

Université de Lille 1

Thèse en co-tutelle

THESE DE DOCTORAT

présentée pour obtenir le titre de

Docteur en Mécanique

par Hao WU

Modélisation de l'extension de la durée de vie des structures fissurées après réparation par la technique de perçage

Soutenance le 09 décembre 2009

Rapporteurs:

Jean Louis ROBERT, Professeur, Université de Clermont-Ferrand

Leonardo GODEFROID, Professeur, Université Fédérale de Ouro Preto - Brésil

Examineurs:

Jaime Tupiassú Pinho de CASTRO, Professeur, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro - Brésil

Marco Antonio MEGGIOLARO, Professeur, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro - Brésil

Directeur de thèse : Abdellatif IMAD, Professeur, Université de Lille1, Sciences et Technologies

Co-directeur de thèse : Nouredine BENSEDDIQ, Professeur, Université de Lille1, Sc. et Tech.

Remerciements

Cette thèse en cotutelle a été effectuée en collaboration entre le Laboratoire de Mécanique de Lille (LML France) et le Département de Mécanique de PUC (Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro) à Rio de Janeiro (Brésil).

Mes premiers remerciements vont à mes directeurs de thèse, M. **Abdellatif IMAD**, professeur au LML, et M. **Jaime Tupiassú Pinho de CASTRO**, professeur au PUC, qui m'ont accueilli au sein de leurs laboratoires et m'ont dirigé tout au long de cette thèse. Ce travail n'aurait jamais pu aboutir sans eux, ils ont toujours su me consacrer de leur temps pour mes travaux et aussi pour la rédaction de ce rapport. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma sincère gratitude.

Je remercie particulièrement M. **Noureddine BENSEDDIQ**, Professeur au LML, qui m'a encadré au quotidien. Sa disponibilité, son attention et son exigence ont été primordiales dans l'accomplissement de ce travail. Il m'a prodigué de nombreux conseils et a fait preuve d'une grande gentillesse et de beaucoup de patience.

J'adresse mes remerciements à M. **Marco Antonio MEGGIOLARO**, professeur de PUC, pour son aide, ses conseils et surtout pour l'intérêt qu'il a porté à mon travail.

J'exprime ma sincère reconnaissance aux rapporteurs du jury, **Jean Louis ROBERT**, Professeur à l'Université de Clermont-Ferrand et **M. Leonardo GODEFROID**, Professeur à UFOP (Universidade Federal de Ouro Preto, Brésil). Je les remercie d'avoir consacré un peu de leur temps pour rapporter sur ce travail.

Que tous mes collègues et amis du Laboratoire trouvent ici l'expression de mes remerciements, aussi bien pour l'ambiance sympathique dans laquelle s'est déroulée cette thèse que pour leur disponibilité.

SOMMAIRE

Introduction generale.....	6
I. Etude bibliographique.....	8
Introduction.....	9
I.1 La réparation des fissures par les techniques basées sur la “modification géométrique”.....	11
I.1.1 Technique du meulage	11
I.1.2 Méthode du perçage.....	15
I.1.3 Les paramètres importants influençant l’amorçage de la fissure	18
I.2 Rappels des concepts de la mécanique de la rupture.....	25
I.2.1 Distribution des contraintes à la pointe d’une fissure	25
I.2.2 Distribution des contraintes en fond d’entaille	30
I.2.3 Concentrations de contrainte	33
I.3 Concept des fissures courtes en fond d’entaille	35
I.3.1 Fissures courtes en fond d’entaille	36
I.3.2 Longueur seuil de la fissure courte	37
I.4 Prévion de la durée de vie par les méthodes « $\varepsilon-N$ ».....	40
I.4.1 La courbe de Ramberg-Osgood	40
I.4.2 Formulation de la méthode « $\varepsilon-N$ ».....	41
I.4.3 Méthode de Neuber.....	44
I.4.4 Définition des facteurs influençant la durée de vie en fatigue.....	46
I.4.4.1 Influence de la contrainte moyenne.....	46
I.4.4.2 Facteur de sensibilité à l’entaille.....	47
Références.....	50
II. Prédiction par la méthode «$\varepsilon-N$» de la durée de vie d’une structure fissurée et réparée par la méthode du trou.....	56
Introduction.....	57
II.1 Essais de fatigue.....	57
II.1.1 Objectif de l’étude expérimentale.....	57
II.1.1.2 Caractéristiques des matériaux.....	57
II.1.1.3 L’éprouvette de fissuration par fatigue et conditions de chargement.....	58
II.1.1.4 Discussion des résultats expérimentaux.....	60
II.2 Modèles de prédiction de la durée de vie résiduelle.....	61

