^{macro} \quad (1.28)$$

Avec:

a_0 : profondeur moyenne des défauts

ρ : rayon de courbure moyen des défauts

K_t^{macro} : concentration de contrainte sans défaut.

(K_t^{macro} estimée à 3 pour des assemblages en angle)

Bien que cette concentration de contrainte s'applique sur un petit volume de matière, elle joue un rôle considérable sur la tenue à la fatigue d'un joint soudé à l'état brut de soudage.

Dans la majorité des publications [28], les auteurs semblent être unanimes en affirmant que la phase d'initiation d'une fissure de fatigue n'occupe qu'une fraction négligeable de la durée de vie totale d'un joint à l'état brut de soudage (elle représente environ 5 à 20 % du nombre de cycles à rupture).

Ces auteurs estiment également qu'il est sécurisant, pour calculer la durée de vie, de considérer uniquement une phase de propagation en assimilant les petits défauts aigus à des fissures initiales.

Pour augmenter la durée de vie en fatigue des assemblages soudés, il est possible de réduire la concentration de contrainte aux pieds de cordons de soudage.

Un changement progressif de la section entre l'élément de base et la soudure a pour conséquence de créer un "flux" plus évolutif des contraintes au passage de la perturbation géométrique.

Les méthodes les plus répandues actuellement, dans le domaine des constructions soudées, sont des traitements mécaniques (meulage avec disques, fraisage, etc...), ou encore des méthodes thermiques telles que les refusions (TIG, PLASMA, LASER, etc...).

1.5.6 Influence de l'état hétérogène de la microstructure sur la tenue en fatigue

La fissure de fatigue s'initie soit dans le métal fondu (MF), soit dans la zone affectée par la chaleur (ZAT). Ceci dépend de leur position respective à l'extrémité du raccordement.

Selon GURNEY [29], l'initiation se produirait le plus fréquemment dans le métal fondu (MF) très près de la ligne de fusion. Généralement, la fissure de fatigue se propage ensuite dans la ZAT à gros grains (zone Affectée Thermiquement), puis dans la ZAT à grains fins et enfin dans le métal de base (MB). La profondeur de la ZAT, étant en général de l'ordre du millimètre, une partie importante de la durée de vie peut être constituée par une phase de propagation lente dans une microstructure différente de celle du métal de base.

Les opinions sont très partagées pour définir, dans quelle proportion l'hétérogénéité de la microstructure influe sur la vitesse de propagation d'une fissure de fatigue.

LIEURADE [30] estime l'existence de variations de vitesse de propagation lors de la traversée des diverses microstructures. Elles sont uniquement dues à la présence des contraintes résiduelles.

MADDOX [31] a étudié le comportement des joints soudés avec différents métaux d'apport (de limites d'élasticité comprises entre 386 et 636 MPa), pour un acier de construction (acier doux (C-Mn)) et de différentes microstructures simulant la ZAT.

Les essais de fatigue sont effectués avec un rapport de charge $R=0.1$ sur des éprouvettes CCT, dans des conditions de déformation plane.

En excluant une ZAT de grande dureté, où la présence de martensite avait entraîné une rupture inter-granulaire, tous ces résultats expérimentaux se situent dans une bande de dispersion.

$$da/dN = C. (\Delta K)^{3,07} \quad (1.29)$$

$$0,9 \cdot 10^{-13} < C < 3 \cdot 10^{-13}$$

Où da/dN est la vitesse de propagation de fissure (m/cycle)

C une constante du matériau

ΔK : amplitude du Facteur d'Intensité de Contraintes ($\text{MPa} \sqrt{m}$)

LIEURADE [32] a réalisé des essais sur des éprouvettes CT prélevées sur le métal de base et dans la ZAT des joints soudés en croix détensionnés. Les résultats étant sensiblement proches, il détermine la loi de propagation suivante :

$$da/dN = 1,17 \cdot 10^{-13} \cdot (\Delta K)^3 \quad (1.30)$$

Suite à un grand nombre d'essais réalisés sur des aciers de construction, des aciers à haute résistance mécanique, et en zone affectée thermiquement. GURNEY [33] définit une relation empirique entre C et m qui s'exprime quelle que soit la microstructure par :

$$C = 1,315 \cdot 10^{-4} / 895,4^m \quad (1.31)$$

Où : m, C sont des constantes du matériau

Le coefficient "m" varie entre 2,4 et 3,6 selon la microstructure.

1.5.7 Influence de la limite d'élasticité du métal de base

Dans les mêmes conditions de prélèvement (éprouvette CCT) et de chargement ($R = 0$) OHTA [34] obtient des résultats comparables dans le cas d'assemblages en acier, et dont les limites d'élasticité sont comprises entre 300 et 550 MPa.

Par contre, LIEURADE et al [20] constatent un ralentissement de la vitesse de fissuration dans la ZAT d'autant plus important que la limite d'élasticité du métal de base augmente ($280 \text{ MPa} < R_e < 515 \text{ MPa}$) (éprouvette CT, $R = 0$).

En effet, une augmentation de la limite d'élasticité conduit à un accroissement du niveau des contraintes résiduelles de compression au cœur de l'éprouvette.

1.5.8 Influence des inclusions

La nocivité des inclusions, Figure 30, dépend principalement de la présence d'hydrogène, dont le rôle, dans la diminution de l'endurance des joints soudés, en liaison avec la présence de porosité, a été reconnu par de nombreux auteurs [16]. L'influence des soufflures et inclusions de laitier sur les caractéristiques de fatigue provoquent évidemment des effets négatifs, mais tels défauts n'affectent l'endurance du métal que pour des durées de vie supérieures à 10^4 cycles.

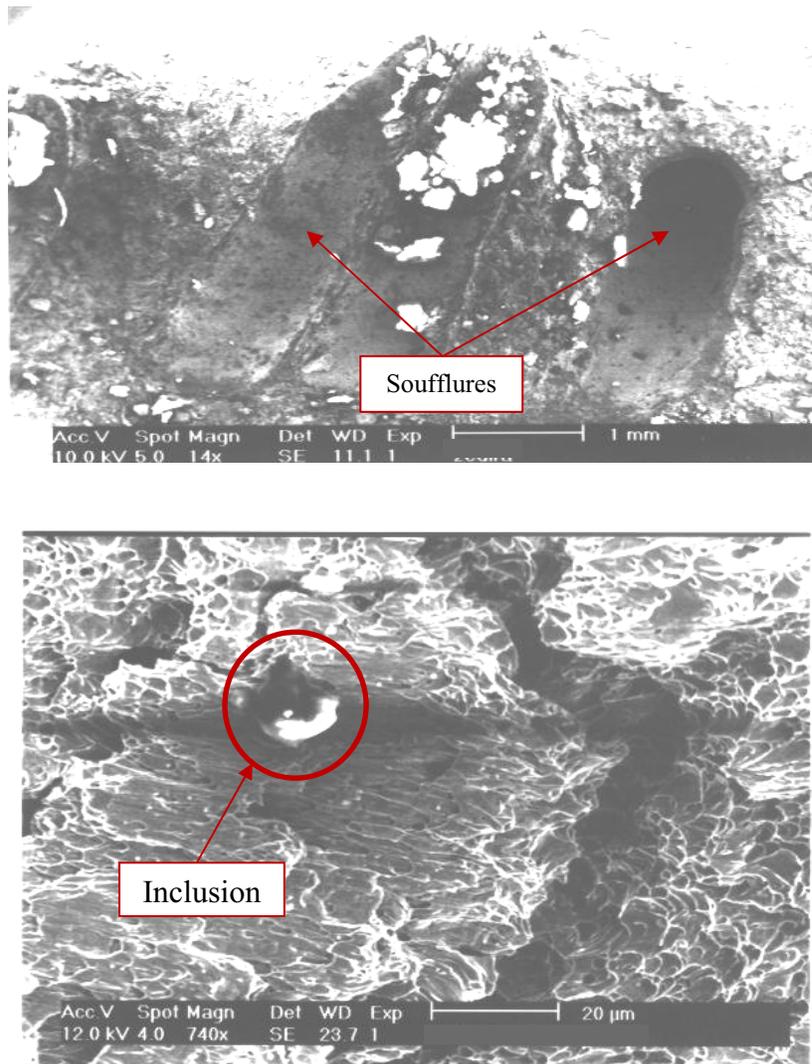


Figure 30 : Soufflures et inclusions dans les soudures.

1.5.9 Influence des contraintes résiduelles de soudage sur le comportement en fatigue des joints soudés

a) Origine des contraintes résiduelles

L'opération de soudage correspond à un traitement thermique localisé. Le niveau élevé des températures atteintes conduit à des processus de transformation du métal. Le gradient de température inhérent à l'opération de soudage provoque en effet des dilatations du métal variant d'un point à l'autre des zones chauffées, et produisent des conditions variables de bridage.

b) Mise en évidence des contraintes résiduelles

L'évolution des contraintes résiduelles au cours de la fissuration par fatigue a été mise en évidence par FUKUDA et SLIRUTA [35]. Ces auteurs ont étudié la redistribution de ces contraintes résiduelles de soudage à l'aide de jauges extensométriques collées au voisinage du chemin de fissuration.

A partir d'un champ de contraintes résiduelles initiales, d'abord de traction, puis de compression dans le plan de fissuration, ils observent que la pointe de la fissure initialement soumise à une traction reste tout au long de la propagation, soumise à des contraintes résiduelles de traction qui décroissent au fur et à mesure que la fissure progresse.

Selon LIEURADE [36], une accélération de la fissuration est reliée à des contraintes résiduelles de traction perpendiculaires à la fissure, tandis qu'un ralentissement correspond à un état des contraintes en compression.

1.6 Méthodes normalisées pour le dimensionnement des joints soudés

1.6.1 Eurocode 3

L'Eurocode «calcul des structures en acier», a été adopté par le Comité Européen de Normalisation depuis 1993. Une nouvelle réglementation est entrée en vigueur, en remplacement des divers précédents textes.

Le chapitre 9 de l'Eurocode 3 présente une méthode générale de vérification à la fatigue des structures soudées soumises à des variations répétées de contraintes. Les procédures de vérification à la fatigue, données dans ce chapitre, ne sont applicables qu'à la condition que tous les aciers de construction, les organes de fixation et les produits de soudage soient conformes aux dispositions du chapitre 3 [37] .

Selon cette norme, le nombre de cycles que peut endurer un élément de structure soudé, sollicité en fatigue, dépend de l'étendue de la contrainte nominale et de la catégorie du détail auquel se rapporte l'élément de structure étudié. La vérification à la fatigue, dans le cas d'un chargement d'amplitude constante ou variable, consiste à satisfaire la relation:

$$\frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_m} = \gamma_s \cdot \Delta\sigma_a \quad (1.32)$$

Où $\Delta\sigma_a$ est l'étendue équivalente de contrainte à amplitude constante, conduisant, pour un nombre de cycles donné, au même dommage cumulé, à partir de la méthode «rainflow» et à l'aide de la règle de Miner [38], que le spectre de calcul.

$\Delta\sigma_R$ est la résistance à la fatigue relative à la catégorie concernée de détail constructif pour un nombre total de cycles d'étendue de contrainte de calcul identique à celui pris en compte pour déterminer $\Delta\sigma_a$.

γ_m et γ_s sont des facteurs partiels de sécurité. Il n'y a pas de recommandation générale donnée pour ces facteurs. Pour des cas spéciaux, les valeurs de ces facteurs sont fournies dans des tableaux.

Le facteur partiel de sécurité du matériau γ_m , réduit l'incertitude sur la résistance à la fatigue due aux variations de dimensions, de forme, des concentrations de contrainte, de la présence des contraintes résiduelles et des dégradations du matériau dues au soudage.

Le facteur partiel de sécurité, sur le chargement γ_s , tient compte des incertitudes sur l'amplitude des charges appliquées, sur le nombre de cycles appliqués et de la transformation des charges en contraintes.

Les éléments de structures soudées sont rassemblés dans des catégories de détails. Ces catégories rassemblent les exigences de fabrication et de contrôle notamment sur la détection de fissures préexistantes. Ces classes de détails sont référencées à partir d'un nombre X_{cl} , qui correspond à la résistance en fatigue à 2 millions de cycles, exprimé en MPa, Figure 31.

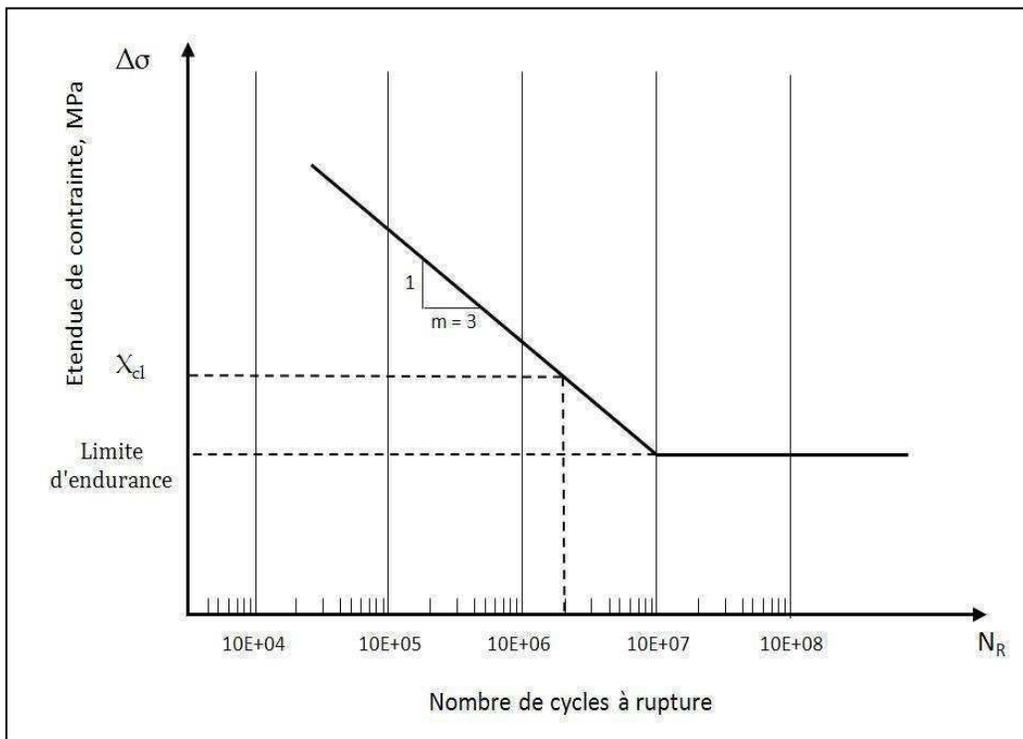


Figure 31 : Exemple de courbe de résistance à la fatigue, pour des étendues de contraintes normales.

La méthode de l'Eurocode 3 consiste à repérer le détail constructif dans les tableaux. Nous obtenons la catégorie du détail. Il suffit de prendre la courbe de résistance à la fatigue correspondant à notre cas et de projeter la contrainte nominale sur la courbe. Ainsi, sur l'axe des abscisses, on peut lire le nombre de cycles que supporte la structure avant rupture.

1.6.2 Méthodes de la déformation locale

Les méthodes de déformation locale utilisent généralement les déformations existantes au voisinage des entailles. Ces méthodes généralement sont proposées dans le cas de la fatigue oligocyclique. Les méthodes de déformation locale peuvent être aussi appliquées au cas de la fatigue à grand nombre de cycles.

La déformation totale est la somme des déformations élastique et plastique. La composante élastique s'exprime à partir de la contrainte élastique en fonction du nombre de cycles :

$$\frac{\Delta \varepsilon_e \cdot E}{2} = \sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (1.33)$$

Où $\frac{\Delta \varepsilon_e}{2}$, E , σ_a , σ'_f , N_f et b sont respectivement l'amplitude de la déformation élastique, le module de Young, l'amplitude de la contrainte, le coefficient de résistance en fatigue, le nombre de cycles à rupture et l'exposant de la résistance en fatigue.

La composante plastique de la déformation s'exprime par la relation de Coffin [39] [40] :

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (1.34)$$

Où $\frac{\Delta \varepsilon_p}{2}$, ε'_f , N_f et c sont respectivement l'amplitude de la déformation plastique, le coefficient de la ductilité en fatigue, le nombre de cycles à rupture et l'exposant de la ductilité en fatigue.

L'utilisation de l'équation de Manson-Coffin est la méthode locale la plus générale. Cela entraîne l'utilisation d'une autre hypothèse dans la méthode de déformation locale. Cette hypothèse est

l'égalité de la durée de vie en fatigue d'une éprouvette lisse et d'une éprouvette entaillée soumise à la même amplitude de déformation avec le même matériau [41], Figure 32.

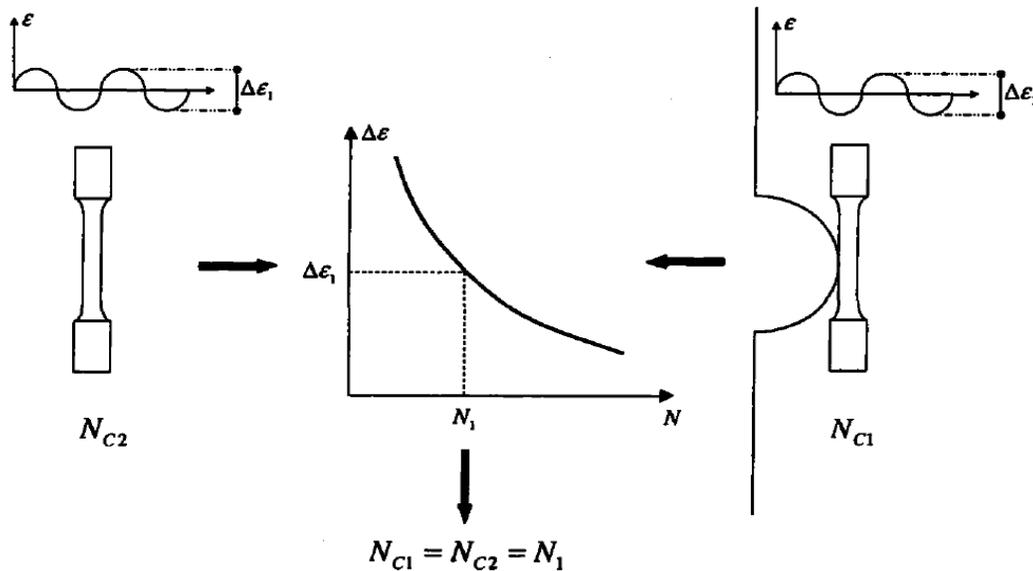


Figure 32 : Illustration de la méthode de déformation locale.

La méthode de la déformation locale [42] s'applique à la zone de concentration de déformation en pied de cordon. La distribution des contraintes au pied du cordon est supposée être celle d'une entaille de rayon nul située dans un matériau au comportement élastique.

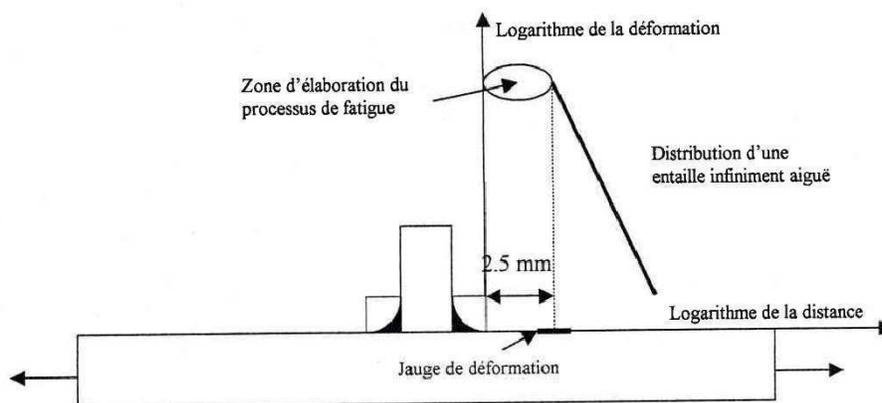


Figure 33 : schéma de principe de la méthode de déformation locale.

Sur le plan pratique, on mesurera donc la déformation locale expérimentalement au moyen de jauges de déformations à une distance normalisée du pied de cordon (2.5mm) de façon à mesurer les déformations dans la zone plastique, Figure 33.

La méthode nécessite d'attendre l'adaptation du matériau pour réaliser la mesure de l'étendue de l'amplitude de déformation \mathcal{E}_a :

$$\mathcal{E}_a = \frac{\mathcal{E}_{\max} - \mathcal{E}_{\min}}{2} \quad (1.35)$$

Où \mathcal{E}_{\max} et \mathcal{E}_{\min} , sont respectivement les valeurs de la déformation maximale et minimale relevée. La courbe de résistance en fatigue est alors identifiée à la valeur de l'amplitude maximale pour un type de joints. La courbe de référence en fatigue ainsi obtenue possède un caractère universel et peut être utilisée pour toute géométrie, épaisseur et type de joints.

1.6.3 British Standards

Son principe repose sur la détermination d'une amplitude de contrainte appelée contrainte linéarisée. Cette amplitude de contrainte est reportée sur une courbe de référence de résistance en fatigue, ce qui conduit à la prévision de la durée de vie. Cette méthode est utilisée dans les recommandations anglaises BSI [43]. On considère que dans le cas le plus général, toute structure est soumise à une contrainte résultante considérée comme la superposition de quatre types de contraintes [44] :

- une contrainte primaire due au chargement mécanique,
- une contrainte secondaire due au chargement thermique et aux contraintes résiduelles,
- une contrainte de pic induite par la présence de discontinuités géométriques,
- une contrainte due aux désalignements.

Les courbes de références en fatigue sont différentes selon les classes de soudure Q_1 à Q_{10} , Figure 34. Elles sont présentées avec une double échelle d'amplitude de contrainte, l'une pour les aciers et l'autre pour les alliages d'aluminium. Cette méthode ne fait aucunement référence à la nature du matériau et à l'influence du rapport de charge R. Dans ce dernier cas, on considère que cette

influence est masquée par la présence de contraintes résiduelles. Notons que ces dernières s'effacent par relaxation plastique au cours du cyclage.

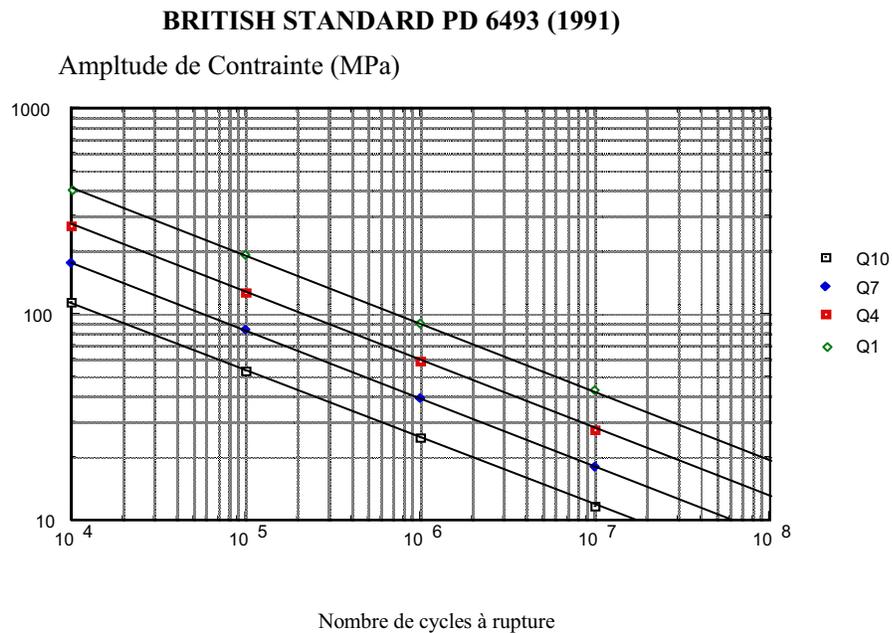


Figure 34 : Courbes de référence en fatigue pour la norme PD 6493.