II.2.1 Détermination du coefficient de concentration de contrainte K_t	61
II.2.2 Prédiction de la durée de vie par les modèles « $\epsilon-N$ ».....	66
Références.....	74

III. Prédiction de la durée de vie: couplage de la méthode « $\epsilon-N$ » et de la théorie des fissures courtes75

Introduction.....	76
III.1 Le seuil de propagation de fissure courte	76
III.2 Estimation de l'effet d'entaille sur la propagation des fissures courtes	79
III.3 Calcul du facteur d'intensité de contrainte K_I dans le cas d'une fissure émanant d'une entaille elliptique	82
III.4 Analyse des effets d'entaille en fatigue dans le cas d'une fissure courte	86
III.4.1 Analyse des effets d'une fissure courte en fond d'une entaille circulaire	87
III.4.2 Analyse des effets d'une fissure courte dans une entaille semi-elliptique.....	89
III.5 Prédiction de la durée de vie des structures fissurées et réparées par la méthode du trou	91
III.5.1 Détermination du facteur de sensibilité d'entaille en fatigue q	92
III.5.2 Calcul des durées de vie utilisant un couplage de la méthode « $\epsilon-N$ » et de la théorie des fissures courtes.....	95
Références.....	99

IV. Prédiction de la nocivité d'une fissure dans la valve d'une centrale thermique.....102

Introduction.....	103
IV.1 Fonctionnement de la centrale thermique	104
IV.2 Description de la problématique et conditions de calculs.....	104
IV.2.1 Géométrie de la valve et localisation du défaut.....	104
IV.2.2 Caractéristiques du matériau.....	105
IV.2.3 Conditions de calcul.....	106

IV.3 Modélisation	
numérique.....	107
IV.3.1 Maillage de la valve.....	107
IV.3.2 Les conditions des calculs	
.....	108
IV. 3.3 Résultats des calculs.....	109
IV.3.3.1 Calcul	
thermique.....	109
IV.3.3.2 Calculs thermomécaniques.....	111
IV.3.3.3. Approche de la mécanique de la	
rupture.....	112
IV.4 Optimisation du cycle de chauffage pour augmenter la durée de	
vie.....	114
IV.5 Calculs de propagation de la fissure.....	116
IV. 6 Application de la nouvelle méthode « $\epsilon-N$ » à la valve après la réparation.....	117
Références.....	121
CONCLUSION ET PERSPECTIVES	122

INTRODUCTION GENERALE

De nombreuses structures mécaniques sont soumises à des sollicitations cycliques, au cours de leur fonctionnement. L'endommagement par fatigue apparaît lorsqu'un matériau est souvent soumis à des efforts inférieurs à la limite d'élasticité du matériau (domaine d'endurance), une rupture survient au bout d'un certain nombre de cycles. Il peut conduire à la rupture des pièces par l'amorçage et la propagation des fissures.

Lorsqu'une structure mécanique présente une fissure de fatigue, un contrôle continu de suivi de sa propagation est souvent nécessaire afin d'intervenir avant que celle-ci n'atteigne une taille critique. Le remplacement de la structure fissurée est parfois coûteux ou tout simplement non réalisable car elle n'est pas disponible dans un délai raisonnable. Pour ces raisons, les industriels sont amenés à rechercher une méthode de réparation fiable et économique permettant de maintenir la structure en service et en toute sécurité pour une durée de vie limitée. Plusieurs techniques de réparation ont été élaborées. Une des plus anciennes consiste en un perçage d'un trou en fond de la fissure, ce qui élimine de fait la singularité en introduisant un rayon fini. Plusieurs études expérimentales, de modélisation ou de simulations numériques ont été entreprises en vue de mieux cerner l'évaluation de la durée de vie résiduelle des composants mécaniques. Généralement, la prévision de cette durée de vie est basée sur la notion du facteur de concentration de contrainte introduit par l'existence du trou. Cette voie ne décrit pas correctement la situation puisqu'elle ne prend pas en compte la configuration réelle de la structure réparée (fissure + trou).

Le travail que nous présentons ici consiste à établir une modélisation pour prévoir la durée de vie après la phase de réparation des structures fissurées par la technique de perçage ou de meulage (modification géométrique).

Nous avons développé un modèle de prévision basé sur les méthodes ϵ -N. Dans cette étude, nous proposons une méthode pour déterminer la durée de vie à l'amorçage d'une fissure de fatigue basée sur un couplage de la méthode ϵ -N à la théorie des fissures courtes en introduisant la sensibilité à l'entaille en fatigue. Les résultats déterminés à partir de cette approche analytique ont été confrontés à ceux obtenus expérimentalement dans le cas d'éprouvettes de type SENT fissurées par fatigue et réparées par le perçage d'un trou centré en fond de la fissure.

Le présent rapport de thèse est organisé en quatre chapitres :

1. Le premier chapitre fait état des travaux bibliographiques portant sur la technique de réparation des fissures basée sur une "modification géométrique" : technique de meulage, et technique du perçage d'un trou. Ces techniques permettent l'extension de la durée de vie d'une structure fissurée sollicitée en fatigue. L'influence de la taille du rayon du trou et de son positionnement par rapport en fond de la fissure est analysée. Egalement, nous

présentons les méthodes ϵ -N permettant de prévoir la durée de vie résiduelle après réparation ainsi que le concept des fissures courtes.

2. Le deuxième chapitre est consacré à la prévision de la durée de vie à l'amorçage de fissure par la méthode ϵ -N classique. Elle concerne la comparaison du facteur de concentration de contrainte élastique K_t , déterminé avec trois méthodes différentes: la méthode d'Inglis, la méthode Creager-Paris et la méthode par éléments finis. La méthode de Neuber est utilisée pour calculer les déformations en fond du trou. Ensuite, les durées de vie résiduelle, après réparation, sont calculées par la méthode ϵ -N classique. Les résultats analytiques ont été comparés avec les résultats expérimentaux, déterminés dans le cas d'un alliage d'aluminium 6082 T6.
3. Dans le troisième chapitre, un couplage de la méthode ϵ -N à la théorie des fissures courtes a été introduit en tenant compte de la sensibilité à l'entaille en fatigue. Le facteur de concentration de contraintes en fatigue K_f est calculé en utilisant une approche analytique qui tient compte de l'effet de la présence d'une fissure courte en fond d'entaille. Ce facteur est l'élément essentiel du couplage proposé pour la prévision de la durée de vie résiduelle. Cette démarche a été appliquée dans le cas d'une plaque en alliage d'aluminium 6082 T6, présentant une fissure réparée par un perçage de trou de rayons : 1, 2,5 ou 3 mm. Les résultats ont été comparés aux données expérimentales et confrontés aux résultats obtenus dans le chapitre II.
4. Le quatrième chapitre traite une application industrielle contenant une fissure ayant subi une réparation utilisant la technique de meulage. Il s'agit de la valve d'une centrale thermique soumise à un chargement thermomécanique. On recherche à déterminer les contraintes maximales qui apparaissent dans la zone de la fissure au cours du fonctionnement normal de la valve en particulier lors des démarrages à froid. Nous avons modélisé la valve en 3D par la méthode des éléments finis en introduisant une "boîte à fissure" qui contient : fissure + entaille de réparation. Ces calculs nous ont permis de déterminer le facteur d'intensité de contrainte. Pour tenir compte de l'effet de l'entaille et prévoir la durée de vie à l'amorçage après la réparation, nous avons appliqué la nouvelle méthode ϵ -N.