1.6.4 Approche Volumétrique

Cette approche, semi locale, utilise le concept du champ de contrainte (*Stress Field Intensity approach, SFI*) pour prévoir la durée de vie en fatigue des structures entaillées. Dans l'approche de l'intensité de champ de contraintes, la rupture par fatigue est réalisée par l'accumulation de l'endommagement dans la zone plastique [45] [46]. L'endommagement dans la zone plastifiée au voisinage du fond d'entaille dépend simultanément de la distribution des contraintes élasto plastiques et du gradient de contrainte. L'approche volumétrique postule que le phénomène de fatigue nécessite un certain volume physique. La définition de la zone d'élaboration de la rupture demeure un problème non élucidé. La mesure de la zone plastique paraissait comme une première solution. Les volumes d'élaboration des processus de fatigue sont souvent assimilés à des

cylindres de révolution dont l'épaisseur est celle de la structure. Les diamètres constituent ce qui est appelée la distance effective : X_{eff}

Cette distance est fortement liée à la microstructure pour des faibles volumes d'élaboration du processus de fatigue associée aux fortes concentrations de contraintes.

L'approche volumétrique considère que le volume effectif d'élaboration du processus de fatigue est un cylindre de diamètre X_{eff} calculée en prenant en compte les principes suivants :

- La distance effective est supposée plus grande que la zone plastique,
- La distance effective est la limite de la zone la plus sollicitée.

De nombreux travaux [47] [48] montrent que cette zone correspond à l'endroit où le gradient relatif de contrainte est minimum, Figure 35.

$$X_{eff} = X(\chi_{min}) \quad (1.36)$$

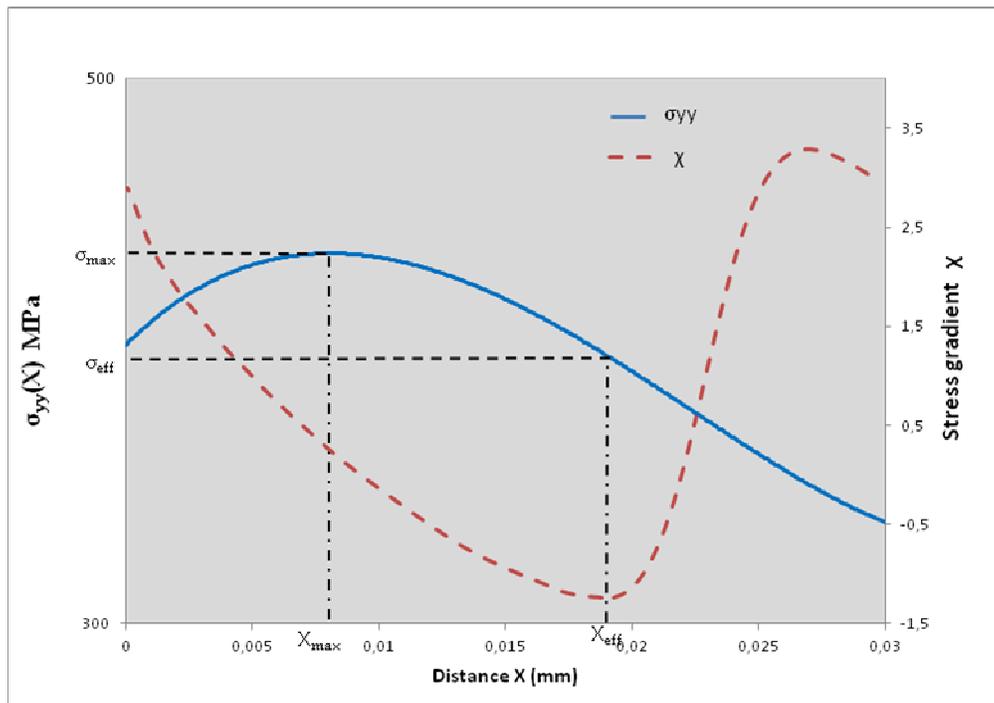


Figure 35 : Distribution de la contrainte élasto-plastique et le gradient de contrainte en fond d'entaille.

Pour appliquer cette approche il faut:

- Une courbe de référence en fatigue pour des éprouvettes soudées arasées,
- Un calcul élastoplastique par la méthode des éléments finis dans lequel on introduit la loi de comportement cyclique du matériau, obtenue par essai de fatigue oligocyclique.

A partir de ce calcul, on détermine la distribution des contraintes au pied du cordon de soudure.

La connaissance de l'amplitude de la contrainte effective par le calcul, permet d'estimer la durée de vie de l'éprouvette soudée, en ramenant cette amplitude de contrainte à la courbe de référence. Des études [49] [50] montrent que l'amplitude de la contrainte effective est inférieure à la contrainte maximale. De plus, le calcul de l'amplitude de contrainte doit prendre en compte les effets de relaxation plastique et d'endommagement.

La contrainte effective σ_{eff} , correspondant à la distance effective, est définie par la relation suivante :

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{x_{eff}} \int_0^{x_{eff}} \sigma_{yy} \cdot \Phi(x) dx \quad (1.37)$$

Où σ_{yy} est la distribution de contrainte en fond d'entaille, $\Phi(x)$ la fonction de poids, Tableau I.

Dans le cas de Peterson, la contrainte effective est la contrainte correspondante à la distance effective, Figure 35. Il n'est donc pas nécessaire de calculer l'intégration [51]. Dans ce cas la contrainte effective est la contrainte correspondante à la distance effective $\sigma_{eff} = \sigma(x_{eff})$.

1.6.4.1 Procédure de prévision de la durée de vie en fatigue par la méthode volumétrique

La méthode volumétrique nécessite la connaissance de la contrainte effective et la distance effective pour calculer le facteur de réduction en fatigue [49]:

$$K_f = \frac{\sigma_{eff}}{\sigma_n} = \frac{1}{\sigma_n x_{eff}} \int_0^{x_{eff}} \sigma_{yy}(x) \cdot \Phi(x) dx \quad (1.38)$$

Où σ_{eff} , σ_n , x_{eff} , $\sigma_{yy}(x)$ et $\Phi(x)$ sont respectivement la contrainte effective, la contrainte nominale, la distance effective (selon cette méthode), la contrainte d'ouverture en fatigue, la fonction de poids.

Dans la Figure 36, l'algorithme d'évaluation de la durée de vie en fatigue est présenté [52]. La géométrie, le chargement et le comportement cyclique des matériaux sont introduits dans le calcul élasto-plastique par la méthode des Eléments Finis.

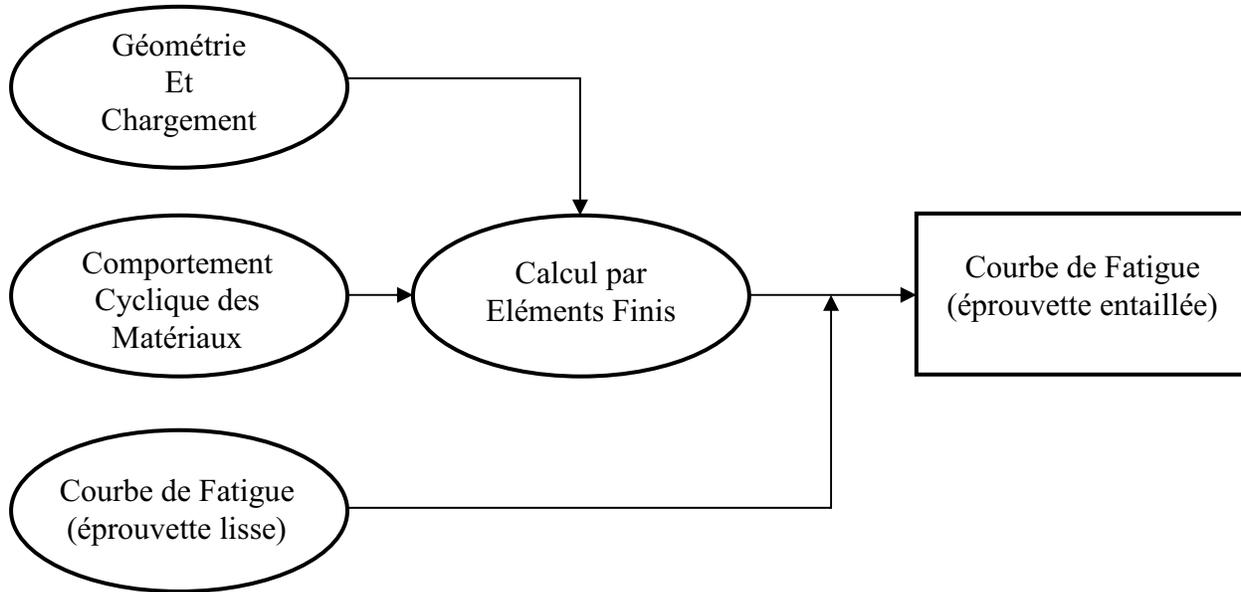


Figure 36 : Algorithme de la procédure de la méthode volumétrique.

Les résultats obtenus par la courbe calculée et les résultats expérimentaux seront comparés pour examiner l'exactitude et la fiabilité de cette approche.

Le facteur de réduction en fatigue, calculé par la méthode volumétrique, s'applique à la courbe de résistance en fatigue d'une éprouvette lisse dans la courbe de Wöhler, et permet de retrouver la courbe de résistance en fatigue d'une éprouvette entaillée.

$$K_f = \frac{\sigma_s}{\sigma_N} \quad (1.39)$$

Où K_f , σ_s et σ_N sont respectivement le facteur de réduction en fatigue, la résistance en fatigue d'une éprouvette lisse et la résistance en fatigue d'une éprouvette entaillée.

1.7 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons évoqué l'effet d'entaille en fatigue et les facteurs de concentration de contraintes dans le cas élastique et élasto-plastique (K_t , K_σ). Les différentes méthodes pour calculer le facteur de réduction en fatigue K_f sont présentées. Les méthodes du point chaud ou de la contrainte moyenne, quant à elles, donnent des résultats avec des valeurs relativement élevées pour les coefficients de concentration k_t , k_σ ou k_f .

Généralement, la soudure représente une discontinuité dans la structure chargée, et provoque une concentration de contrainte assez importante, influençant la durée de vie des assemblages soudés.

Cette concentration de contraintes, élevée en raison de la forme de joint soudé ou les défauts indésirables, existent dans la soudure ainsi que la corrosion au cordon de soudure, la porosité, les soufflures, les inclusions, les fissures...etc.

Le traitement de la tenue en fatigue des assemblages soudés est assez compliqué. Il est soumis à plusieurs facteurs ainsi qu'à l'état hétérogène de la structure de matériau, les inclusions, les contraintes résiduelles, l'épaisseur des tôles...etc.

Il existe bien des méthodes normalisées pour le dimensionnement des joints soudés et la prédiction de leur durée de vie en fatigue. L'Eurocode3, code très utilisé par les ingénieurs, montre son efficacité, mais en même temps son caractère conservatoire. Il ne tient pas compte de la nature constitutive de l'acier, entraînant ainsi des calculs pessimistes.

Des nouvelles approches sont apparues ces dernières années pour palier à ce manque d'information des bureaux d'études. La méthode volumétrique, qui prend en compte en fatigue de l'effet d'entaille dans les joints soudés, est une approche qui fait face à ses défauts. Effectivement, en intégrant la géométrie du cordon, la loi de comportement cyclique du matériau, et en prenant en compte un volume et non un point, la méthode volumétrique est encourageante. Elle sera utilisée dans cette thèse.

2 Etude Expérimentale

2.1 Etude du matériau

Notre étude est réalisée sur des caissons soudés, qui se distingue par leur rigidité, leur capacité de supporter les différents types de chargement et leur poids léger. Ils sont fabriqués à partir de tôles assemblées par soudage. Ces caissons sont utilisés, par exemple, dans la fabrication de bras de grue, Figure 37.



Figure 37 : Utilisation des caissons soudés dans les grues

Des tôles en acier S355M (Aciers à haute limite d'élasticité), fabriquées par Arcelormittal, sont utilisées pour fabriquer les caissons. L'acier S355M est un acier de construction (S) obtenu par laminage thermomécanique (M), pour une limite d'élasticité minimale spécifiée, à température ambiante, de 355 MPa. Ce matériau répond aux exigences des normes européennes EN 10025-4 (2004), l'équivalent des normes françaises (NF A 35-504, NF A 36-201) est E355.

Dans le Tableau IV, les caractéristiques normalisées, requises pour S355M, sont résumées et la composition chimique présentée dans le Tableau V.

Le soudage entraîne un traitement thermique modifiant la microstructure du matériau et introduisant des contraintes résiduelles. Cette modification engendre un comportement différent de celui du matériau de base, surtout dans le cas de la tenue en fatigue. Le critère de soudabilité d'un acier est celui du carbone équivalent.

Norme	Nuances	Limite d'élasticité minimale R_e pour une épaisseur nominale $\leq 16\text{mm}$ MPa	Résistance à la traction R_m pour une épaisseur nominale $\leq 40\text{mm}$ MPa	Allongement minimal A %	Essai de flexion par choc	
					Temp. °C	Energie absorbée min. J
EN 10025-4: 2004	S355M	355	450-630	22	-20	40

Tableau IV : Caractéristiques mécaniques normalisées de l'acier S355M

	C %	Mn %	P %	S %	Si %	Al %	Cu %	Cr %	Ni %	Mo %	Nb %	V %	Ti %	N %	C_{eq} %
S355M	≤ 0.14	≤ 1.6	≤ 0.03	≤ 0.025	≤ 0.5	≤ 0.02	≤ 0.55	≤ 0.3	≤ 0.5	≤ 0.1	≤ 0.05	≤ 0.1	≤ 0.05	≤ 0.015	≤ 0.39

Tableau V : Composition chimique de l'acier S355M d'après le fournisseur « Arcelormittal »

Compte tenu de la faible teneur en carbone (0.14%) et en carbone équivalent (0.39%) inférieur à 0.40%, présage une excellente soudabilité de ce matériau. On peut donc souder sans précaution particulière.

2.2 Essai de traction statique

2.2.1 Eprouvette de métal de base

L'essai de traction est réalisé selon la norme NF EN 10002, afin de vérifier les propriétés mécaniques du matériau de base, notamment la loi de comportement statique (courbe contrainte - déformation).

La machine de traction utilisée est de type «INSTRON 5585H», Figure 38.

- Capacité maximale de charge ± 200 kN,
- Pilotage et acquisition des données se faisant par l'intermédiaire d'un PC.



Figure 38 : Machine de traction statique.

Pour réaliser les essais, nous avons des éprouvettes plates de section rectangulaire. Leur forme et les dimensions sont présentées dans la Figure 39.

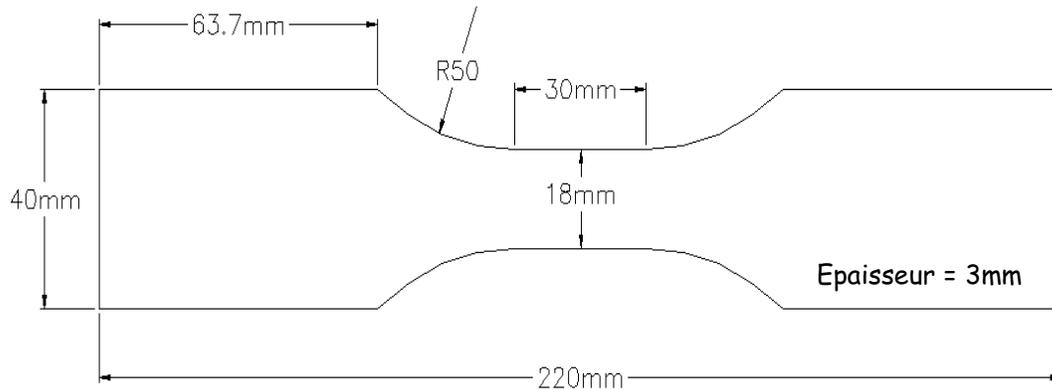


Figure 39 : Dimensions de l'éprouvette utilisée dans l'essai de traction

Les caractéristiques mécaniques obtenues sont résumées dans la Figure 40. Les résultats, reportés dans le Tableau VI, expriment les valeurs moyennes de trois essais. La vitesse de la traverse est de 2 mm/min.

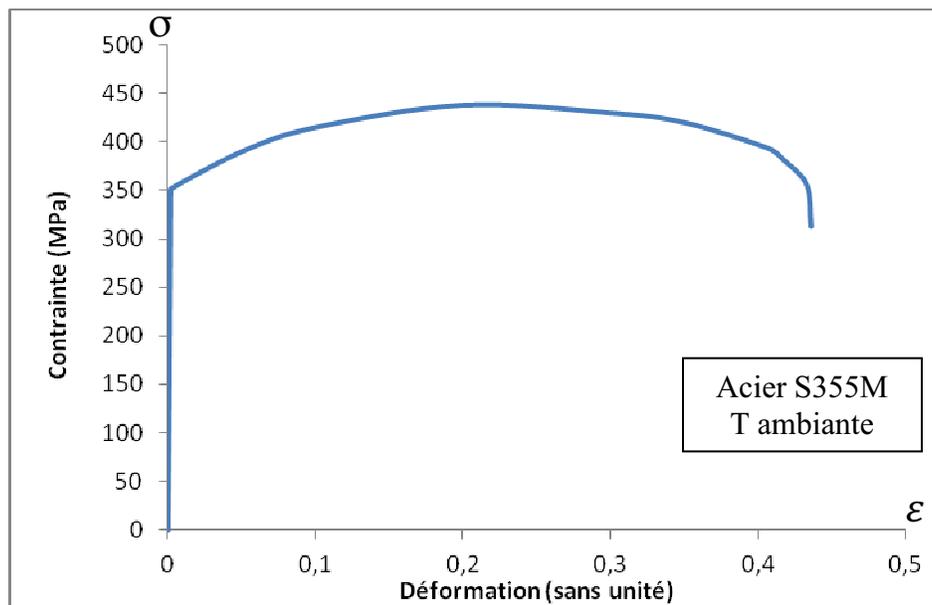


Figure 40 : Loi de comportement Statique de l'acier S355M

Module de Young E (MPa)	Limite d'élasticité σ_e (MPa)	Résistance ultime σ_{max} (MPa)	Allongement à rupture (%)
209480	350	440	42

Tableau VI : Caractéristiques mécanique expérimentales de l'acier S355M

Nous trouvons que les résultats obtenus sont conformes aux caractéristiques mécaniques fournies par le constructeur.

Afin de déterminer les propriétés mécaniques et la loi de comportement de la soudure, un autre essai de traction statique a été réalisé, selon la norme NF EN 10002, sur des éprouvettes soudées.

2.2.2 Eprouvette soudée

Pour bien examiner la zone de la soudure, une éprouvette soudée longitudinalement a été testée en traction. C'est la même éprouvette qui sera testée en fatigue. La forme et les dimensions de cette éprouvette sont présentées dans la Figure 41. Cette éprouvette est définie comme « éprouvette de référence ».

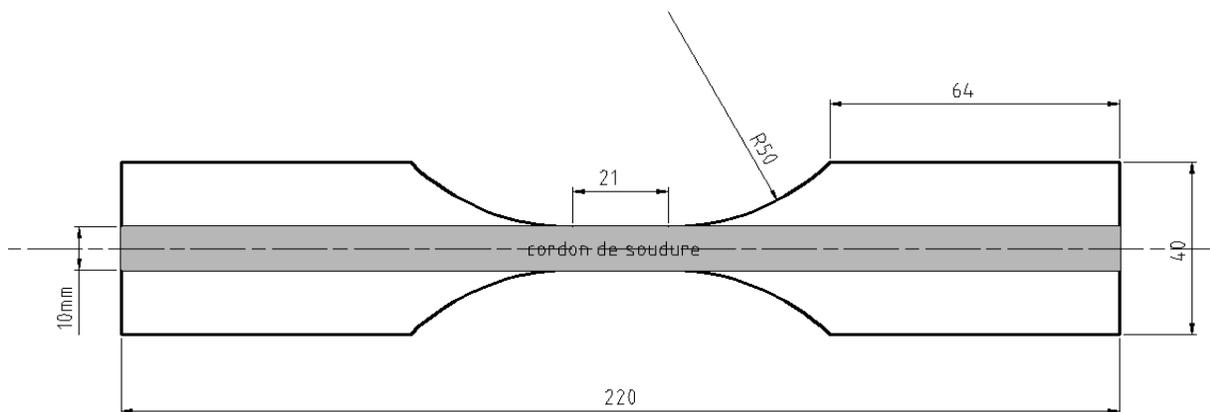


Figure 41 : Dimensions de l'éprouvette soudée de traction et de fatigue

La soudure de cette éprouvette a été arasée afin d'éliminer tous les défauts géométriques introduits par le soudage. Le procédé d'usinage de ces éprouvettes soudées est présenté dans la

Figure 42. Deux tôles similaires ont été assemblées par soudage et des éprouvettes prélevées, telle manière qu'il ne reste sur la partie utile de l'éprouvette que la soudure.

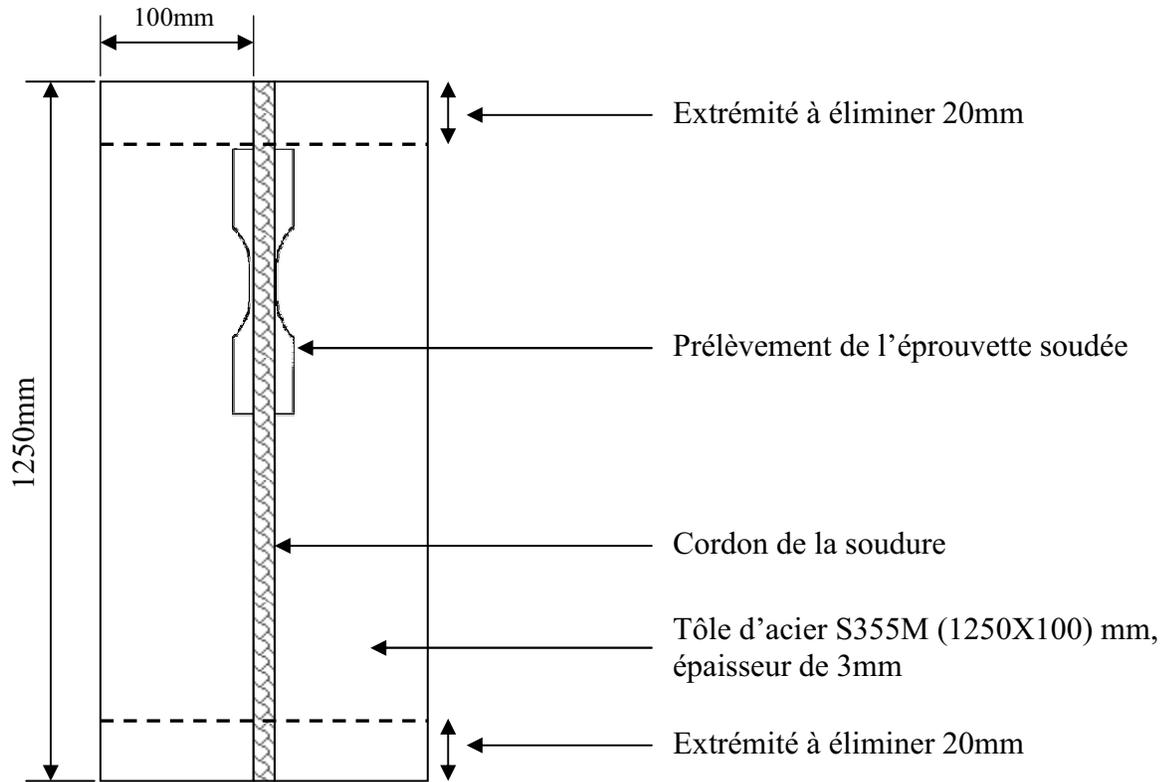


Figure 42 : Fabrication de l'éprouvette soudée.