Chapitre I

Etude bibliographique

Introduction

D'une façon générale, la durée de vie d'une structure fissurée sollicitée en fatigue peut être décomposée en deux phases essentielles:

- la phase d'amorçage d'une fissure, qui correspond, en fait, à la formation de microfissures à partir de défauts présents dans la structure soumise à un chargement cyclique. La durée de vie correspond au nombre de cycles à l'amorçage N_a .

- la phase de propagation stable qui correspond à la zone de progression de ces fissures jusqu'à la rupture de l'élément. La durée de vie correspond au nombre de cycles à la propagation des fissures N_p .

Il est bien connu que la durée de vie d'amorçage N_a est souvent plus importante que celle de propagation et constitue 70 à 80% de la durée de vie globale selon le chargement imposé.

De ce fait, la durée de vie totale d'une structure N_t correspond à la somme de celles d'amorçage et de propagation:

$$N_t = N_a + N_p \quad (1)$$

La prévision de la durée de vie dans les deux phases a fait l'objet de plusieurs travaux dans la littérature.

L'extension de la durée de vie des structures sollicitées en fatigue constitue un souci permanent des ingénieurs mécaniciens. Les techniques de réparation de fissures s'inscrivent dans cette démarche qui permet d'aboutir à une durée de vie résiduelle des structures, qui peut être exprimée par le nombre de cycles résiduelle N_r . L'efficacité de ces techniques dépend, entre autres, de sa localisation dans la phase de propagation qui peut être définie par le nombre de cycles subit au moment de la réparation, notée N_{pl} . Dans cette configuration, la durée de vie totale incluant l'extension par réparation peut être formulée à partir de l'équation (1):

$$N_t = N_a + N_{pl} + N_r \quad (2)$$

Plusieurs travaux antérieurs ont porté sur les techniques permettant l'extension de la durée de vie des structures sollicitées en fatigue [RAY 05, CHU 03, DOM 96]. Nous pouvons les classer en trois familles principales de méthodes basées sur la:

- Plastification du fond et du voisinage de la fissure: méthode de surcharge [RAY 05], empreinte de billes [RAY 02], grenailage [SON 99], etc.
- Fermeture de fissure: injection de résines [SON 97], ajout d'un patch composite [NAB 98] ou soudage de tôles [ETU 00], etc.

- Modification géométrique du fond de fissure: meulage [ROD 04], perçage d'un trou expansé ou non [GHF 00], etc.

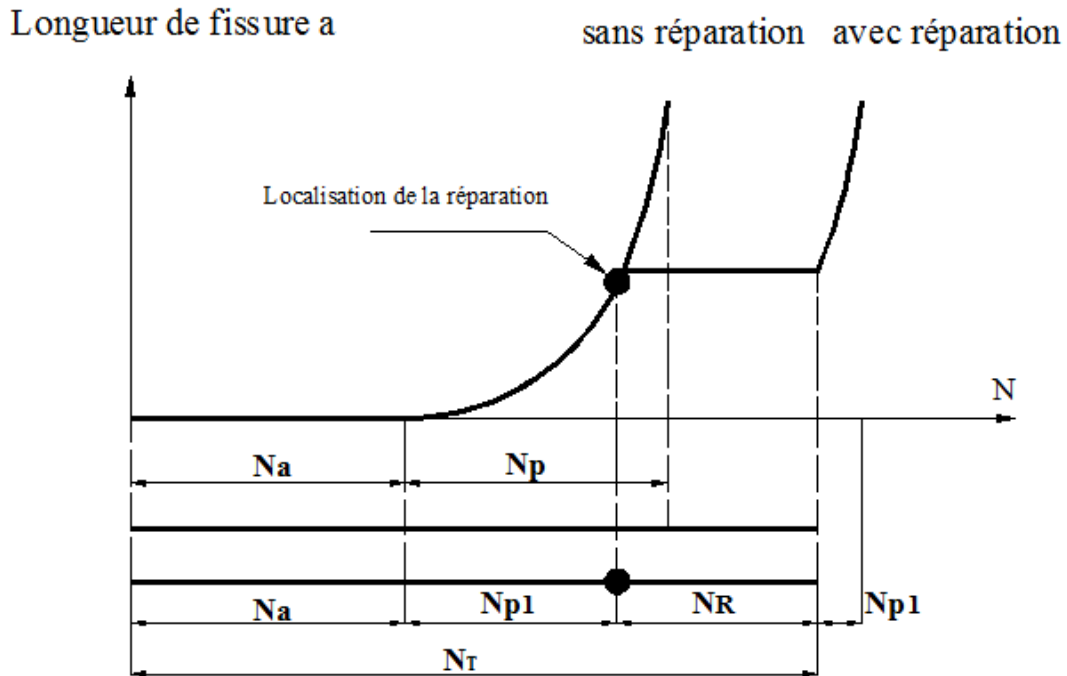


Fig. I-1: Schématisation des différentes phases de la durée de vie en fatigue

Toutes les techniques tendent à renforcer, ou éliminer la singularité en pointe de fissure. L'augmentation de la durée de vie totale (durée de vie bénéfique) est due à la nouvelle phase de réamorçage d'une nouvelle fissure.

Dans ce rapport, nous allons nous intéresser principalement à exposer la méthode de réparation des fissures de fatigue par la technique de modification géométrique qui fait l'objet de notre travail de thèse : technique de meulage, technique de perçage d'un trou.

Ce chapitre bibliographique présente quatre parties:

- Distribution du champ des contraintes en pointe d'une fissure et en fond d'entaille,
- Techniques de réparation de fissures de fatigue par « modification géométrique » : meulage et perçage,
- Concept des fissures courtes,
- Prédiction de la durée de vie en fatigue par la méthode $\epsilon-N$

I. 1 La réparation des fissures par les techniques basées sur le principe de la technique de modification géométrique

Il est bien connu que la singularité en pointe de la fissure contribue à accentuer sa progression. Ce qui, en fatigue, tend à réduire la durée de vie des structures fissurées. Une des techniques les plus répandues permettant de réparer les effets néfastes d'une fissure, consiste à éliminer cette singularité, via une opération d'usinage par enlèvement de matière. Dans cette classe de réparation, on retrouve: le meulage et le perçage au voisinage du fond de la fissure de fatigue.

I.1.1 Technique du meulage

Cette technique de réparation est basée sur le principe d'élimination des fissures par enlèvement de matière (figure I-2). Elle permet ainsi d'éliminer la singularité créée par le front de la fissure. C'est une technique simple qui nécessite un matériel moins encombrant et moins coûteux. Le meulage peut engendrer de bons résultats en termes de durée de vie bénéfique moyennant quelques précautions élémentaires au niveau de sa mise en œuvre. Cependant, cette technique peut fragiliser la structure du fait de la diminution localisée de la section. Cela nécessite une vérification par les calculs de la tenue mécanique de telles structures après réparation.