Les résultats obtenus par cet essai sont présentés dans le Tableau VII. Nous constatons un durcissement dans le joint soudé par rapport au métal de base (une résistance ultime plus importante), Figure 43, à cause de l'effet thermique du soudage sur les grains, qui deviennent plus fins dans cette zone et plus homogènes (effet de la trempe dans l'acier). Le changement de dureté sera confirmé par l'essai de microdureté sur les différentes zones de joint soudé. Malgré ce durcissement dans l'éprouvette soudée, l'allongement est moins important qu'une éprouvette vierge, cela dû aux défauts existants dans la soudure.

Module de Young E (MPa)	Limite d'élasticité σ_e (MPa)	Résistance ultime σ_{max} (MPa)	Allongement à rupture (%)
176819	390	485	15

Tableau VII : Caractéristiques mécaniques de la soudure

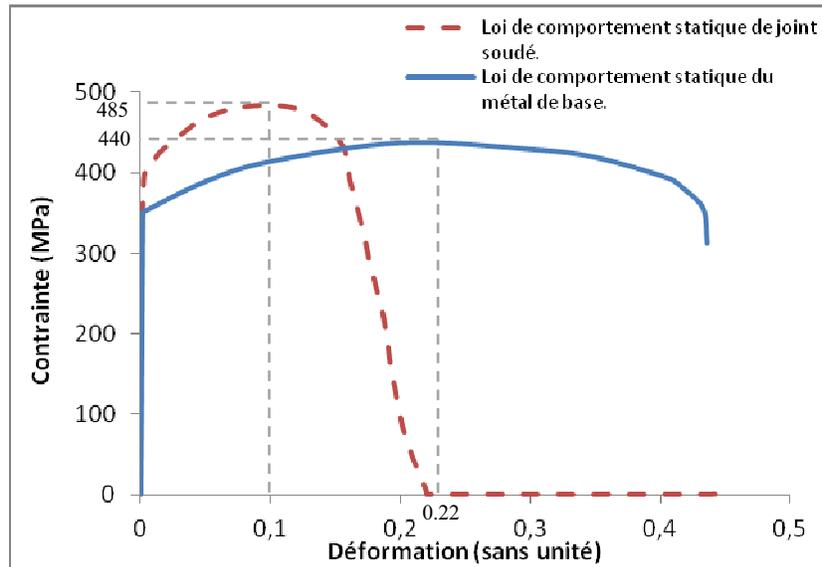


Figure 43 : Loi de comportement du métal de base et de joint soudé.

Une autre caractérisation aussi importante est l'essai de micro-dureté,

2.3 Essai de Micro-dureté

La dureté d'un métal correspond à son aptitude à résister à la pénétration. La mesure de cette grandeur est très importante et permet de déterminer le comportement physico-chimique et mécanique d'un matériau.

La dureté Vickers (H_V), méthode utilisée dans cette étude, souvent mesurée en couches superficielles des échantillons avec des charges faibles, laisse des empreintes microscopiques. Les duretés des couches superficielles peuvent différer des duretés à cœur. C'est pourquoi des duretés superficielles ne coïncident pas avec celles mesurées sous charges fortes. Il sera donc très utile d'indiquer sous quelle charge la dureté est mesurée.

L'appareil utilisé est de type Buehler (micromètre 2000), Figure 44. Il permet de mesurer la dureté Vickers (Hv) sous une charge de 10 à 1000g, suivant la norme NF 288-3.

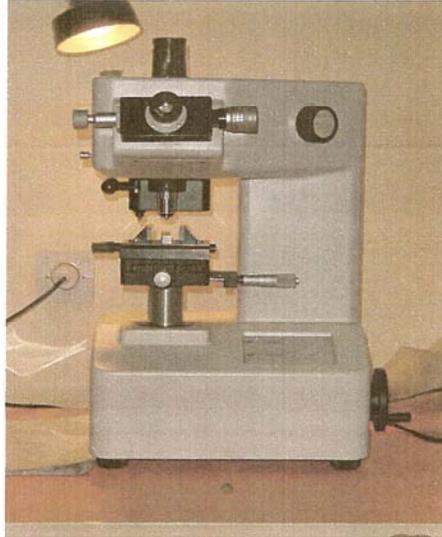


Figure 44 : Appareil de Micro-dureté

Dans notre étude, nous mesurons la micro-dureté de chaque zone de joint soudé et le métal de base (MB), ainsi que la zone affectée thermiquement (ZAT) et la zone fondue (ZF).

La charge de 1000g est appliquée pendant 15 secondes. L'essai comporte une ligne de filiation située à moins de 2 mm de la surface. Cette ligne passe dans le métal de base, la ZAT (Zone Affectée Thermiquement) et la zone fondue. Dans chaque zone, 3 empreintes différentes sont réalisées. La Figure 45 montre la disposition des filiations pour un joint soudé en T.

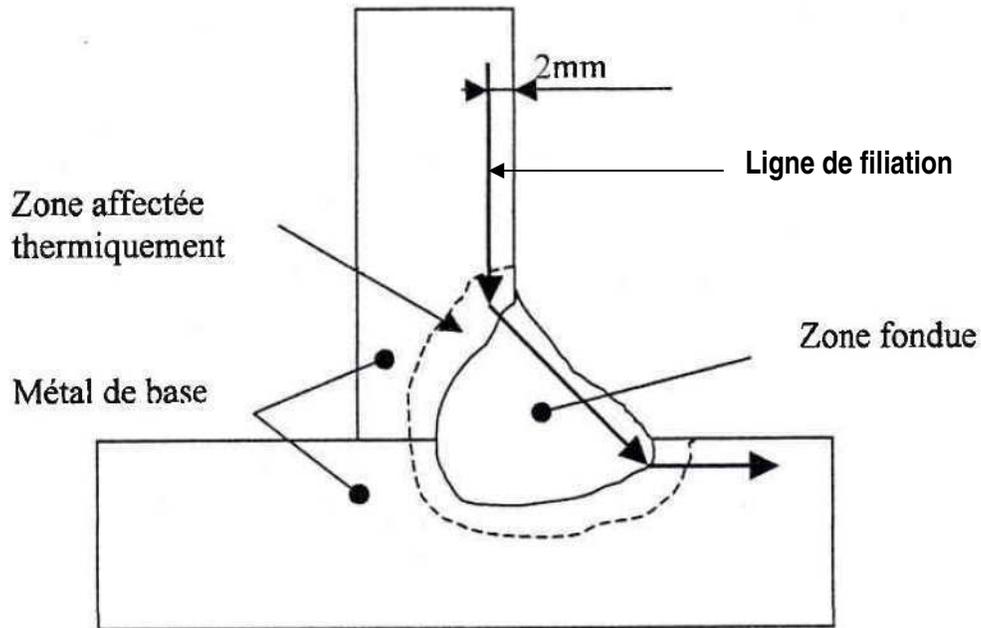


Figure 45 : Disposition des filiations de dureté

Nos résultats sont présentés dans le Tableau VIII.

Métal de Base (MB)	Zone Affectée Thermiquement (ZAT)	Métal fondu (MF)
166 Hv	220 Hv	228 Hv

Tableau VIII : Microdureté de joint soudé, mesurée en (Hv)

Nous constatons que la soudure, contenant la zone de métal fondu et la ZAT, est plus dure que le métal de base. Ceci est dû à l'effet de la transformation thermique dans l'acier après soudage. Cet effet a été remarqué en comparant la loi de comportement statique d'une éprouvette vierge et d'une éprouvette soudée.

Afin de mieux connaître le matériau, une étude micrographique a été réalisée pour analyser la microstructure des différentes zones du joint soudé.

2.4 Micrographie

Nous avons utilisé un microscope optique Olympus BX60M permettant de réaliser des grossissements de 50 à 1000 (objectif+ oculaire), Figure 46.

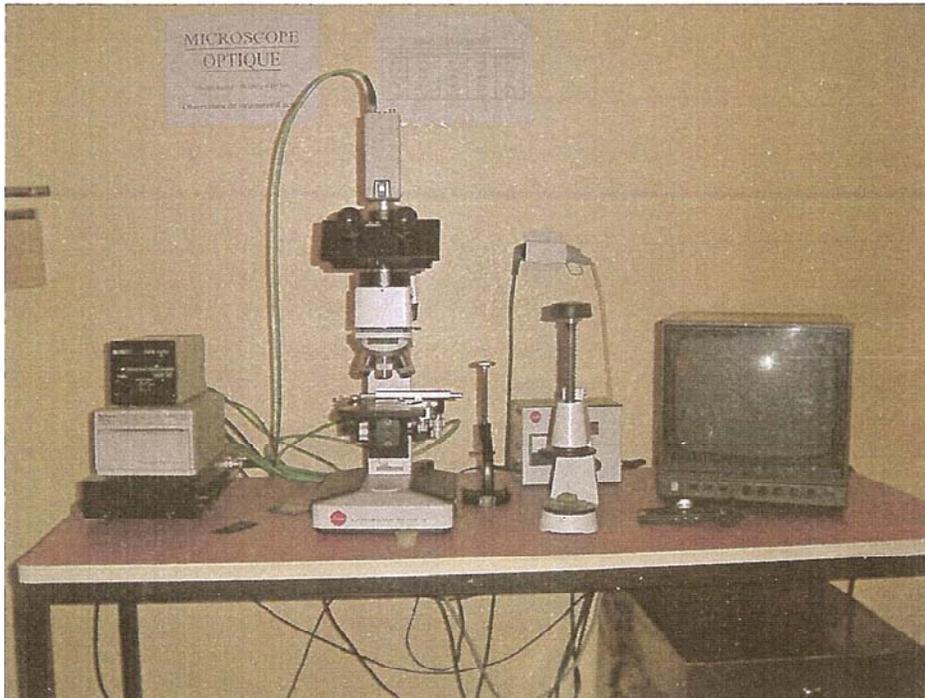


Figure 46 : Microscope optique Olympus BX60M

L'échantillon a été prélevé d'un caisson soudé, Figure 47. Après un pré-polissage au papier abrasif sous eau, il a été poli par un disque avec une suspension diamantée répartie à l'aide d'un diluant. Ensuite, lavé et séché à l'air avant de subir une attaque chimique au Nital (solution alcoolique nitrique) à température ambiante.

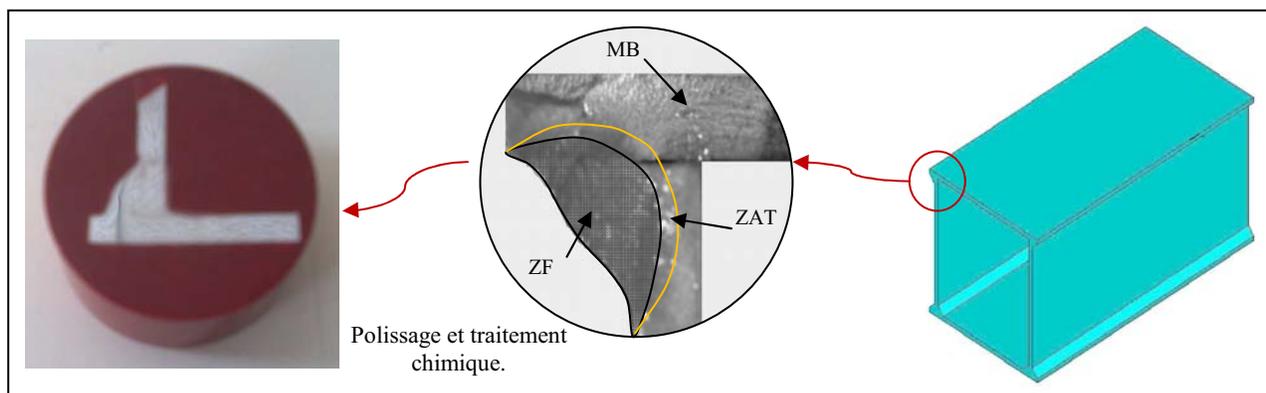


Figure 47 : Echantillon prélevée pour l'analyse micrographique

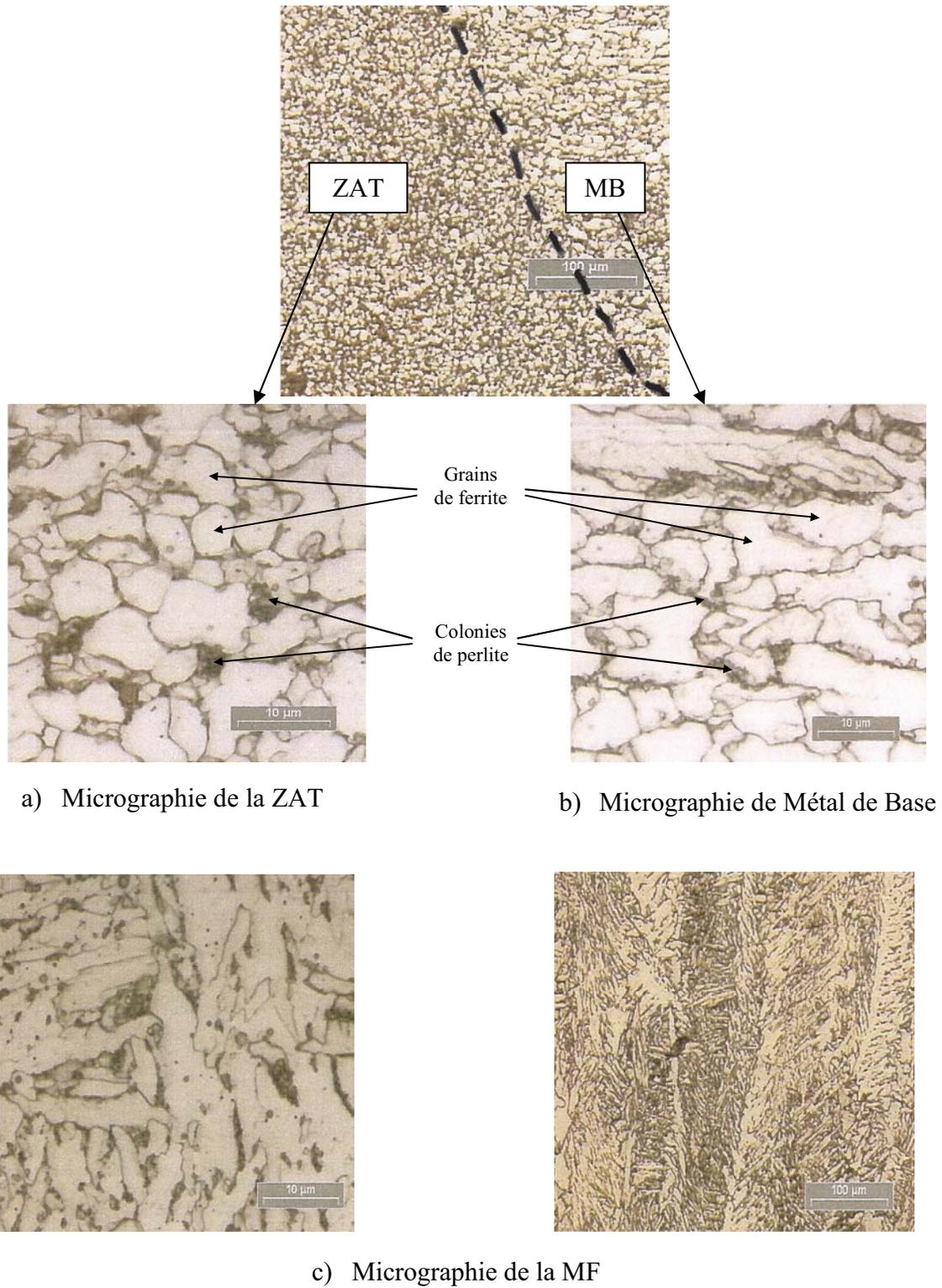


Figure 48 : Micrographie d'un joint soudé

En analysant la microstructure du métal de base, Figure 48-b, nous observons que la taille des grains de ferrite est assez homogène et les colonies de perlite montrent une tendance à s'aligner dans le sens du laminage des tôles. Nous constatons aussi que la différence entre les grains du métal de base, la ZAT et la MF, Figure 48-a, c, qui deviennent plus fins, est due à l'effet thermique de soudage et l'effet du refroidissement de l'acier.

2.5 Essais de Fatigue

L'expérience industrielle montre que les ruptures de joints soudés en fonctionnement normal sont le plus souvent dues à la fatigue. Celle-ci est particulièrement insidieuse du fait de son caractère progressif masqué. D'autre part, La validation de la méthode volumétrique, pour la prévision de la durée de vie des structures soudées, nécessite la connaissance de la courbe de Wöhler, pour la structure étudiée et l'éprouvette de référence, ainsi que la loi de comportement cyclique du matériau.

Dans cette étude, nous avons réalisé trois types d'essais de fatigue :

- 1- Fatigue en flexion 3 points sur des caissons soudés,
- 2- Fatigue en traction uni-axial sur des éprouvettes soudées arasées (éprouvette de référence),
- 3- Fatigue de traction oligocyclique sur l'éprouvette de référence.

2.5.1 Essais de fatigue en flexion 3 points

L'éprouvette est un caisson soudé, Figure 50, de 1200mm de longueur et une section carrée (100X100mm), fabriquée à partir de tôles d'acier S355M (épaisseur de 3mm). Les caractéristiques mécaniques et la composition chimique sont présentées dans les Tableau IV Tableau V.

Le découpage des tôles a été effectué à l'atelier du laboratoire, par contre la soudure des pièces, pour fabriquer les caissons, a été effectuée chez une société privée de soudage par le procédé

TIG, avec un fil d'apport de diamètre 1,25mm. Le gaz est de l'ARCAL TIG, argon spécialement préparé par Air Liquide pour des applications de soudage au TIG. Le poste de soudage est un ARISTO TIG 250 AC/DC de chez ESAB. Aucune procédure de traitement de cordon de soudure (polissage, sablage...etc.) n'a été réalisée en raison de l'état brut souhaité de la soudure. Dans ce cas, tous les défauts géométriques ont été pris en compte.

Le principe de l'essai consiste à appliquer une force axiale au milieu d'un caisson soudé porté par deux appuis séparés de 1000mm. La charge est appliquée dans le côté de quatre cordons de soudure, Figure 51.

La machine utilisée est de type «Instron» de capacité $\pm 100KN$, Figure 52. La variation de la charge est maintenue constante, Figure 49. Les essais sont effectués à une fréquence de 2 Hz, un rapport de charge de 0.1 et à température ambiante. Le type de chargement est sinusoïdal à amplitude constante.

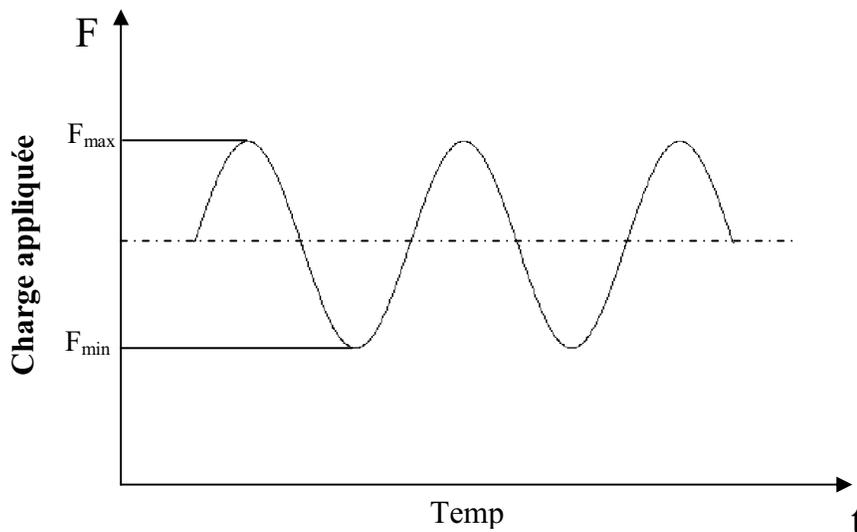


Figure 49 : Cycle de charge appliquée

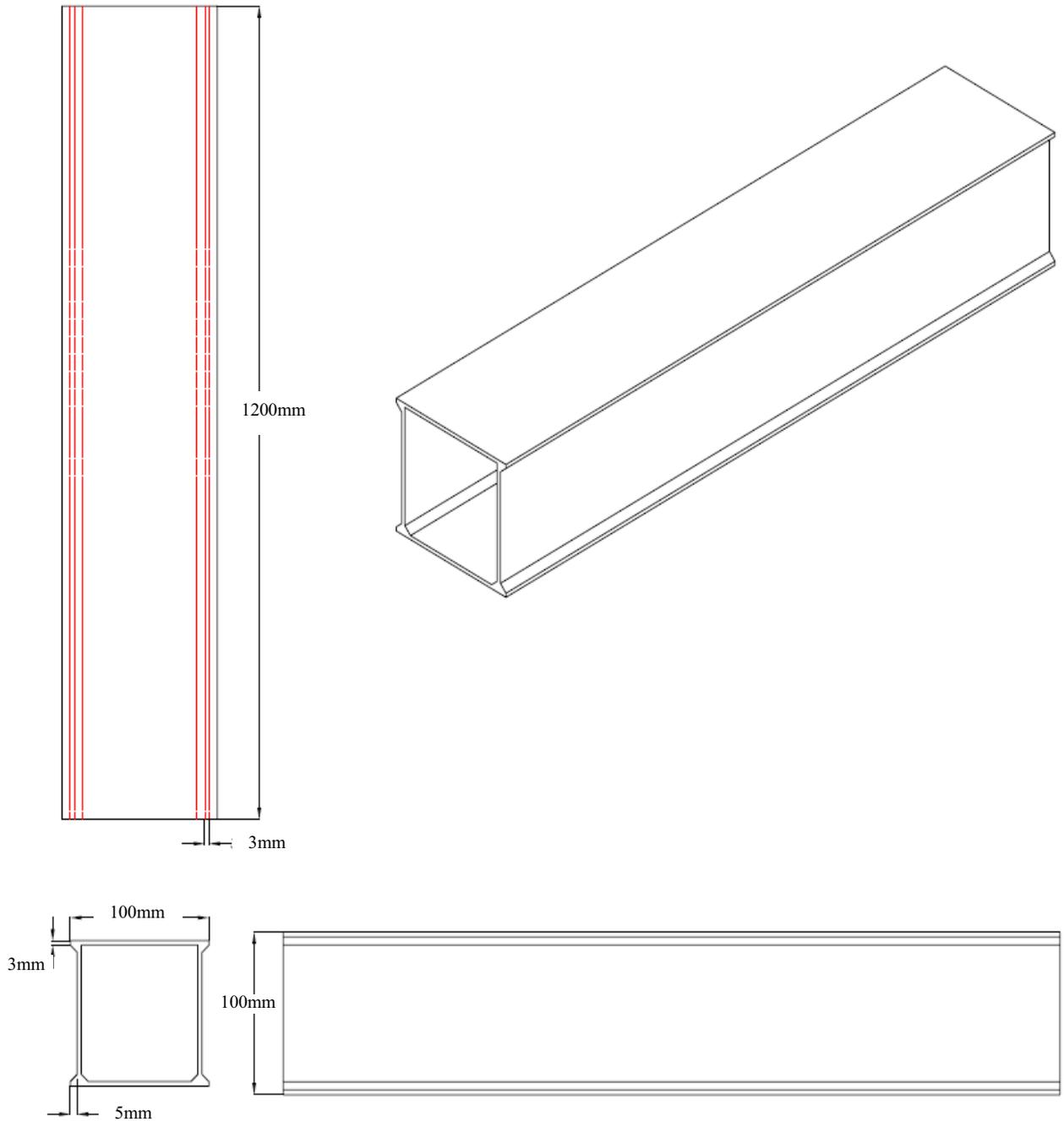


Figure 50 : Schéma du caisson soudé

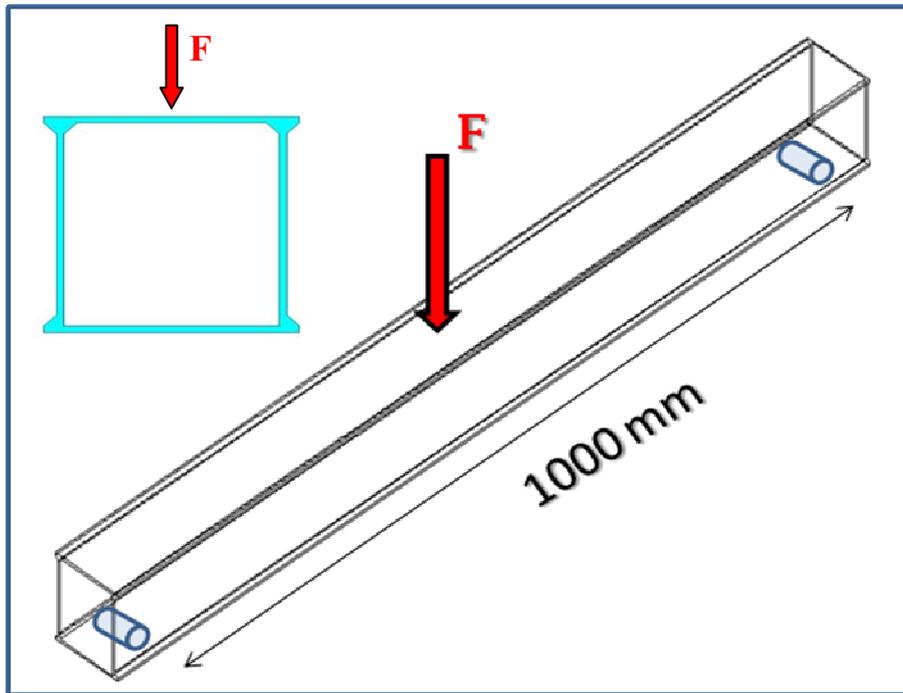


Figure 51 : Application de la charge de fatigue sur les caissons testés

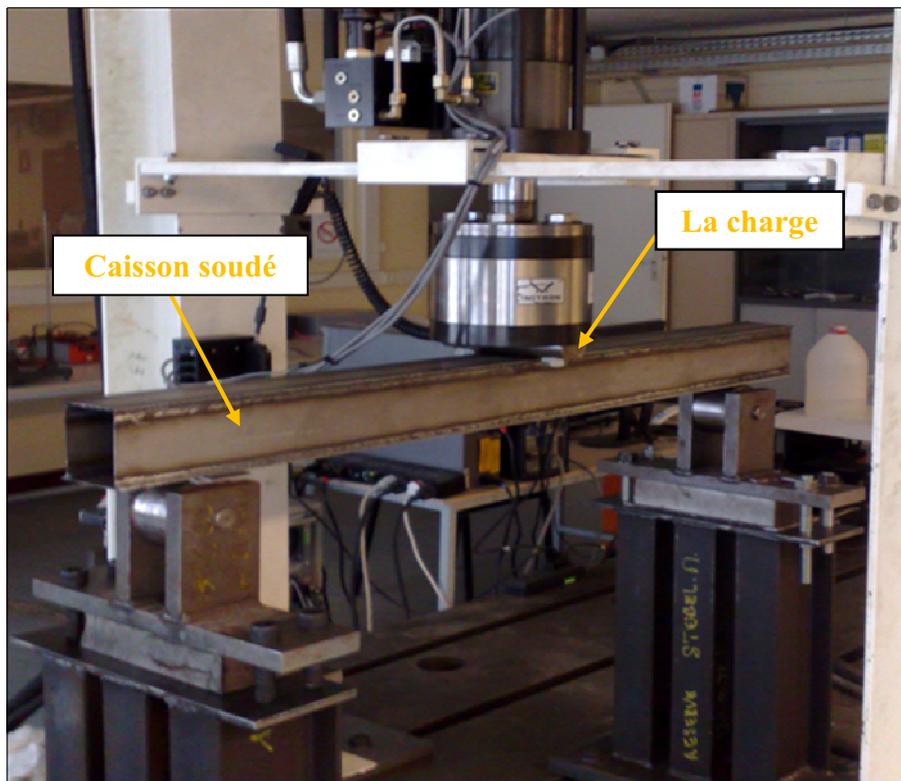


Figure 52 : Essai de fatigue (flexion 3 points) d'un caisson soudé

Les essais sont effectués jusqu'à la rupture totale des caissons, Figure 53. Une courbe de Wöhler $\Delta\sigma=f(N_R)$ a été déterminée. Nous avons utilisé 11 éprouvettes. Les résultats obtenus sont présentés, Figure 54.

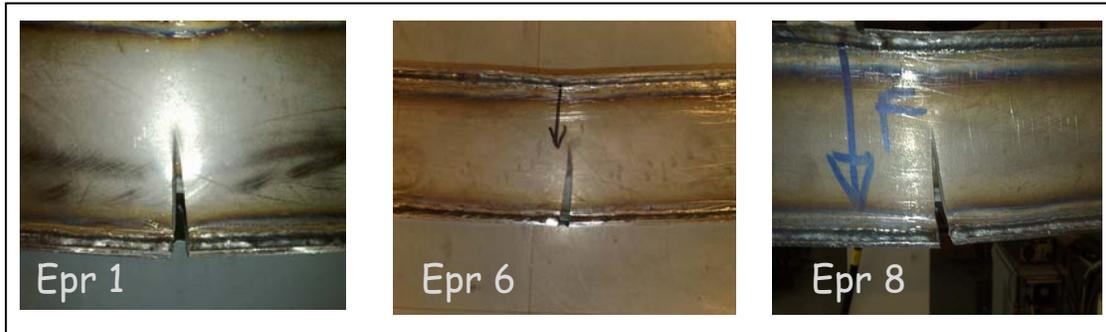


Figure 53 : Rupture des caissons testés

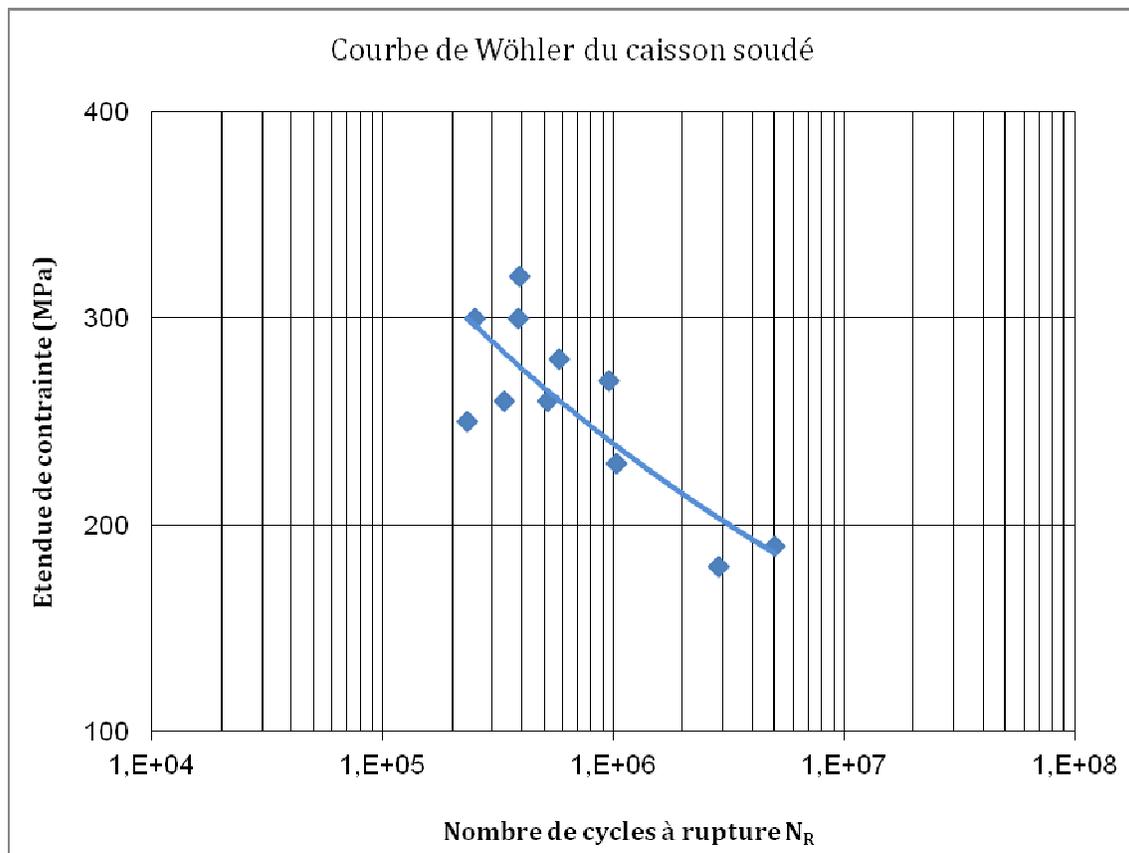


Figure 54 : courbe de Wöhler des caissons soudés en fatigue (flexion 3 points).

Discussion

Nous observons une dispersion assez importante, due à plusieurs raisons :

- Le soudage est manuel et brut, donc les cordons de soudure ne sont pas assez identiques, par rapport à la géométrie et à la forme du cordon de soudure. Même les défauts introduits varient entre les caissons (manque de pénétration, caniveaux, fissures de solidification...etc.),
- Une présence de concentration de contraintes dans la zone de la soudure (pied de cordon) et près des défauts de soudage,
- Les contraintes résiduelles introduites au refroidissement par bridage thermique.

2.5.1.1 Mode de rupture des caissons soudés

En appliquant les règles simples de la RdM, sur un caisson en flexion 3 points, nous trouvons que la rupture doit être au milieu du caisson chargé, lieu de moment de flexion maximal, Figure 55-a. L'initiation de la fissure doit être dans le métal de base, point le plus loin de l'axe neutre soumis à une contrainte maximale de traction, Figure 55-b.

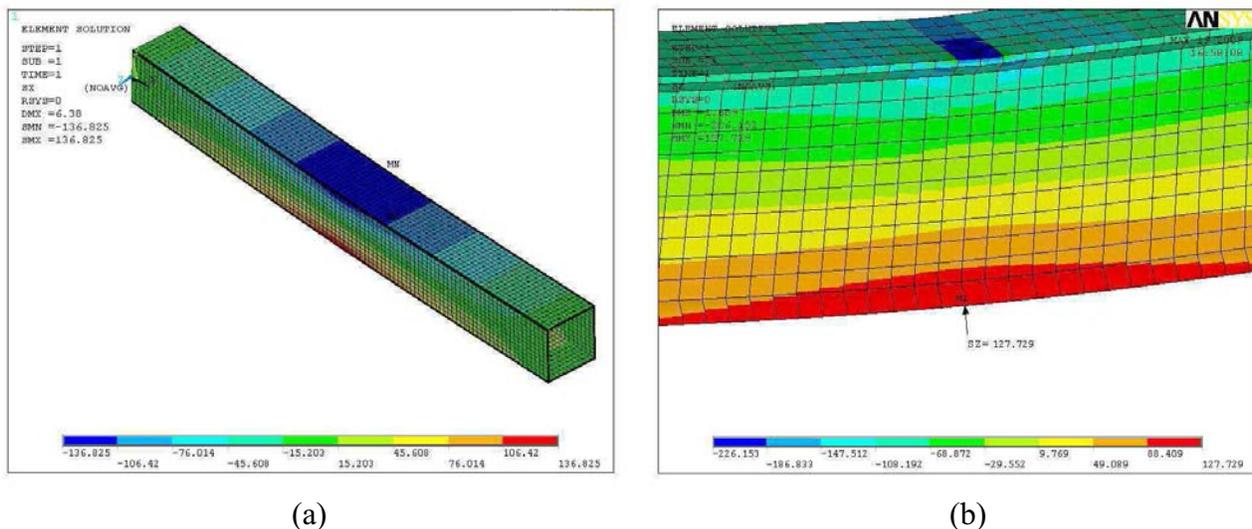


Figure 55 : Etude Numérique simple (RdM) de caisson soudé en flexion 3 points.

- Moment de flexion maximal au milieu du caisson chargé,
- Contrainte de traction maximale du métal de base.

En observant la zone de rupture des caissons testés, nous avons trouvé que l'initiation de la fissure n'est pas dans le métal de base mais toujours dans la soudure ; soit dans le pied de cordon ou dans la racine de la soudure. En plus, des caissons ne se sont pas rompus au milieu, où le moment de flexion est maximal, Figure 56.

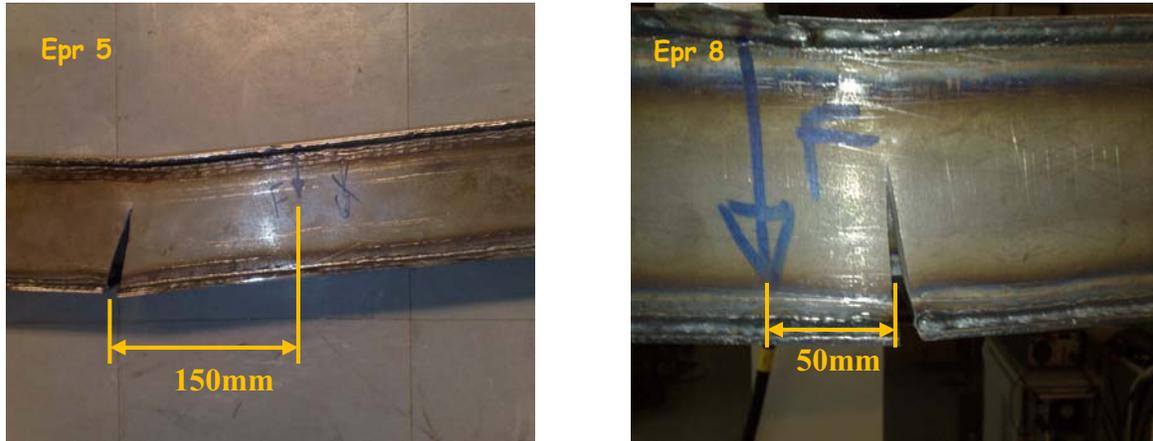


Figure 56 : Rupture loin du moment de flexion maximal

Pour mieux comprendre ce phénomène et trouver une bonne explication de cette rupture, nous avons examiné la forme du cordon de soudure dans chaque caisson testé, surtout dans la zone de rupture.

D'abord, à l'œil nu, nous avons pu voir, dans la plupart des cas, la présence d'un défaut dans la soudure provoquant la rupture. Ce défaut se trouve à la surface du cordon de soudure et représente une reprise de soudage, Figure 57. Pour les autres cas, en l'absence de défaut clair, nous avons examiné la zone de rupture par microscope à balayage. Le deuxième défaut trouvé est un défaut à la racine de la soudure, qui représente un manque de pénétration ou manque de fusion, Figure 58.

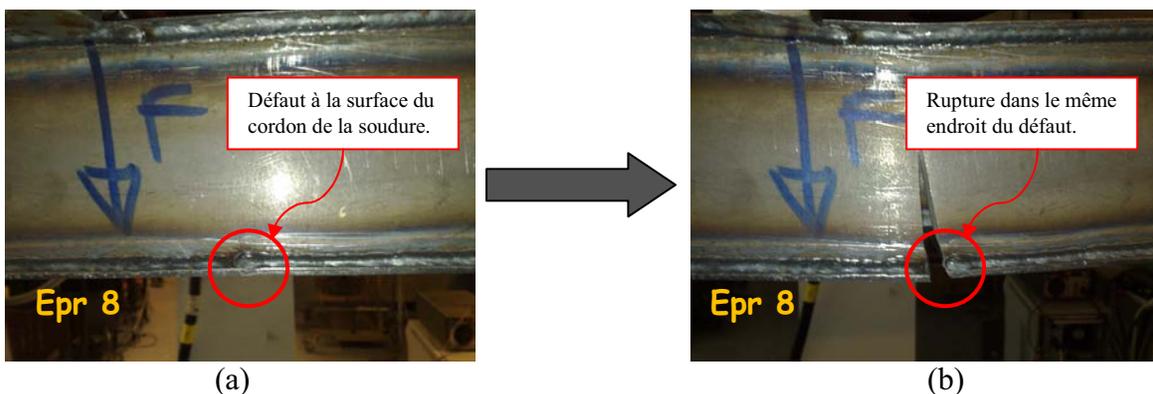


Figure 57 : Influence d'un défaut superficiel dans la soudure. a) Défaut observé avant l'essai de fatigue, b) Rupture du caisson testé à cause de ce défaut superficiel.

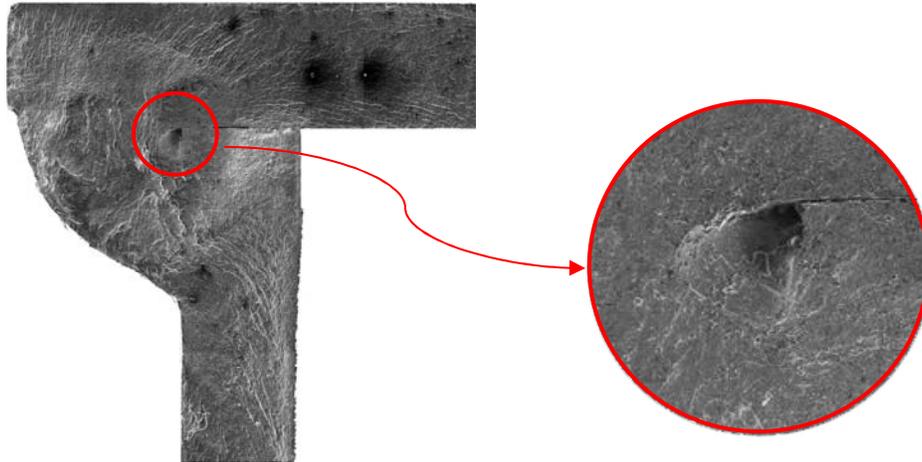


Figure 58 : Défaut à la racine de la soudure, observé par un microscope à balayage.

La première étape de la méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue, par l'approche volumétrique, est d'obtenir la courbe de Wöhler de référence pour le matériau utilisé.

2.5.2 Essais de fatigue en traction uni-axial

Dans le cas des structures soudées, nous choisissons une éprouvette soudée dont le cordon de soudure sera arasé afin de diminuer les défauts engendrés par la géométrie, et d'incorporer les contraintes résiduelles et la nature constitutive du matériau.

Réellement, on peut fabriquer deux types d'éprouvettes soudées de référence, soit une éprouvette soudée bout à bout, où la soudure est transversale et perpendiculaire à la charge appliquée, Figure 59-a, ou une éprouvette soudée avec un cordon de soudure longitudinale donc parallèle à la charge appliquée, Figure 59-b.

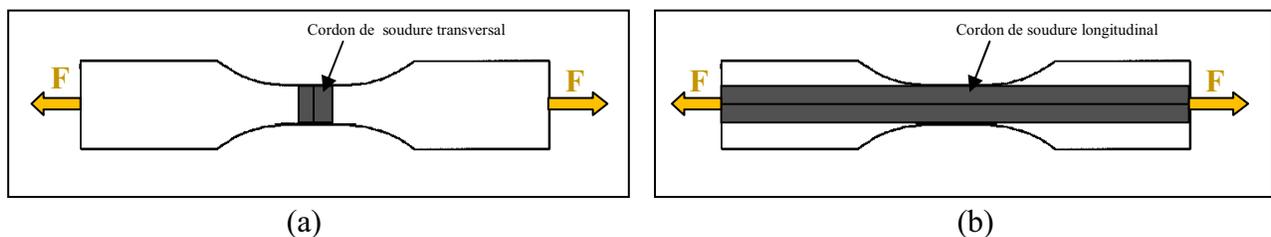


Figure 59 : Deux choix d'éprouvettes soudées de référence

Pour bien choisir l'éprouvette de référence convenant à notre cas, il faut respecter le même mode de chargement de la structure réelle. Dans le cas de caisson soudé en flexion 3 points, le cordon de soudure inférieur est soumis à une charge de traction. La contrainte appliquée est parallèle au cordon de soudure, Figure 60. Le deuxième type d'éprouvette, Figure 59-b, où la soudure est longitudinale, est le plus accordant avec notre étude.

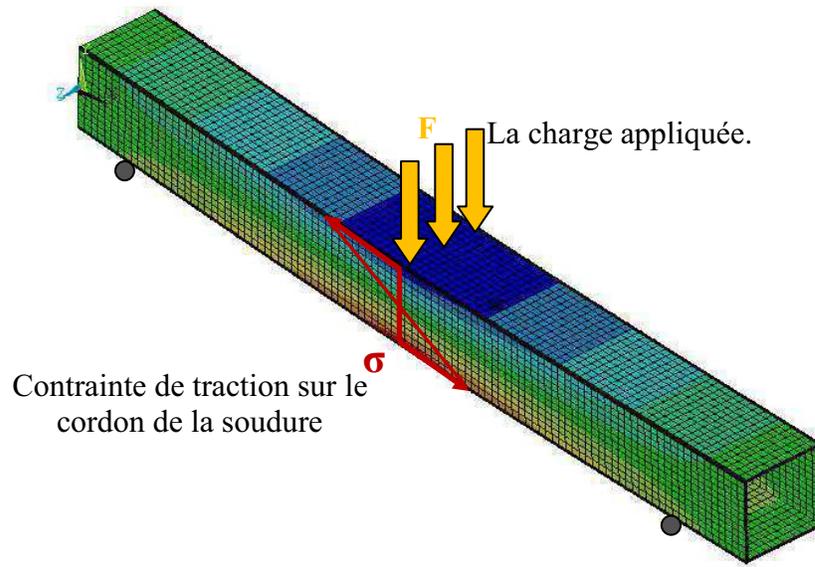


Figure 60 : Mode de chargement de caisson en flexion 3 points

Un essai de fatigue, en traction uni-axial, a été réalisé sur 10 éprouvettes soudées avec une soudure longitudinale lisse (arasée). La forme et les dimensions de cette éprouvette sont présentées dans la Figure 61.