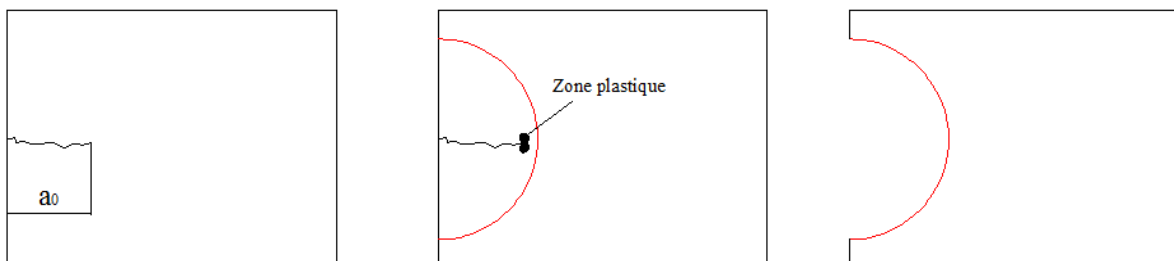


Fig. I-2: Schéma de principe du meulage

Elle est souvent recommandée dans le cas des réparations des fissures dans des structures épaisses (appareils à pression, rails, ...) [WU 09, ROD 04, KIR 99, DES 01]. Elle est aussi utilisée comme technique de parachèvement dans le cas des joints soudés en vue de permettre l'extension de leur durée de vie [QUI 09]. C'est une technique de modification de la géométrie du pied de cordon, soit par mise en œuvre d'un procédé de soudage amélioré (utilisation d'une électrode à coulabilité améliorée, optimisation des paramètres de soudage, augmentation du nombre de passes) comme le montre la figure I-3 dans le cas de joints soudés en Té en HLE E690 [TRI 92]).

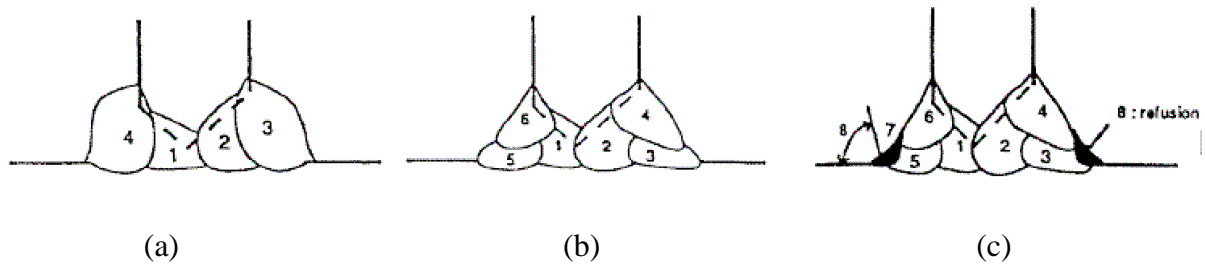


Fig. I-3 : Les différentes procédures de soudure employées pour T-joints acier HSS E690 [TRI 92]. (a).soudage MAG standard (4 passes), (b).procédé amélioré (6 passes et optimisation des paramètres), (c). procédé amélioré plus refusions TIG

Ces procédés permettent en particulier d'éliminer tout ou partie des défauts de soudage. L'amélioration dépend de l'état de finition du pied de cordon.

La technique de meulage est particulièrement intéressante pour des structures soudées. La concentration de contrainte a été étudiée en utilisant la théorie des éléments finis [ROD 04] dans la figure I-4. La concentration de contrainte est toujours localisée aux extrémités longitudinales du sillon de la réparation.