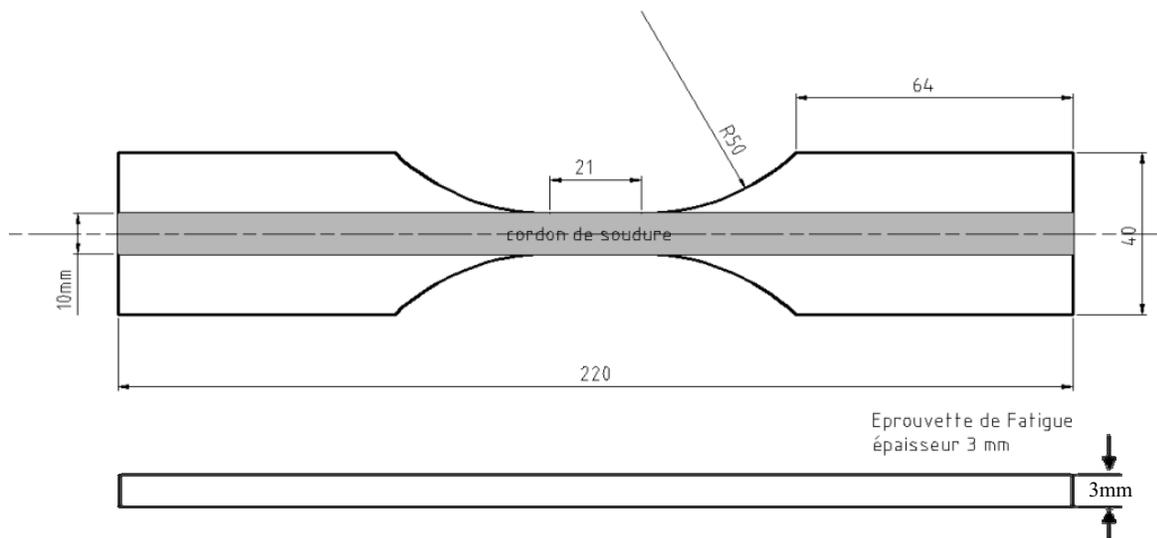


Figure 61 : Eprouvette d'essai de fatigue en traction (éprouvette de référence)

La machine de fatigue utilisée est une machine «Schenk», de type servo-hydraulique et de capacité $\pm 100KN$, Figure 62.

Durant l'essai de fatigue, une charge cyclique de traction uni-axiale a été appliquée par le vérin de la machine (le mors inférieur est libre et le mors supérieur est fixe), Figure 62. La variation de la charge est maintenue constante. Les essais sont effectués à une fréquence de 30 Hz avec un rapport de charge de 0.1 et à température ambiante. Le type de chargement est sinusoïdal à amplitude constante.

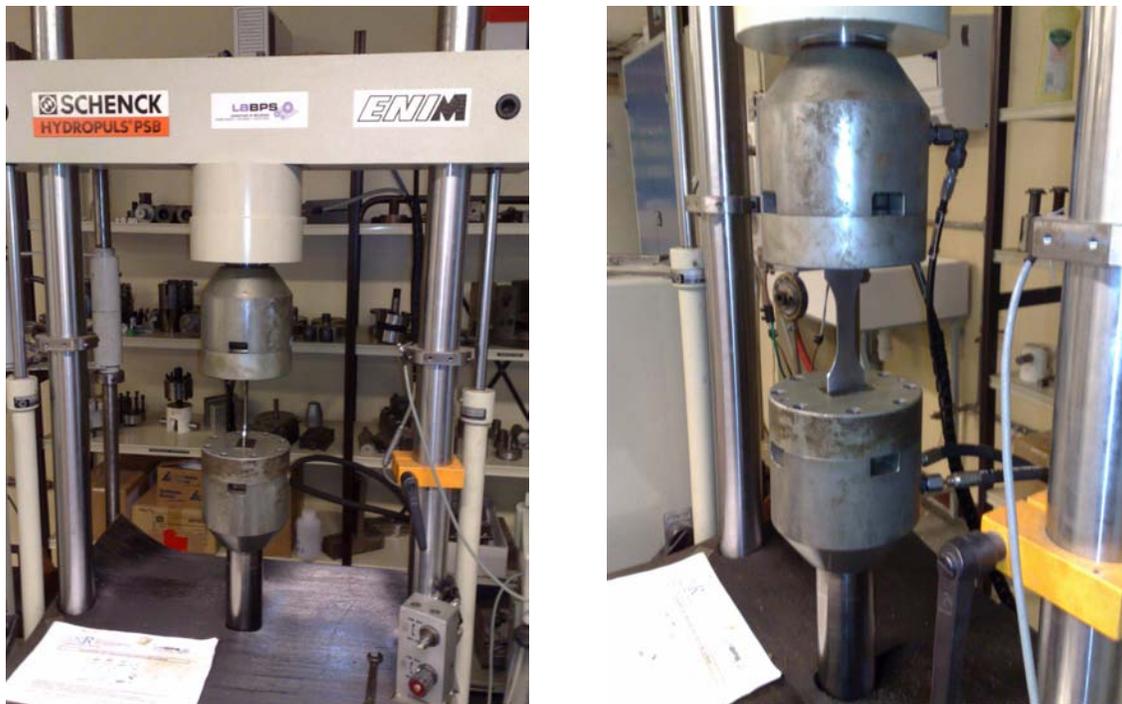


Figure 62 : Essai de fatigue en traction uni-axial.

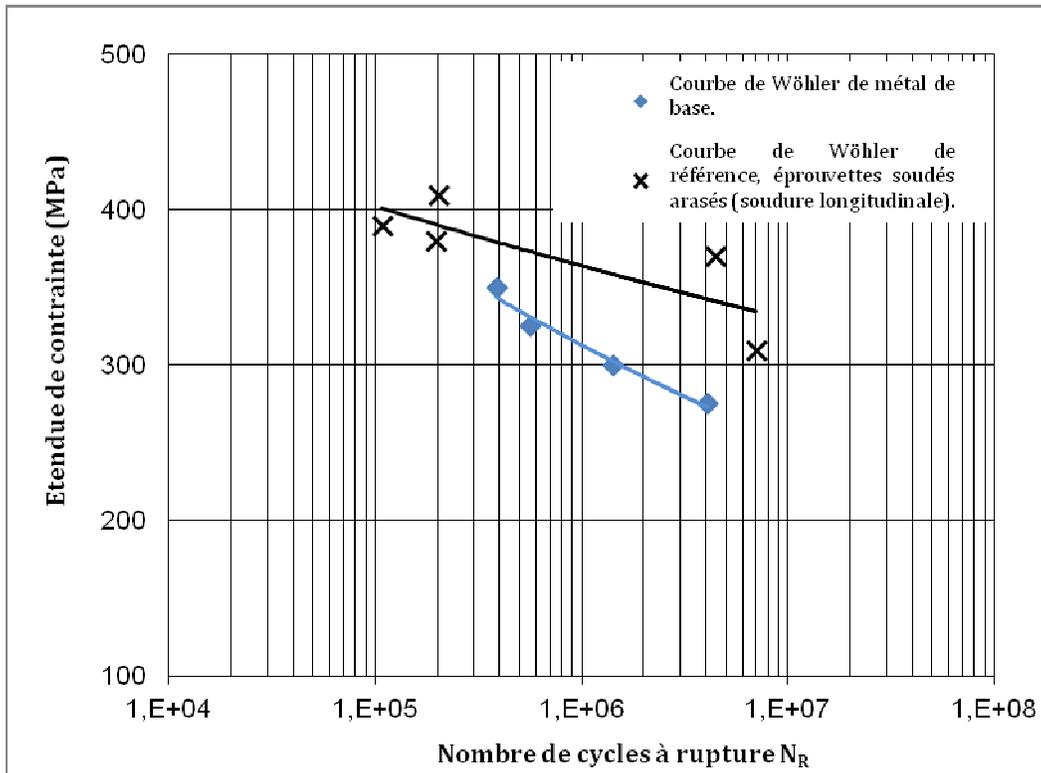


Figure 63 : Courbes expérimentales des éprouvettes de référence et de métal de base S355M.

La courbe de Wöhler de référence a été tracée, par les valeurs moyennes, Figure 63. Nous trouvons l'absence de dispersion importante, la soudure de ces éprouvettes est arasée, donc la plupart des défauts sont éliminés.

Un essai de fatigue, en traction uni-axial, a été réalisé sur 8 éprouvettes de métal de base, Figure 39, pour tracer la courbe de Wöhler, Figure 63. Nous observons que la tenue en fatigue des éprouvettes soudées est plus importante que celle de métal de base. Cela peut s'expliquer par l'augmentation de la limite d'élasticité et la résistance ultime dans le cas de joints soudés, Figure 43.

Un essai de fatigue oligocyclique a été réalisé afin d'introduire dans nos calculs par éléments finis la loi de comportement cyclique en traction de matériau.

2.5.3 Fatigue de traction oligocyclique

Lorsque le niveau de sollicitation macroscopique sur la structure dépasse la limite d'élasticité, nous introduisons des sollicitations alternées, dont l'amplitude est contrôlée par la déformation

imposée. Ce domaine de déformation plastique alternée, conduisant à des durées de vie de quelques centaines à quelques milliers de cycles, s'appelle la fatigue oligocyclique.

L'essai de fatigue oligocyclique en traction/compression, Figure 64, est réalisé à température ambiante. Il est piloté en déformation totale purement alternée imposée, contrôlée par un extensomètre, Figure 65. L'amplitude de déformation imposée varie entre (0.3% à 0.9%), à vitesse de déformation de 10^{-3} s^{-1} .

L'essai est réalisé sur une éprouvette soudée arasée, Figure 66. La géométrie d'éprouvette utilisée doit remplir les conditions suivantes :

- être suffisamment compacte pour éviter le risque de flambage en compression, et suffisamment élancée pour éviter une rupture au congé de raccordement,
- assurer une répartition uniforme des contraintes et des déformations sur toute sa partie utile,
- permettre aux moyens extensométriques une mesure de la déformation avec une bonne précision. La longueur de la partie utile de l'éprouvette doit être supérieure à la longueur de base de l'extensomètre. Toutefois, la longueur de cette partie utile ne doit pas être trop grande pour éviter une rupture en dehors de la base de mesure de l'extensomètre.



Figure 64 : Machine d'essai de fatigue plastique oligocyclique.

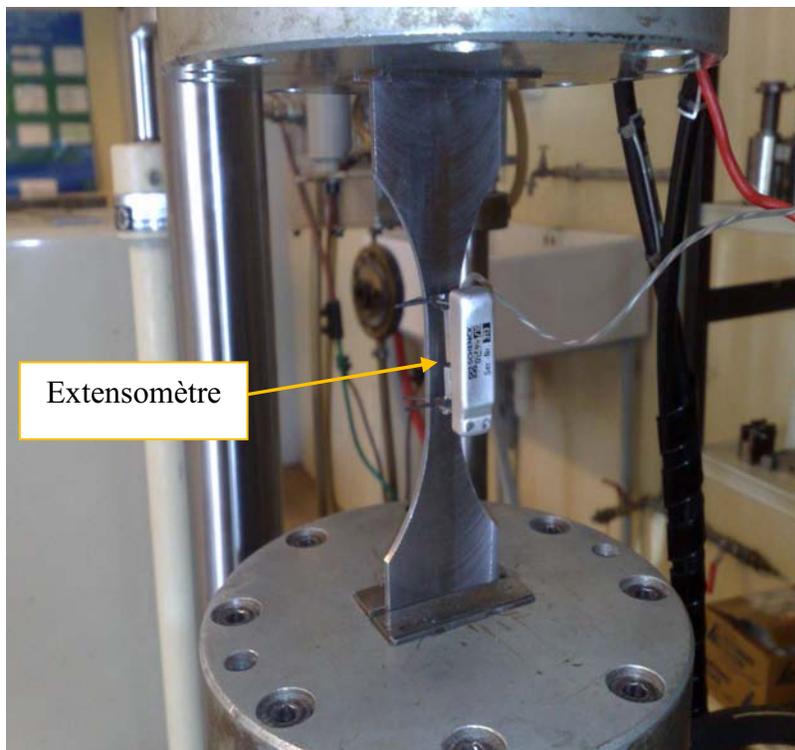


Figure 65 : Epreuve avec l'extensomètre.

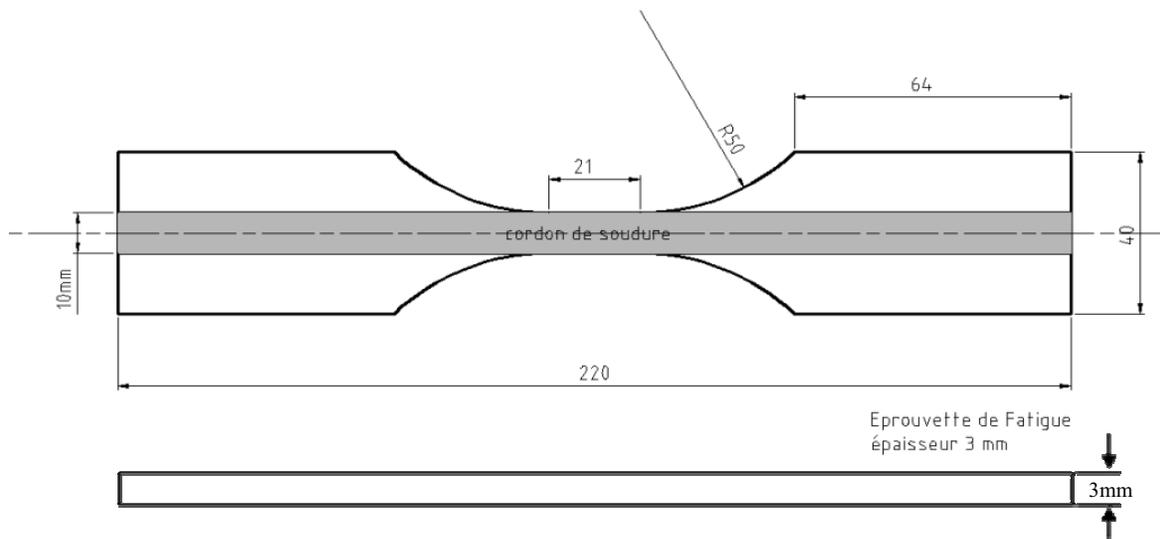


Figure 66 : schéma d'éprouvette d'essai de fatigue oligocyclique.

L'enregistrement, de l'effort ou de la contrainte σ en fonction de la déformation ε , donne des boucles d'hystérésis qui évoluent jusqu'à stabilisation, Figure 67. Lorsqu'il y a stabilisation, au bout d'un certain nombre de cycles, nous traçons la courbe de la contrainte stabilisée en fonction de la déformation stabilisée. La courbe ainsi obtenue, lieu des sommets des cycles stabilisés, est appelée courbe d'écrouissage cyclique (loi de comportement cyclique du matériau). Chaque point dans cette courbe représente le maximum du cycle d'hystérésis obtenu avec une éprouvette après stabilisation de la contrainte, Figure 68.

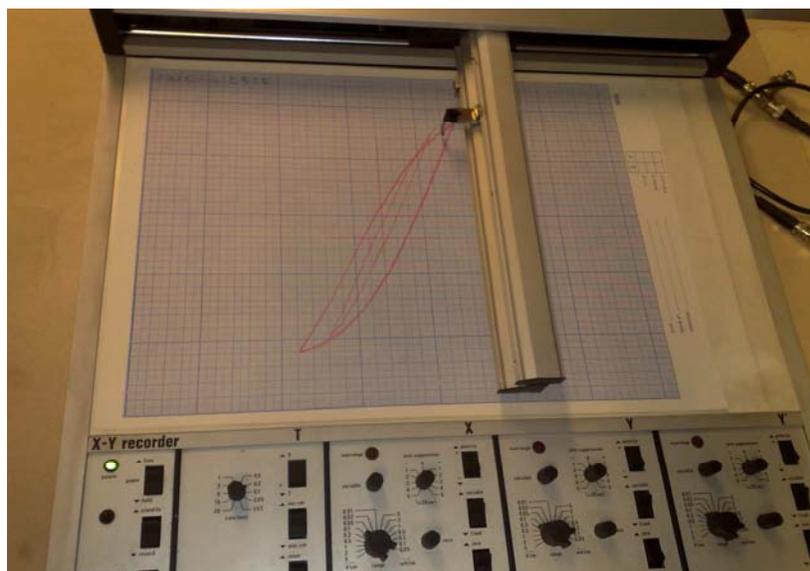


Figure 67 : exemple de boucle d'hystérésis.

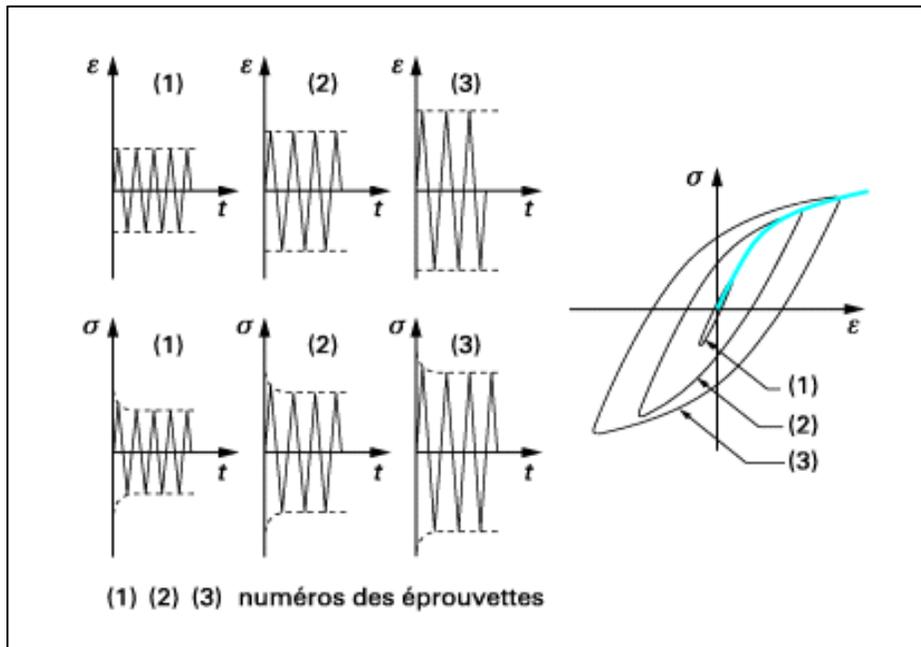


Figure 68 : Détermination de la courbe d'écroissage cyclique.

La loi de comportement cyclique, du matériau soudé, obtenue est présentée sur la Figure 69. Sur cette courbe de traction cyclique, il est intéressant de noter la limite d'élasticité (R_e) et le module de Young (E). Les caractéristiques mécaniques, cycliques et statiques du matériau soudé, sont rassemblées dans le Tableau IX

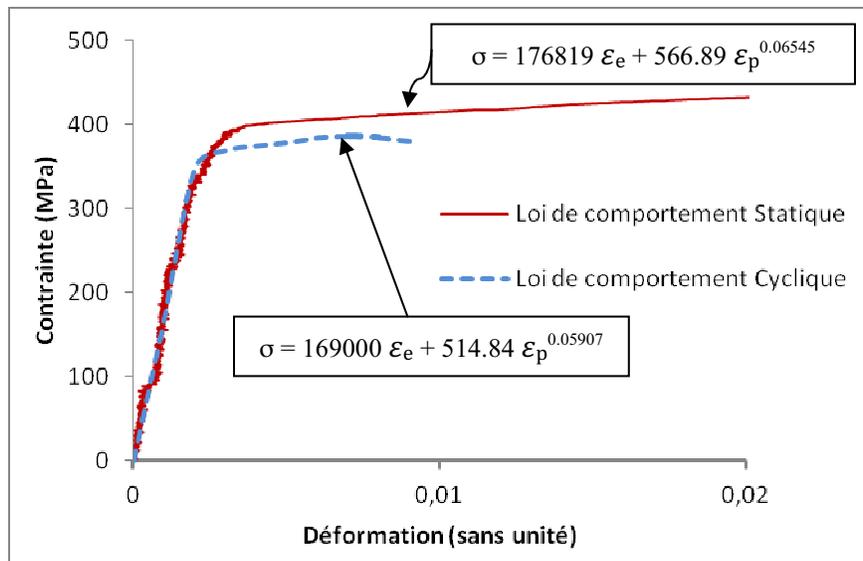


Figure 69 : Loi de comportement cyclique et statique du matériau soudé.

	Module de Young E (MPa)	Limite d'élasticité R _e (MPa)
Traction Cyclique	169000	340
Traction Statique	176819	390

Tableau IX : Caractéristiques cycliques et statiques du matériau soudé (éprouvette de référence).

Les résultats montrent un adoucissement cyclique du matériau en fatigue par rapport au cas statique. Ceci donne une bonne explication pourquoi la fatigue est la cause principale de la plupart de cas de rupture des structures, même si les contraintes appliquées sont moins importantes que la limite d'érouissage du matériau.

2.6 Conclusion

Dans ce chapitre, les caractéristiques mécaniques et la composition chimique de l'acier S355M, sont présentées selon la norme EN 10025-4.

Par des essais de traction statique, nous avons déterminé la loi de comportement statique du métal de base et de la soudure. Un durcissement dans la soudure par rapport au métal de base, est noté à cause de l'effet thermique du soudage sur les grains du métal. La microdureté a été étudié pour chaque zone de joint soudé (métal de base, zone affecté thermiquement ZAT et zone fondue ZF) et elle a confirmé que la zone fondue (la soudure) est plus dure que le métal de base.

Un essai de fatigue oligocyclique a été réalisé afin d'introduire dans nos calculs par éléments finis la loi de comportement cyclique en traction du matériau. Une comparaison, entre la loi de comportement cyclique et statique de joint soudé, montre un adoucissement dans le cas de fatigue. La cause, pour laquelle on considère la fatigue comme un facteur principale de nombreuses ruptures en service des structures soudées, même dans le cas où la charge appliquée, ne dépasse pas la limite d'élasticité statique du matériau.

Afin de valider la méthode volumétrique et prédire la durée de vie des joints soudés, nous avons besoin des courbes expérimentales en fatigue de la structure réelle et de l'éprouvette de référence. Donc un essai de fatigue en flexion 3 points a été réalisé sur les caissons soudés pour déterminer la courbe de Wöhler, et un autre essai de fatigue en traction, sur des éprouvettes soudés (éprouvettes des références), nous a donné la courbe de référence. En comparant les deux courbes, Figure 70, nous trouvons que les défauts de soudage, sur des structures réelles (où la soudure est brute), ont une grande importance sur la durée de vie comparée à des essais sur des éprouvettes de laboratoire, où la soudure est arasée.

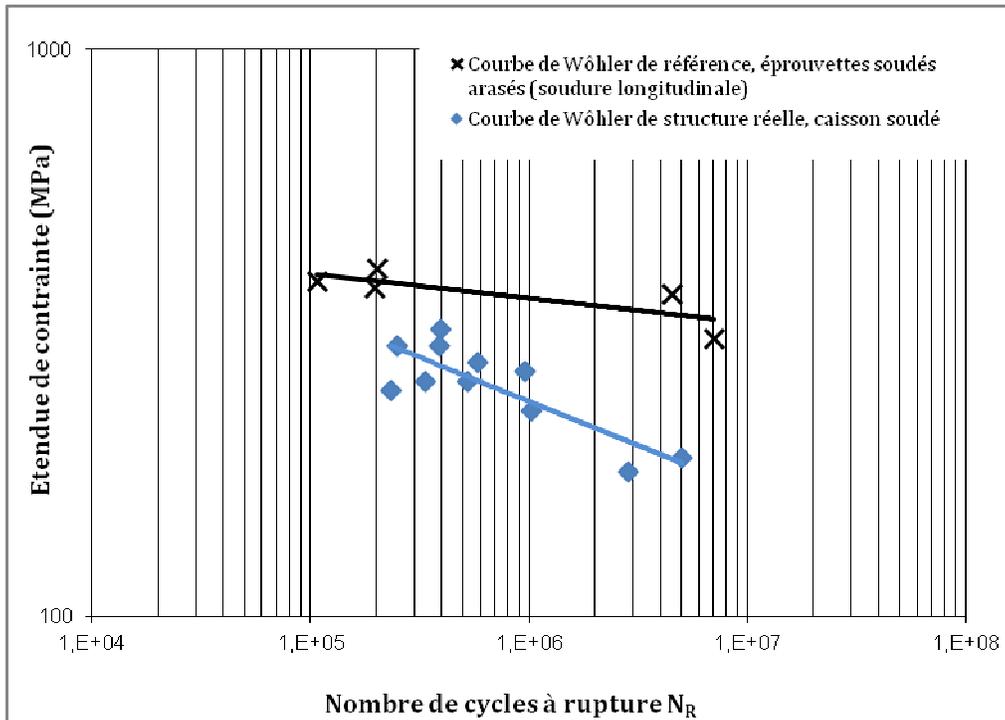


Figure 70 : Courbes expérimentales des éprouvettes de référence et des caissons soudés.

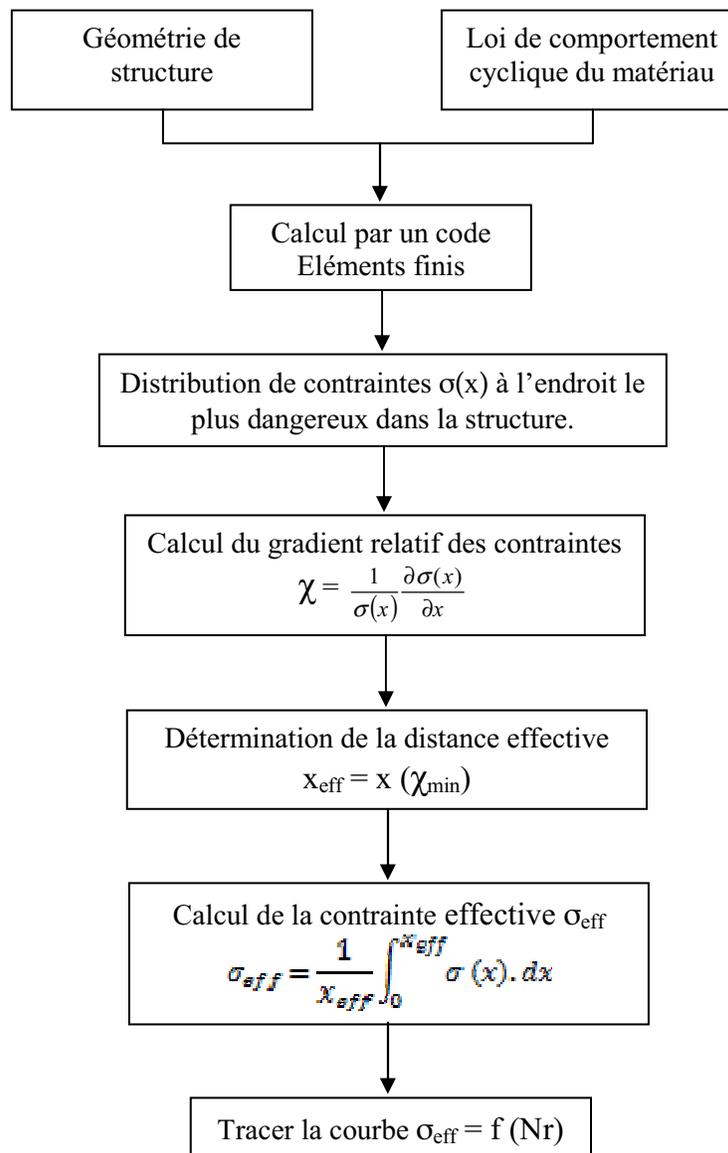
Nous avons montré dans ce chapitre, en observant la zone de la rupture des caissons testés par fatigue, en flexion 3 points, que l'initiation de la fissure est toujours dans la soudure, soit à la surface de cordon ou à la racine de la soudure. Dans chaque cas, nous avons remarqué un défaut de soudage. Un défaut externe représente une reprise de soudage ou un défaut interne représente un manque de fusion ou manque de pénétration.

Les deux types de défauts seront modélisés numériquement pour déterminer les champs de contraintes, en particulier la contrainte effective, et estimer la courbe expérimentale.

3 Modélisation Numérique

3.1 Introduction

Actuellement, les bureaux d'études disposent uniquement de l'Eurocode3 pour vérifier la résistance à la fatigue de leurs structures. Nous avons vu dans l'étude bibliographique que ce code était très pessimiste, et ne prenait pas en compte la nature constitutive du matériau. L'approche volumétrique, une nouvelle méthode en cours de développement, peut être appliquée aux joints soudés en les considérant comme des entailles (discontinuité dans le matériau). Dans l'organigramme suivant, nous découvrons la démarche de l'étude numérique, pour appliquer cette approche.



Après l'obtention de la courbe $\sigma_{\text{eff}} = f(N_r)$, nous la comparons avec la courbe de référence, obtenue par l'essai de fatigue en traction. Si les deux courbes sont assez proches, nous concluons que la méthode volumétrique est applicable pour ce type de structure soudée.

3.2 Présentation de ANSYS

Pour déterminer les distributions des contraintes, le logiciel ANSYS a été utilisé, à l'école des Mines de Douai. Ce code général de calcul est basé sur la méthode des Eléments Finis et conçu pour l'analyse des structures. Il permet de traiter des problèmes d'élasticité linéaire, et non linéaires (élastovisco-plastique), des problèmes dynamiques transitoires et stationnaires, des problèmes thermiques transitoires et stationnaires, des problèmes mécaniques du fluide et des problèmes acoustiques.

Pour effectuer un calcul, ce logiciel passe par trois stades :

➤ Stade I : définition de la géométrie du modèle.

1. Introduction des éléments convenables pour le type d'analyse considéré.
2. Définition des données caractérisant le modèle :
 - ✓ Coefficients des matériaux utilisés pour le modèle,
 - ✓ Construction de la géométrie dans les cas bidimensionnel et tridimensionnel (surfaces, volumes et combinaison des surfaces et volumes),
 - ✓ Maillages du modèle considéré,
 - ✓ Vérification des tailles de maillages obtenues.

➤ Stade II : solution du problème défini.

1. Application des conditions aux limites,
2. Application des chargements,
3. Arrangement des types d'analyse,
4. Vérification complète du modèle avant la solution,
5. Solution du problème
 - ✓ Assemblage des matrices de rigidité et de masse de la structure complète,
 - ✓ Application des conditions aux limites,

- ✓ Application des chargements externes,
- ✓ Résolution du système d'équations linéaires d'équilibre ou des systèmes non linéaires.

➤ Stade III : analyse et post-traitement des résultats qui peuvent être, soient des quantités locales tels les déplacements, les contraintes, les déformations, soient des quantités globales, telle l'énergie de déformation.

L'analyse des Eléments Finis, par ANSYS, peut être réalisée par trois méthodes [52] [53]:

1. Interactive (Graphical User Interface)
2. Programmation par le fichier d'analyse
3. Mixage des deux méthodes mentionnées

Dans la méthode interactive ou GUI, les données peuvent être entrées par les fenêtres préparées par ce logiciel Eléments Finis. Ces fenêtres sont plus simples pour les petits calculs, non adaptées pour les calculs compliqués et répétitifs, Figure 71.

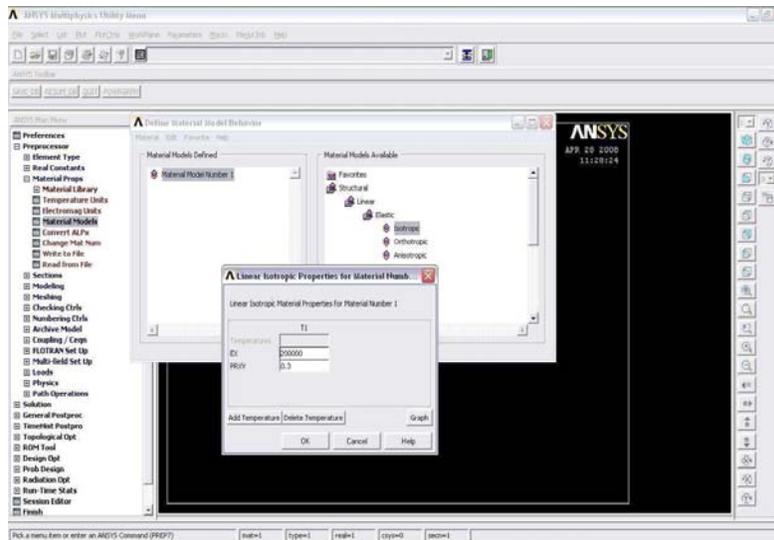


Figure 71 : Utilisation du logiciel d'Eléments Finis par GUI.

Dans la méthode de la programmation pour le fichier d'entrée, les paramètres du comportement des matériaux, la géométrie et la résolution sont facilement contrôlés par la méthode de programmation. Un autre avantage de cette application est la mise en évidence, dans les calculs

compliqués, qui se font en plusieurs pas, de la technique « sub-modeling » ou « super élément » et le calcul de la mécanique linéaire de la rupture.

Le Mixage des deux méthodes mentionnées (GUI et Programmation) est généralement plus efficace dans les calculs par Eléments Finis.

3.3 Modélisation du caisson soudé

Une modélisation numérique du caisson soudé, utilisé dans l'essai de fatigue en flexion 3 points, a été réalisée sur ANSYS. Les géométries de ce caisson sont déjà présentées sur la Figure 50.

Pour des raisons de simplicité et de capacités de calcul, nous avons modélisé, en 3D, la moitié du caisson, en tenant compte de la symétrie, Figure 72. Après avoir bloqué le niveau des appuis, une charge a été appliquée au milieu du caisson.

L'élément choisi pour le maillage est « solid45 », car cet élément est utilisé pour la modélisation 3D des structures solides et donne de bons résultats dans le domaine élasto-plastique. L'élément est défini par huit nœuds ayant trois degrés de liberté à chaque nœud ; translations dans la direction x, y et z.

La loi de comportement cyclique du matériau, Figure 69, obtenue par essai de traction, dans le domaine de la fatigue oligocyclique, a été utilisée.

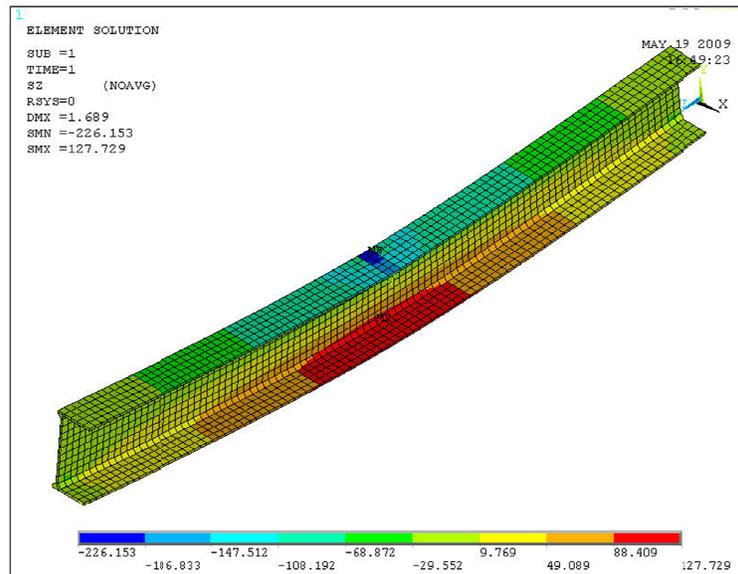


Figure 72 : Modélisation numérique d'un demi-caisson soudé en flexion 3 points.

3.3.1 Conditions aux limites

Les conditions imposées aux géométries du caisson modélisé sont :

- 1- Blocage du déplacement de la ligne inférieure, d'une extrémité, suivant l'axe de \vec{Y} et \vec{Z} ,
- 2- Blocage du déplacement de la ligne inférieure, de l'autre extrémité, suivant l'axe de \vec{Y} ,
- 3- Blocage du déplacement d'un point de chaque extrémité suivant l'axe de \vec{X} ,
- 4- Condition de symétrie sur la section longitudinale (moitié du caisson), par rapport au plan (\vec{Y}, \vec{Z}) , Figure 73.

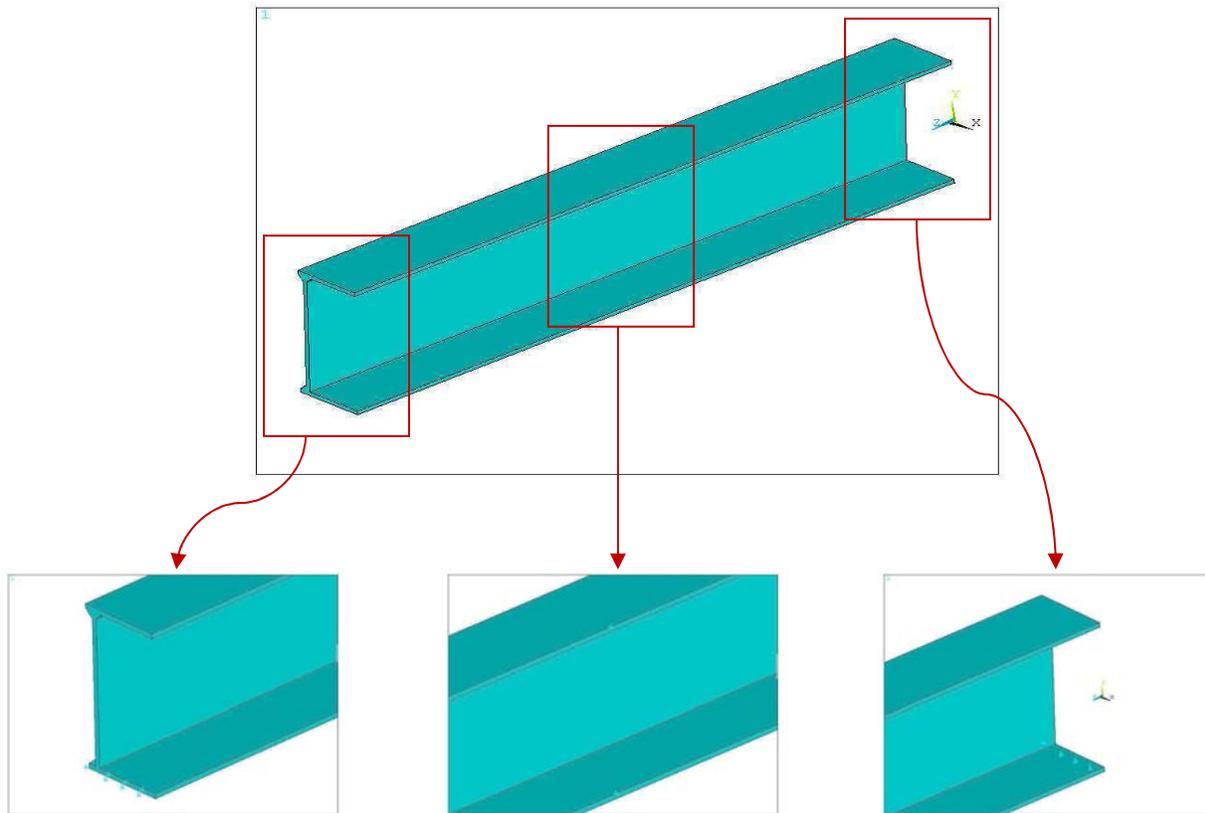


Figure 73 : Condition aux limites sur le caisson modélisé

3.3.2 Application de la charge

Dans ce type de structure en 3D, ainsi qu'au caisson soudé, on ne peut pas appliquer la charge comme une force directe sur les éléments ni sur les nœuds, car ceci déformera la structure d'une manière très grave, à l'endroit de l'application. Les résultats (contraintes, déformations ...etc.) seront loin des résultats réelles, calculés par la résistance des matériaux, Figure 74.

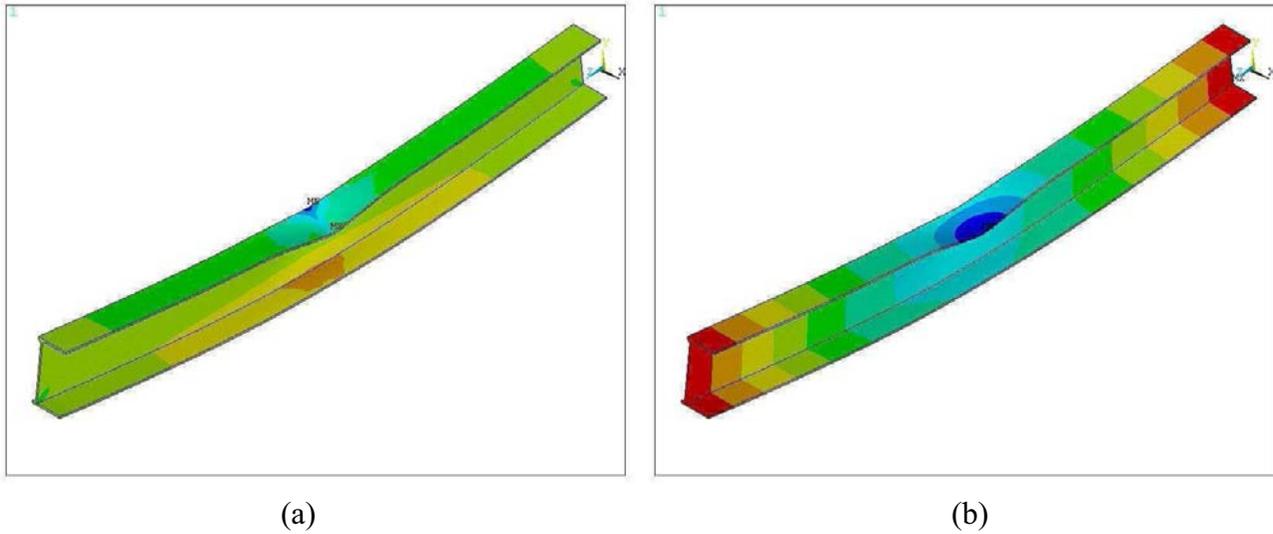


Figure 74 : Déformation grave à cause de l'application directe de la charge.
 (a) Distribution de contrainte suivant l'axe Z - (b) Déplacement suivant Y

Pour cela, nous avons choisi d'appliquer la charge comme un déplacement d'un demi-cylindre, en contact avec la surface supérieur du caisson, Figure 75, et nous avons mis des éléments de contact (contact52) entre les nœuds des deux objets.

Les résultats obtenus correspondent à ceux-ci de la résistance des matériaux, où la contrainte maximale se trouve au milieu du caisson et dans le point le plus loin de l'axe neutre, Figure 72.

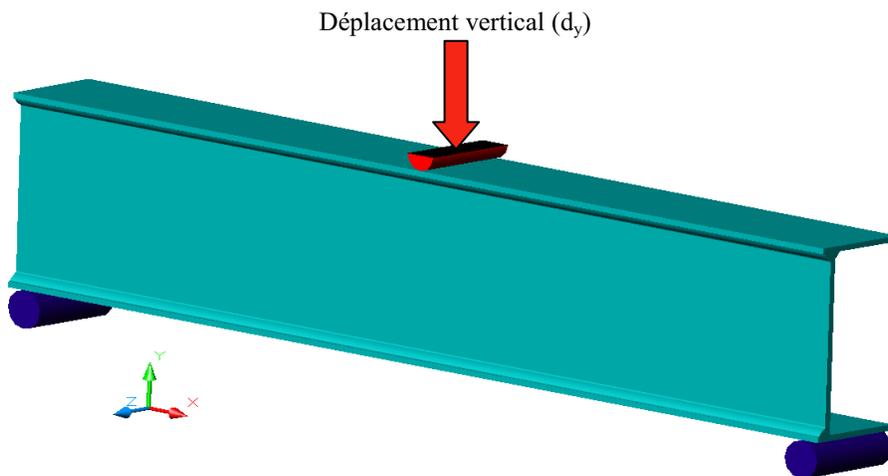


Figure 75 : Application de la charge en forme de déplacement d'un demi-cylindre.

3.3.3 Géométrie du cordon de soudure

La plupart des études numériques [54] [55] réalisées sur les joints soudés en T étaient en 2D, et la section du cordon de soudure a été présentée comme un triangle, Figure 76.

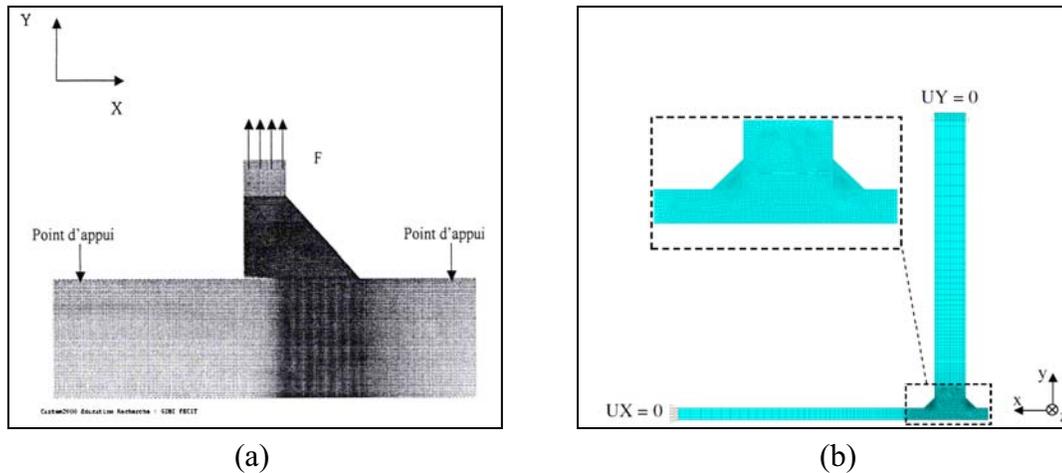


Figure 76 : Exemples d'études sur le joint soudé en T ; (a) étude d'un joint soudé asymétrique [53] - (b) étude d'u joint soudé symétrique [54].

Pour être plus proche de la réalité, nous avons déterminé la géométrie du cordon de la soudure à partir des géométries réelles des caissons fabriqués.

Plusieurs photos de cordons réels ont été prises, Figure 77. Le rayon au pied de cordon a été calculé comme une moyenne de plusieurs valeurs mesurées, Figure 78.