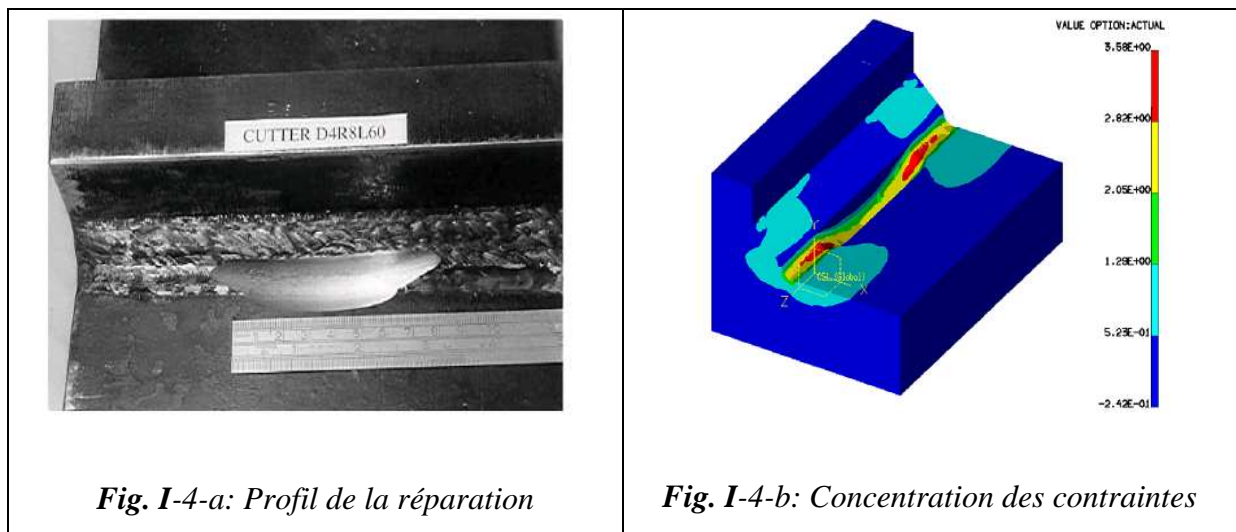


Fig. I-4-a: Profil de la réparation

Fig. I-4-b: Concentration des contraintes

Fig. I-4 : La méthode de meulage

Rodriguez et al. [ROD 04] ont effectué des réparations de fissures, dans le cas d'un cordon de soudure et Té fissurée, à l'aide d'un disque coupant piloté par une machine à commande numérique. La figure I-5 montre les disques coupants utilisés avec des rayons de 4, 8 et 12 mm. Une série d'essais a été réalisée en vue d'évaluer la durée de vie résiduelle en fatigue des éprouvettes fissurées après l'opération de meulage. Le tableau I-1 montre les éprouvettes examinées et les paramètres expérimentaux.



Fig. I-5: Disques coupants utilisés

Eprouvette	T(mm)	W(mm)	Procédé	Contrainte nominale (MPa)	durée de vie (x1000)
1	20	300		300	0,195
2	20	300		250	0,21
3	20	300	R4D6L60/DC	200	0,384
4	20	300	R4D6L60/DC	200	0,2525

Tableau I-1 : Eprouvettes examinées et paramètres expérimentaux [ROD 04]

T, W : taille des éprouvettes.