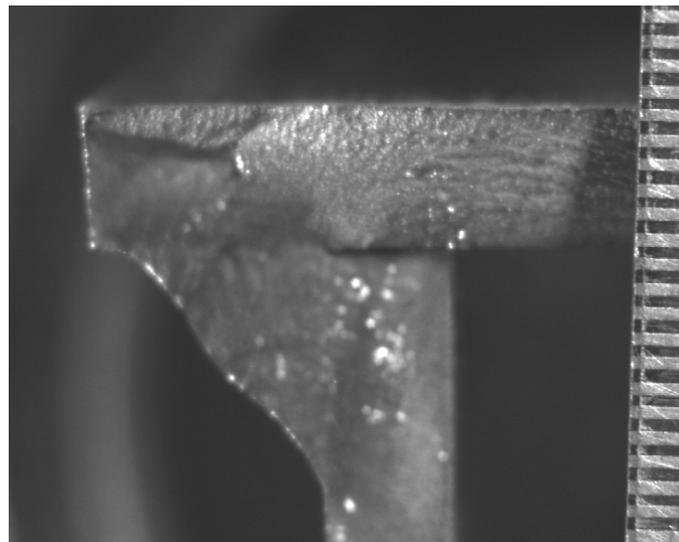


Figure 77 : photo du codon de soudure, éprouvette 4.

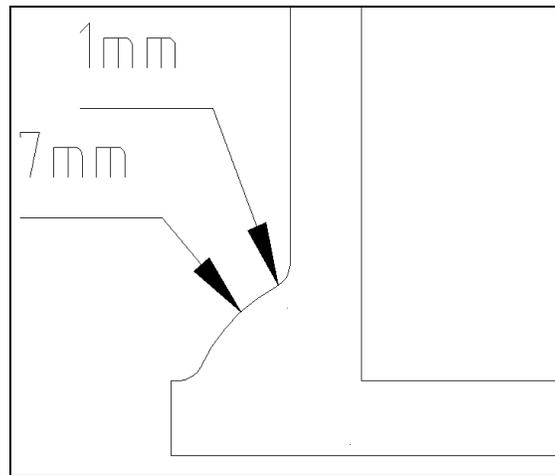


Figure 78 : Géométrie moyenne du cordon de soudure.

3.4 Analyse de la distribution des contraintes

L'objectif de cette modélisation numérique du caisson est d'analyser la distribution des contraintes dans la zone la plus dangereuse. Cette analyse détermine la contrainte effective (Contrainte moyenne dans le volume plastifié).

Nous avons commencé par l'étude la plus simple, en prenant le modèle d'un caisson parfait sans défauts.

3.4.1 Cas d'un caisson parfait (sans défauts)

L'analyse de l'état de contraintes d'un caisson parfait, où le cordon de la soudure modélisé parfaitement, sans aucun défaut, nous donne des résultats loin de la réalité. Car nous savons déjà que l'initiation de la rupture, dans un joint soudé en fatigue, est toujours dans la soudure. Cette idée a été confirmée dans notre étude expérimentale.

La distribution des contraintes, dans ce cas, montre que la contrainte maximale se trouve dans la tôle même (le point le plus loin de l'axe neutre) et non dans le cordon de la soudure, Figure 79.

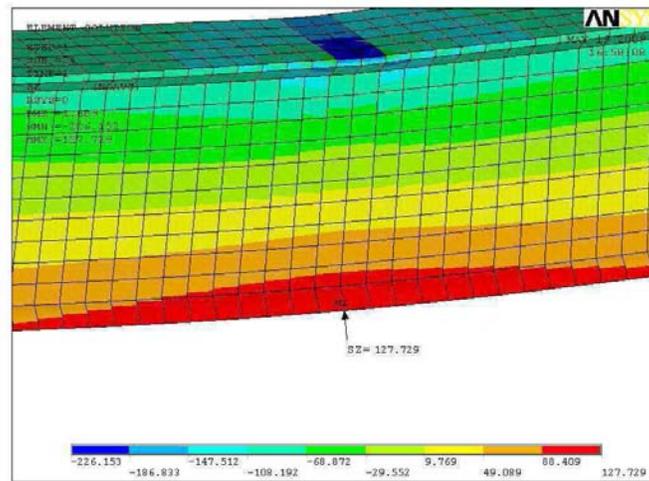


Figure 79 : Distribution de contrainte dans le caisson sans défauts

Cette analyse a été réalisée pour plusieurs géométries de cordon de soudure, mais nous n'avons pas obtenu de résultats convaincants. Cela signifie que la géométrie du cordon ne joue pas un rôle important dans la distribution des contraintes du caisson sollicité en flexion 3 points.

3.4.2 Cas d'un caisson avec défaut

Pour modéliser alors un caisson dans le cas réel, nous avons pris en compte deux types de défauts, observés pendant l'étude expérimentale, et qui provoquent la rupture dans les caissons testés, le défaut à la racine du cordon de soudure et le défaut à la surface du cordon, Figure 57 Figure 58.

3.4.2.1 Défaut à la racine de cordon de soudure

Ce type de défaut est dû à un manque de pénétration ou un manque de fusion pendant le soudage, et survient si le courant de soudage est trop faible ou si la vitesse est trop grande.

Géométriquement, ce manque de pénétration représente, un quart de sphère trouvé à la racine de cordon de soudure, avec un rayon moyen de 0.1 mm, Figure 80.

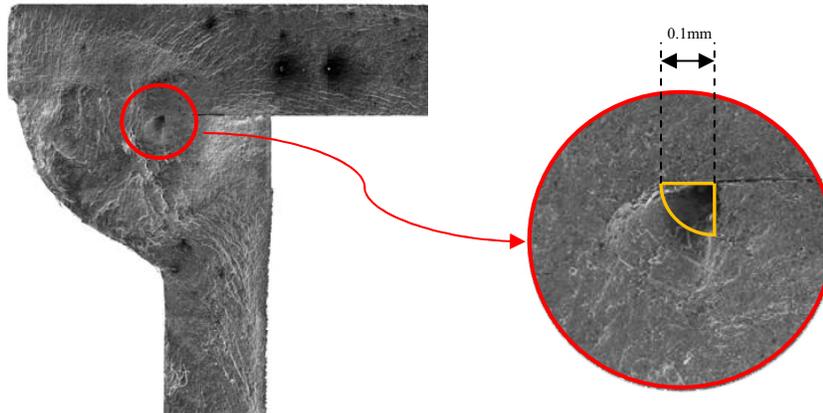


Figure 80 : Géométrie du défaut à la racine du cordon de soudure.

Un défaut, avec la même géométrie, a été modélisé numériquement, dans le caisson. Pour plusieurs charges appliquées, nous avons trouvé que la contrainte maximale se trouve toujours au bord de ce défaut, Figure 81.

La distribution des contraintes a été déterminée pour chaque charge afin de calculer la contrainte effective, et ensuite tracer la courbe effective correspond à ce défaut.

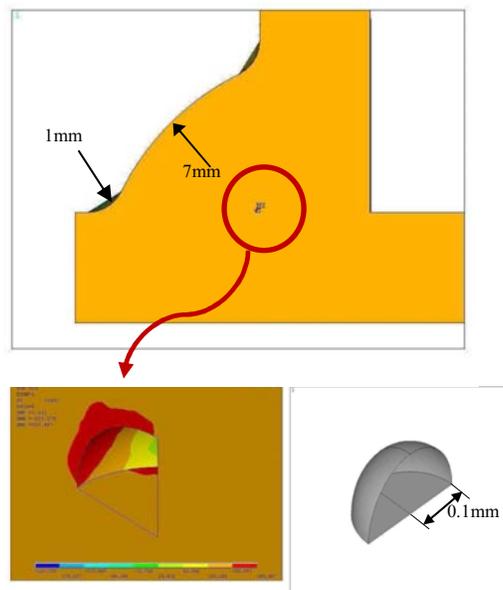


Figure 81 : Modélisation numérique de défaut à la racine de cordon de soudure.

En observant l'état des contraintes, ainsi que les contraintes de cisaillement XY, YZ et XZ, Figure 82-(a, b, c), et la contrainte normale (contrainte d'ouverture) suivant l'axe Z, Figure 82-(d), nous trouvons que le cisaillement peut être négligeable par rapport à la contrainte normale, la valeur maximale de la contrainte de cisaillement ne dépasse pas 20% de la contrainte normale

[56], en plus, les valeurs maximales ne se trouvent pas dans le même point du défaut. Pour cela, nous avons utilisé la distribution de la contrainte normale, Figure 83, pour calculer la contrainte effective à la proximité du défaut.

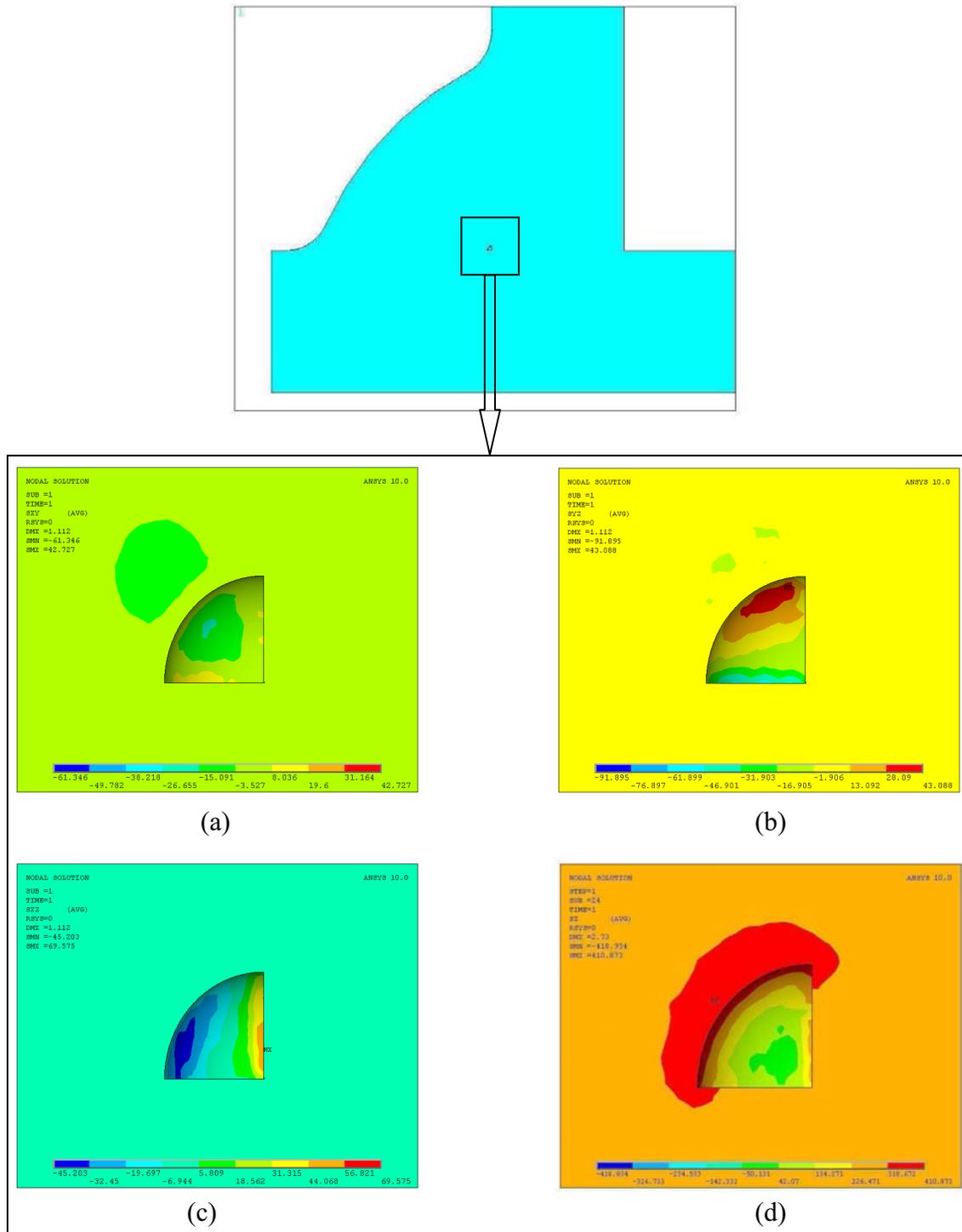


Figure 82 : Distribution des contraintes au défaut à la racine de la soudure.
 (a) contrainte de cisaillement XY, (b) contrainte de cisaillement YZ,
 (c) contrainte de cisaillement XZ, (d) contrainte normale Z.

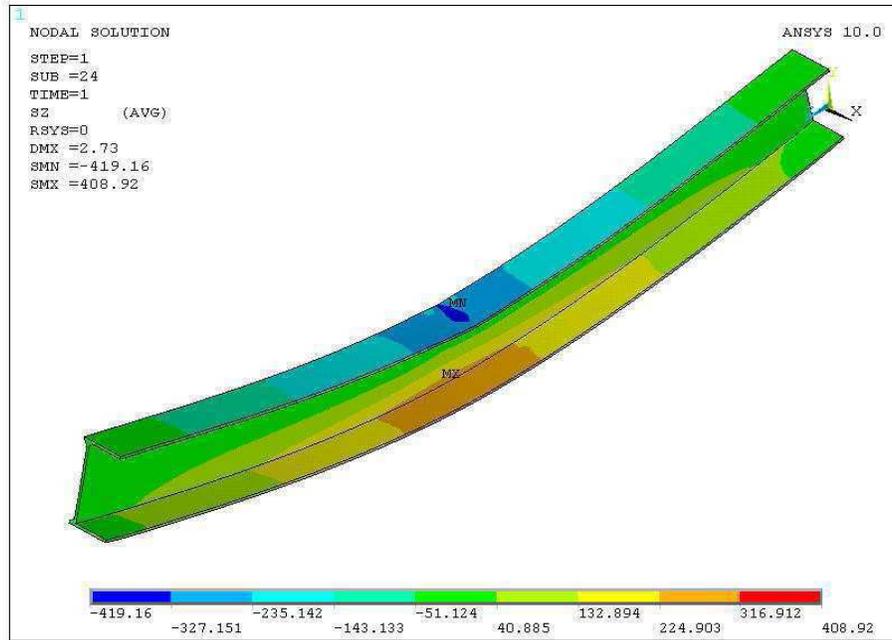


Figure 83 : Distribution de contraintes normale dans le caisson chargé

Pour étudier l'influence de la géométrie de ce défaut sur la distribution des contraintes, nous avons pris trois rayons de la sphère (0,05mm - 0,1mm - 0,5mm), et nous avons tracé la courbe effective pour chaque rayon, Figure 84.

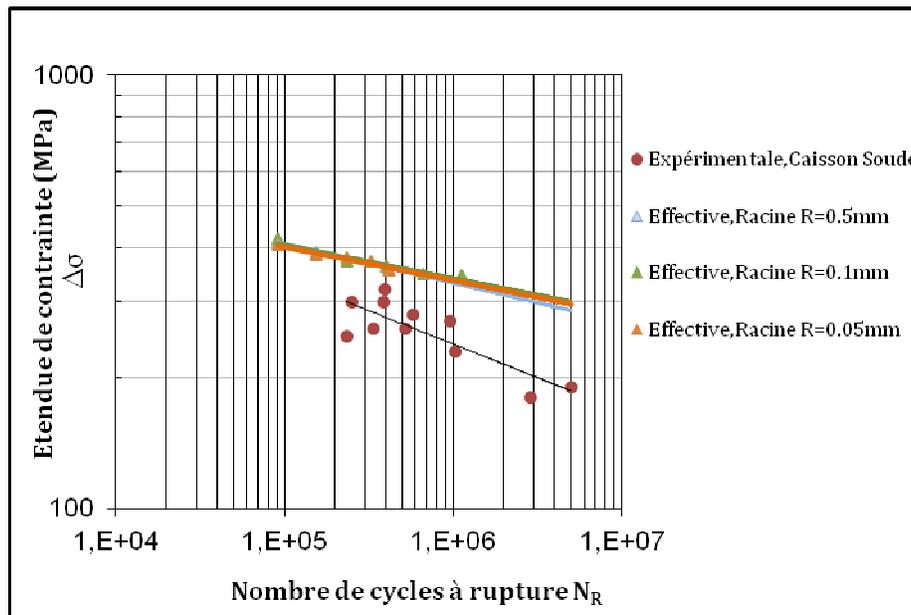


Figure 84 : Courbe expérimentale et Courbes effectives de caisson, avec un défaut à la racine du cordon de soudure.

D'après nos résultats, nous constatons que l'influence de la géométrie de ce défaut est presque négligeable, et que la courbe effective calculée est au-dessus de la courbe expérimentale, la méthode volumétrique est une méthode locale et la contrainte effective est la contrainte moyenne dans la zone plastifiée, au bord du défaut. Par contre la courbe expérimentale représente la contrainte globale appliquée sur le caisson entier.

3.4.2.2 Défaut à la surface de cordon de la soudure

Le deuxième défaut, rencontré expérimentalement dans les caissons soudés, est un défaut superficiel. L'existence de ce défaut, à la surface de cordon, est due à la reprise de la soudure, Figure 85.



Figure 85 : Défaut à la surface de cordon de la soudure

En fait, ce défaut extérieur a provoqué la rupture des caissons testés, deux fois plus que le défaut intérieur (à la racine de cordon de la soudure), et deux tiers des éprouvettes ont été rompues à cause du défaut superficiel.

Par contre, nous pouvons dire que, dans la réalité, ce défaut extérieur est moins important qu'un défaut intérieur, car observable par un examen visuel, et facile à éliminer par meulage de cordon de la soudure.

Nous avons modélisé ce défaut numériquement, en utilisant la géométrie moyenne mesurée sur plusieurs éprouvettes, Figure 86.

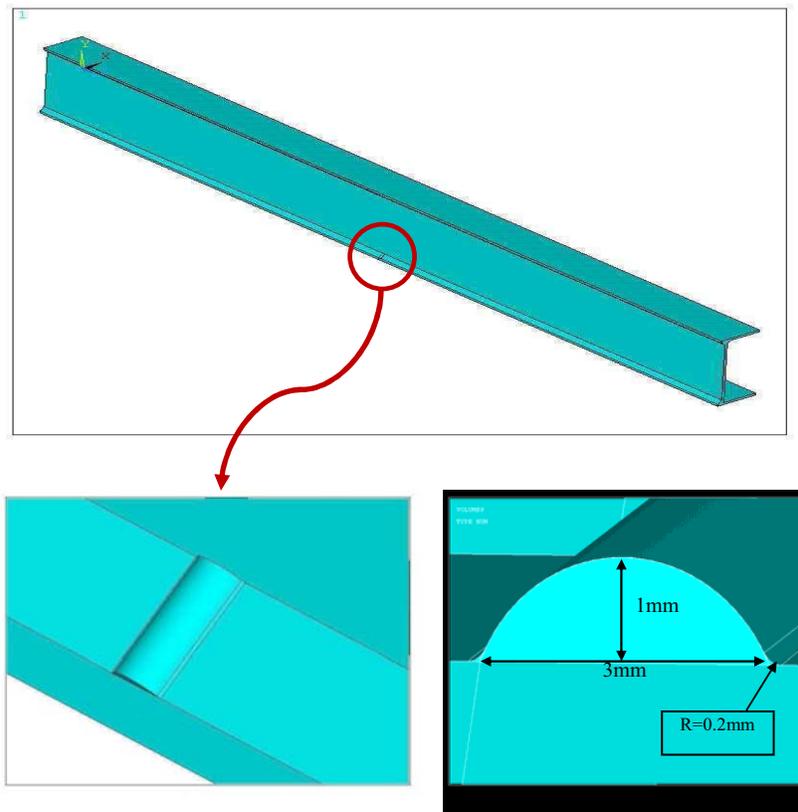


Figure 86 : Modélisation numérique de défaut à la surface de cordon de soudure.

En analysant l'état des contraintes dans la zone du défaut, ainsi que les contraintes de cisaillement XY, YZ, XZ et la contrainte normale suivant l'axe Z, Figure 87, nous trouvons aussi que la contrainte normale est beaucoup plus importante que le cisaillement.

Pour cela nous avons choisi la distribution de la contrainte normale pour calculer la contrainte effective.

Après la détermination de la contrainte effective pour chaque charge appliquée, nous avons tracé la courbe effective correspondant au défaut superficiel, Figure 88

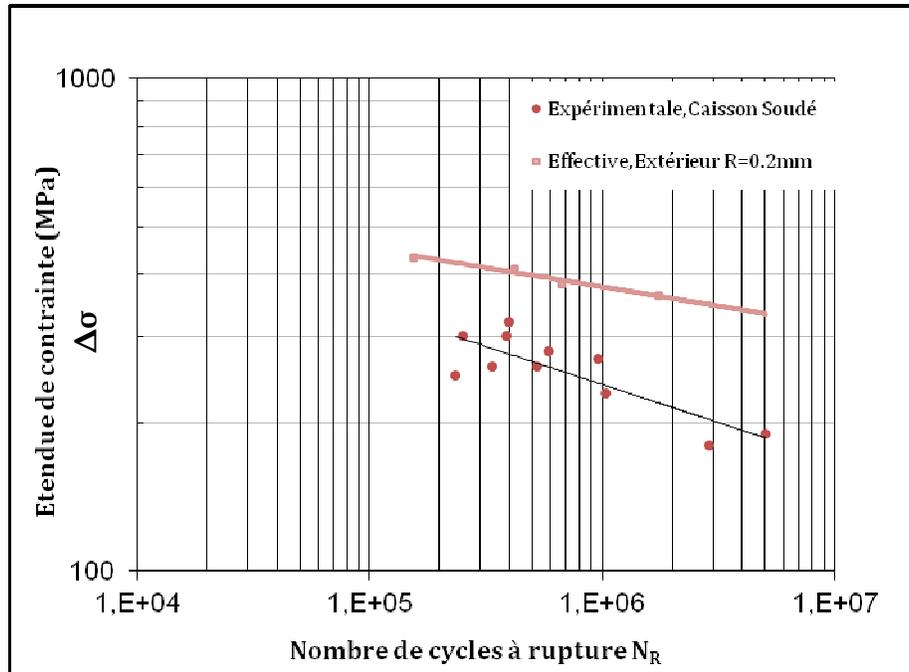


Figure 88 : Courbe expérimentale et Courbe effective de caisson avec un défaut à la surface de cordon de soudure.

Nous trouvons aussi que les contraintes effectives locales sont plus élevées que les contraintes expérimentales globales.

4 Résultats et discussion générale

Suite à l'étude expérimentale sur les éprouvettes de références et les caissons soudés, et l'étude numérique sur le caisson avec deux types de défauts, sphérique et surfacique, nous présentons les résultats obtenus sur la Figure 89.

Nous avons déjà vu que l'influence de la géométrie du défaut à la racine de soudure peut être négligeable, pour cela nous avons présenté une seule courbe effective, au lieu des trois courbes calculées pour les trois géométries différentes.

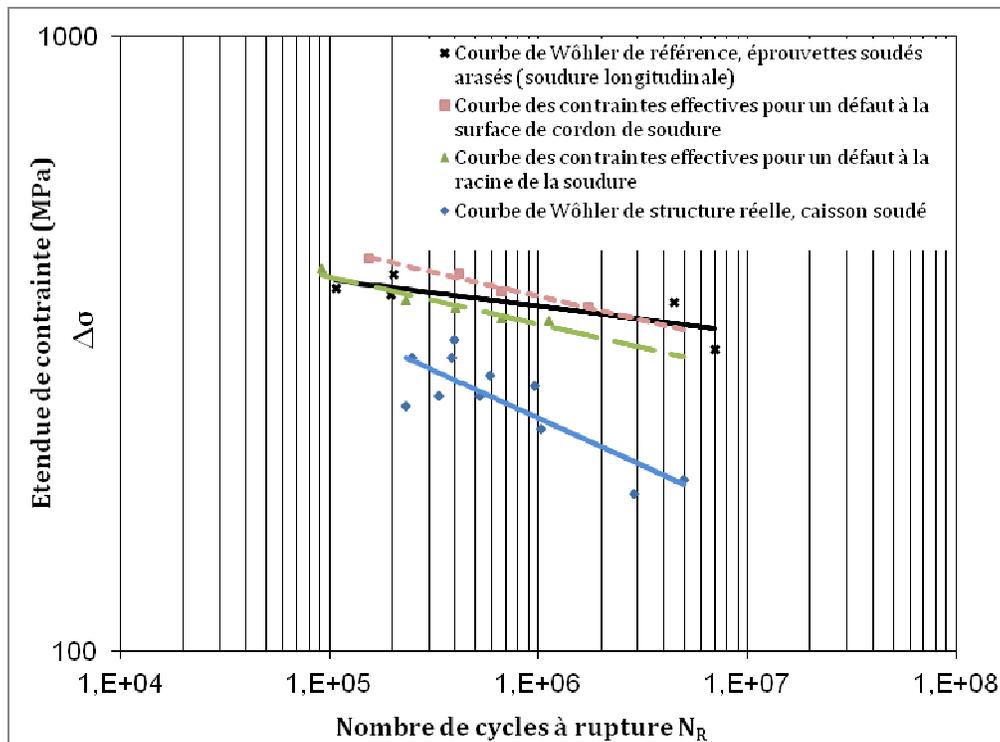


Figure 89 : Courbe de référence, Courbe de structure réelle et courbe de contraintes effectives dans les caissons soudés.

A partir des résultats précédents, Figure 89, pour des caissons soudés, nous remarquons une bonne concordance entre la courbe de référence, obtenue par des éprouvettes soudées arasées (soudure longitudinale) et la courbe des contraintes effectives, calculées par une étude numérique sur la structure réelle (caisson soudé), avec deux types des défauts. Cette étude prend en compte les caractéristiques cycliques du matériau.

Cette concordance confirme que l'approche volumétrique est applicable pour ce type d'assemblage soudé (caissons soudés) afin de prédire sa durée de vie.

Les courbes de référence et celle de l'approche volumétrique ne se superposent pas exactement mais restent assez proches l'une de l'autre. Ceci est certainement dû à la finesse du maillage, dans notre modèle numérique, aux défauts engendrés par le soudage et aussi à la présence des contraintes résiduelles.

Grace à cette concordance, nous pouvons utiliser cette méthode volumétrique pour déterminer la courbe expérimentale du caisson soudé, sous sollicitation de fatigue en flexion 3 points, à partir de la courbe de fatigue des éprouvettes de références (éprouvettes simples avec une soudure arasée), en appliquant la démarche suivante, Figure 90 :

- Détermination de la courbe de Wöhler de référence, pour des éprouvettes soudées arasées, en utilisant le même matériau et en respectant le mode de chargement de la structure réelle. Dans notre cas, le caisson est sollicité en flexion, ainsi le cordon de soudure inférieur est soumis à la traction suivant son axe. C'est pour cette raison que nous avons tracé la courbe de référence des éprouvettes soudées en traction, avec le cordon de soudure parallèle à la charge.
- Modélisation numérique de la structure réelle, soumise à une contrainte globale σ_g afin de calculer la contrainte effective σ_{eff} , dans la zone plastifiée. Dans cette étude, nous prenons en compte les caractéristiques cycliques du matériau.
- Projection de σ_{eff} sur la courbe de référence, pour obtenir le point A.
- L'intersection de la projection du point A sur l'axe comportant la durée de vie et la projection de la contrainte globale donne un point de la courbe expérimentale (point B).

En répétant l'opération sur plusieurs chargements, nous déterminons la totalité de la courbe.

Nous pouvons aussi projeter le point A, directement, sur l'axe comportant la durée de vie pour déterminer le nombre de cycle à rupture du caisson étudié, Figure 91.

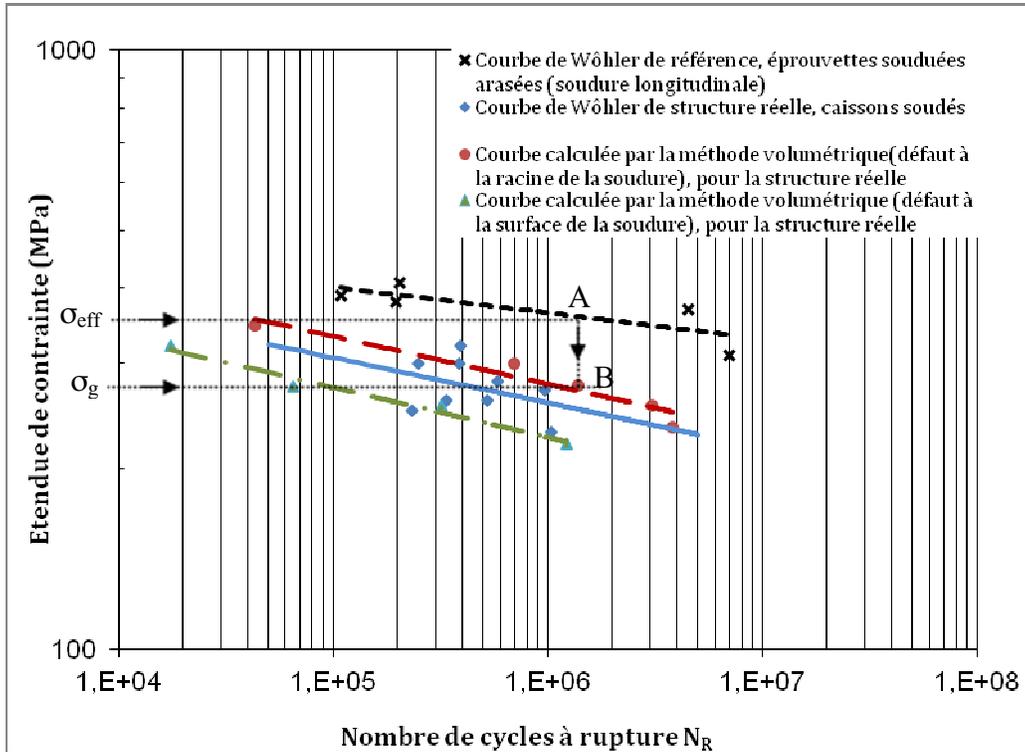


Figure 90 : Courbe calculée pour des caissons soudés en flexion 3 points

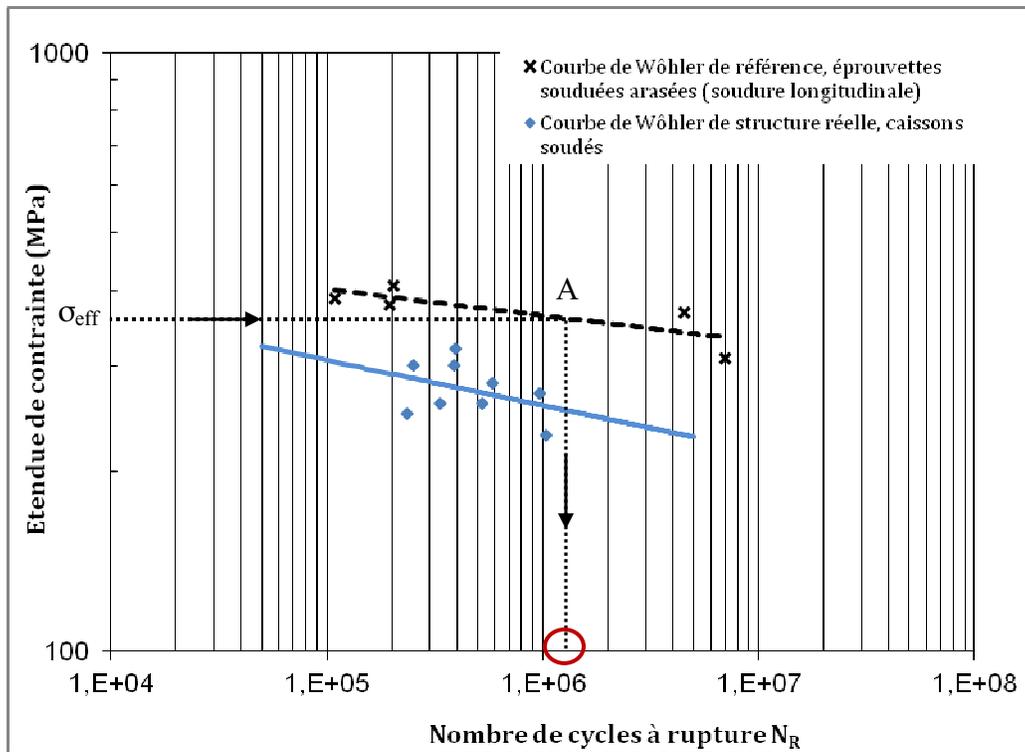


Figure 91 : Prédiction de la durée de vie de caisson soudé, à partir de la courbe de référence.

Nous remarquons que la courbe calculé est assez proche de la courbe expérimentale quelque soit le défaut considéré dans la structure réelle (caisson soudé), la contrainte effective calculée n'est pas la contrainte maximale, mais une contrainte moyenne dans le volume plastifié.

Nous constatons aussi que la courbe calculée dans le cas d'un défaut à la racine de la soudure est plus proche de la courbe expérimentale que la courbe calculée avec un défaut superficiel.

Dans le cas d'un soudage automatique, où le cordon de la soudure est presque parfait, nous pouvons modéliser un défaut virtuel à la racine du cordon pour déterminer la contrainte effective, et tracé ensuite la courbe expérimentale, en appliquant notre méthode, Figure 90.

5 Conclusion générale et perspective

Nous avons évoqué, dans cette étude, les problèmes rencontrés en service des caissons soudés à savoir :

- Les défauts dans la soudure,
- La géométrie des défauts,
- Les contraintes engendrées par la présence de ces défauts.

Sur le plan international, il existe bien des méthodes normalisées pour dimensionner des joints soudés et la prédiction de leurs durées de vie en fatigue. Ces méthodes traditionnelles ne prennent pas en compte le comportement élastoplastique du matériau, notamment la relaxation des contraintes en fond d'entaille.

Nous avons scindé ce travail en deux parties principales :

A – Les essais expérimentaux, où nous avons déterminé :

- La loi de comportement statique du métal de base et de la soudure. Un durcissement, dans la soudure par rapport au métal de base, est noté à cause de l'effet thermique du soudage sur les grains du matériau.
- La loi de comportement cyclique du matériau soudé. Les résultats montrent un adoucissement cyclique du matériau en fatigue par rapport au cas statique.
- Les courbes de Wöhler des caissons soudés et des éprouvettes de référence.
- La microdureté, dans chaque zone de joint soudé. Elle confirme que la zone fondue est plus dure que le métal de base. Ceci est dû à l'effet de la transformation thermique dans l'acier après soudage.
- Les observations micrographiques montrant que la taille des grains dans la zone fondue est plus petite que celle dans le métal de base.

B – La modélisation numérique

Nous avons privilégié l'utilisation de la méthode volumétrique pour déterminer la contrainte moyenne dans la zone plastifiée, à proximité du défaut de soudure. Cette méthode est basée sur les hypothèses suivantes :

- L'endommagement dans la zone plastifiée au voisinage du fond d'entaille dépend simultanément de la distribution des contraintes élastoplastiques et du gradient de contrainte.
- Le phénomène de fatigue nécessite un certain volume physique dans lequel règne une contrainte moyenne dite contrainte effective.

Afin de valider cette méthode, nous avons déterminé :

- La tenue en fatigue du caisson, en présence d'une soudure brute, en flexion 3-points, et d'une éprouvette de référence, avec une soudure arasée (sans défaut).
- Deux types de défauts engendrés dans la soudure des caissons, un défaut sphérique à la racine de la soudure et un défaut cylindrique à la surface de cordon de la soudure. Ces défauts ont été observés dans la zone de la rupture des caissons.

Nous avons aussi utilisé cette méthode pour déterminer la tenue en fatigue du caisson soudé, en flexion 3 points, à partir d'un calcul simple par éléments finis.

Cette modélisation numérique des deux types de défauts, rencontrés dans la zone de la rupture, nous a permis de déterminer la contrainte effective du caisson soudé en flexion 3-points. La connaissance de l'amplitude de cette contrainte effective, par le calcul numérique, estime la durée de vie de l'éprouvette soudée, en ramenant cette amplitude de contrainte à la courbe de référence.

Les comparaisons des résultats issus du calcul numérique et de l'expérimentation montrent que l'approche volumétrique caractérise correctement la rupture par fatigue et donne une bonne estimation de la durée de vie.

En résumé, cette méthode semble prometteuse, comme le montre l'étude sur les joints soudés de type caisson. Notre but est de mettre en place une démarche conceptuelle qui favorise la nature du matériau et la géométrie du cordon de soudure, dans un dimensionnement en fatigue des joints soudés. Cette méthode est non exagérément conservatoire et permet aussi d'éviter des essais de fatigue fastidieux et coûteux à la conception d'un produit. Par cette démarche, les bureaux d'Etudes seront capables de déterminer la tenue en fatigue des assemblages soudés à partir d'un calcul simple par éléments finis.

Pour appliquer cette approche, il faut :

- Une courbe de référence en fatigue pour des éprouvettes soudées arasées,
- Un calcul élastoplastique par la méthode des éléments finis, dans lequel nous introduisons la loi de comportement cyclique du matériau. A partir de ce calcul, on détermine l'amplitude de la contrainte effective, dans la zone plastifiée. Enfin, la projection de cette amplitude sur la courbe de référence nous donne le nombre de cycles à rupture de la structure étudiée.

Perspectives

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés aux géométries du cordon de soudure, ainsi qu'à la géométrie des défauts. Pour avoir des résultats plus précis, nous continuerons cette étude en prenant en compte la distribution des contraintes résiduelles et l'effet thermique, tout au long de cordon de soudure (Sachant que les contraintes résiduelles de tension sont les plus dommageables du fait qu'elles peuvent réduire la vie en fatigue, tandis que celles en compression auront plus souvent un effet contraire).

L'approche volumétrique a été vérifiée pour plusieurs types de joints soudés, le joint soudé bout à bout et joint en T asymétrique, joints soudés par point et le caisson soudé. Mais le chemin est encore long pour confirmer sa validité sur tous les types de joints soudés et pour plusieurs modes de chargement, malgré son caractère prometteur et encourageant.

IL serait également intéressant de programmer un modèle numérique, pour un code d'éléments finis basé sur l'approche volumétrique, dans l'objectif de prédire la durée de vie d'une structure soudée.

Références bibliographiques

1. C.LALANNE. Dommage par fatigue. **Vibration et chocs mécanique**, Paris, 1999.
2. Y.NADOT, V. D. Fatigue failure of suspension arm, experimental analysis and multiaxial criterion. **Sciencedirect**, 2003. Acesso em: 2010.
3. R.E.PETERSON. **Stress Concentration Factors**. New-York: [s.n.], 1974.
4. H.NEUBER. **Kerbspannungslehre** springer. Berlin, Germany: [s.n.], 1958.
5. R.E.PETERSON. Notch sensibility. **metal fatigue**, New-York, 1959.
6. F.HARDRATH, L. O. **A study of elastic and plastic stress concentration factors due to notches and cracks on flat plates**. NACA. [S.l.]. 1953. (1117).
7. H. ADIB-RAMEZANI, J. J. Advanced volumetric method for fatigue life prediction using stress gradient effects at notch roots. **Computational Materials Science**, v. 39, Issue 3, 2007.
8. G.QILAFKU, E. A. Fatigue of specimens subjected to combined loading. Role of hydrostatic pressure. **International Journal of Fatigue**, n. 23, p. 689-701, 2001.
9. N.KADI. **Thèse. Université de Metz**. Metz, France: [s.n.], 2001.
10. Y.WEIXING. On the notched strength of composite laminates. **composites science and Technology**, 1992.
11. R.B.HEYWOOD. **Designing against fatigue**. London: [s.n.], 1962.
12. E.SIEBEL, M. S. **Non uniform stress distribution during fatigue loading**. [S.l.]: [s.n.], 1955.
13. H.NEUBER. **Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law**. [S.l.]: [s.n.], 1969.
14. P.KHUN, H. F. H. **An engineering method for estimating notch size effect in fatigue test on steel**. [S.l.]. 1952.
15. CETIM, S. (Ed.). **Mécano-soudage, Fabrication**. [S.l.]: Centre technique des industries mécaniques (France), 1983.
16. H.ZEDIRA, A. B. **Cracking of welded monoblocs of the mechanical shovels 9210**. Third Mechanical and Industrial Engineering. Amman, Jordan: [s.n.]. 1999. p. 851-869.
17. CETIM, S. (Ed.). **Mécano-soudage, Conception**. [S.l.]: Centre technique des industries

- mécanique (France), 1989.
18. CETIM. **Données Technologiques sur la Fatigue**. [S.l.], p. 336. 1989.
 19. G.PLUVINAGE. **L'effet d'entaille en fatigue et en rupture**. Laboratoire de Fiabilité Mécanique (LFM). Metz, France. 2003.
 20. H.LIEURADE, C. M. **Fissuration par fatigue d'assemblage soudés en acier HLE**. LABSE Colloquium. [S.l.], p. 137-144. 1982.
 21. M.NIHEY, E. A. Effect of specimen size on fatigue proportion of SM50b on load carrying fillet welded joints. **National Research Institute for Metals**, v. 24, 1982.
 22. T.R.GURNEY. **The basis of the revised fatigue design rules in the department of energy offshore guidance notes**. Second international conference, on offshore welded structure. [S.l.]: Welding Institute. 1982. p. 16-18.
 23. P.W.MARSHALL. **Assemblages pour structures tubulaires soudés**. Houdermont. [S.l.]: IIW. 1984.
 24. K.G.RICHARDS. **fatigue strength of welded structures**. Welding Institute. [S.l.]. 1969.
 25. M.SKORUPA, M. B. J. P. Applicability of approximate KI solutions towards cracks at weld toes. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 26, p. 669-681, 1987.
 26. K.IKEDA, S. D. T. G. T. O. **improvement of the fatigue strength of fillet welded joints in 780 N/mm² high strength steel**. Welding Research International (WRI). [S.l.]. 1978.
 27. X.NIU, G. G. The weld profile effect on stress intensity factor in weldments. **International Journal of Fracture**, v. 35, p. 3-20, 1987.
 28. B.SAHLI, J. A. L. D. **Evolution de la durée de vie des joints soudés en croix transversaux (K4) à l'aide de la Mécanique de la rupture**. Metz. 1986.
 29. T.R.GURNEY, G. O. J. A revised analysis of the influence of the toe defects on fatigue strength of TNLC fillet Welds. **Welding Research International (WRI)**, p. 43, 1979.
 30. H.P.LTEURADE. Application de la mécanique de la rupture à la fatigue des structure soudées. **Revue de Métallurgie C.I.T**, Oct 1983. 797.
 31. S.J.MADDOX. Assessing the Significance of Flaws in Welds subject to fatigue. **Welding Journal**, p. 401, Sept 1974.
 32. H.P.LTEURADE. **Mécanique, Matériaux et Electricité**. [S.l.]: [s.n.], 1977.

33. T.R.GURNEY. **Welding Institute Report**. [S.l.]. 1978.
34. A.OHTA. **Application of fatigue crack propagation properties of welded joints for design or inspection of structures**. NRIM. [S.l.]. 1986.
35. FUKUDA, S. An experimental study of redistribution of welding residual stress with fatigue crack extension. **Welding Research Internatinal (WRI)**, 1987, v. 2.
36. H.P.LTEURADE. **Effet des contraintes résiduelles et du rapport $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ sur la résistance à la fatigue des éléments soudés**. CETM, Senlis. [S.l.]: [s.n.]. 1987. p. 99.
37. EUROCODE3. **Calcul des structures en aciers, Chapitre 9**. [S.l.]: [s.n.], 1993.
38. M.A.MINER. **Journal of Applied Mechanics**, v. 12, p. 141-159, 1954.
39. R.W. SMITH, M. H. H. S. S. M. **fatigue behavior of Materials under Strain Cycling un Low and Intermediate Life Range**. NASA TND. [S.l.]. April 1963.
40. J.F.TAVERNELLI, L. F. C. A Compilation and Interpretation of Cyclic Strain Fatigue Tests on Metals. **Transactions, Am. Soc. Metals**, v. 51, p. 438, 1959.
41. C.S.SHIN. Fatigue crack growth from stress concentration and fatigue life prediction in notched components. In: A.CARPINTERI **Fatigue crack propagation in metallic structure**. [S.l.]: [s.n.], 1994.
42. B.ATZORI, G. B. C. P. Evaluation of fatigue strength of welded stnrctures by local stress measurements. **Experimental Mechanics**, p. 129-139, 1985.
43. STANDARD, B. **Guidance on methods for assessing the acceptability of flaws in fusion welded structures**. [S.l.]: [s.n.], v. PD 6493, 1991.
44. G.PLUVINAGE. **Fracture and Fatigue Emanating from Stress Concentrators**. [S.l.]: Springer Science, 2004.
45. G.QYLAFKU, Z. A. N. K. M. G. G. P. Application of a new model proposal for fatigue life prediction on notches and key-seats. **International Journal of fatigue**, v. 21, p. 753-760, 1999.
46. N.KADI, M. G. G. P. **Volumetric approach of fatigue failure of notched specimen**. Copernicus annual meeting. Miskolc, Hungary: [s.n.]. 1997.
47. G.QYLAFKU, Z. A. M. G. G. P. On the fatigue and fatigue life prediction of the notched specimen. **Materials Science, Kluwer academic/Plenum**, v. 34, p. 604-618, 1999.

48. G.PLUVINAGE. Application of notch fracture mechanics to fracture emanating from stress concentrations. **Nuclear engineering**, v. 185, p. 173-184.
49. G.QYLAFKU. Thèse de Doctorat, Metz, France, 2000.
50. G.PLUVINAGE. Hot spot and volumetric approaches to the high cycle fatigue of notched components. **Technology, Law and insurance**, v. 4, p. 154-153, 1999.
51. H.ADIB-RAMEZANI, J. J. G. P. Structural integrity evaluation of X52 gas pipes subjected to external corrosion defects using the SINTAP procedure. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 83, n. 6, 2006.
52. H.ADIB RAMEZANI. **Evaluation de la Durée de Vie en Fatigue par la Méthode Volumétrique pour des Joints Soudés par Point**. Metz. 2003.
53. ANSYS. **Basic analysis procedure guide manual**. [S.l.]: [s.n.].
54. ANSYS. **Getting started manual**. [S.l.]: [s.n.].
55. D.PIGNEAUX. **Effet d'entaille en fatigue dans les joints soudés en aciers**. Metz. 2002.
56. Z.BARSOUM, A. L. Simplified FE welding simulation of fillet welds - 3D effects on the formation. **Engineering Failure Analysis**, 2009.
57. IIW. **Fatigue design of welded joints and components**. [S.l.]: Abington, 1996.