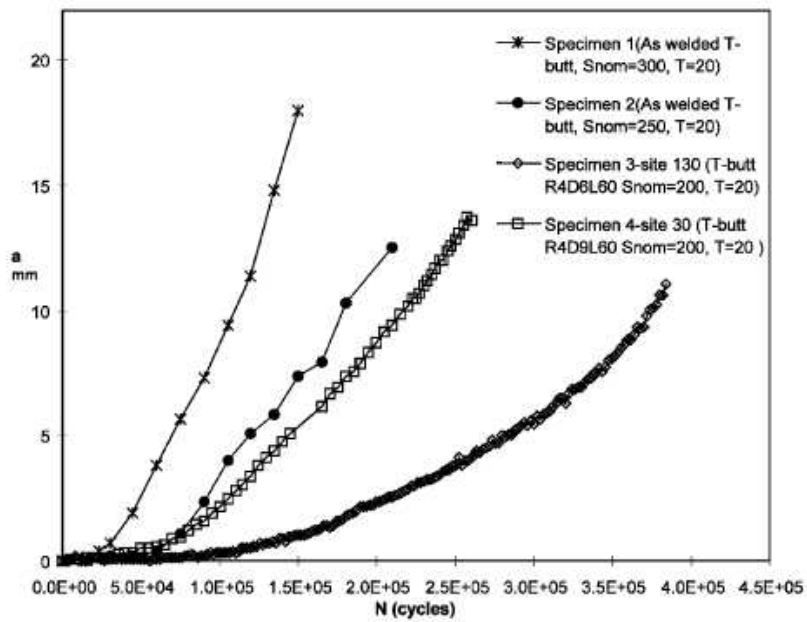


Fig. I-6: Les courbes de propagation des fissures pour éprouvettes différentes

La figure I-6 montre les courbes de propagation des fissures pour les éprouvettes 1 à 4. La légende fournit le niveau de charge d'essai et l'épaisseur d'éprouvette. On peut noter que la durée de vie augmente quand le niveau de contrainte nominale diminue. Les éprouvettes 3 et 4 ont été examinées avec le même niveau de charge, mais avec différentes profondeurs de réparation. Par conséquent, la concentration de contrainte produite par la réparation a une influence sur la durée de vie en fatigue. Les résultats de la simulation numérique ont montré que la durée de vie résiduelle des éprouvettes fissurées après meulage est associée à la profondeur de la réparation.

Dans une autre étude, Rodriguez et al. [ROD 98] ont utilisé la méthode de meulage pour la réparation d'une structure soudée contenant une fissure. Les auteurs considèrent que le rapport entre D (profondeur d'entaille) et R (rayon d'entaille) définit la géométrie de la réparation (figure I-7).

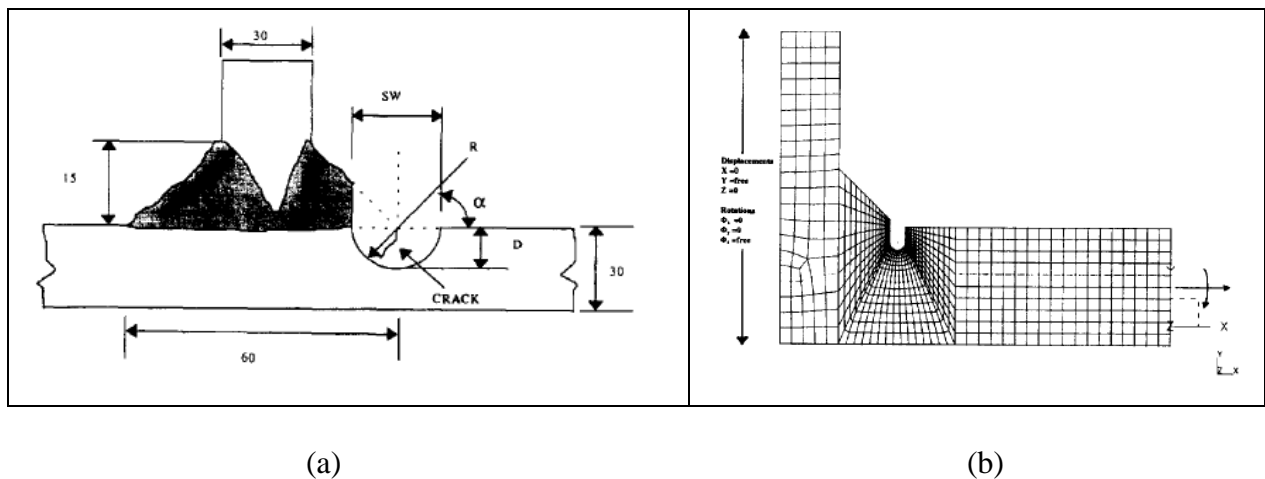


Fig. I-7: Position et géométrie de la réparation et la modélisation numérique

Les résultats numériques montrent que, par une profondeur fixée, le facteur de concentration de contrainte diminue avec l'augmentation du rayon (figure I-8).

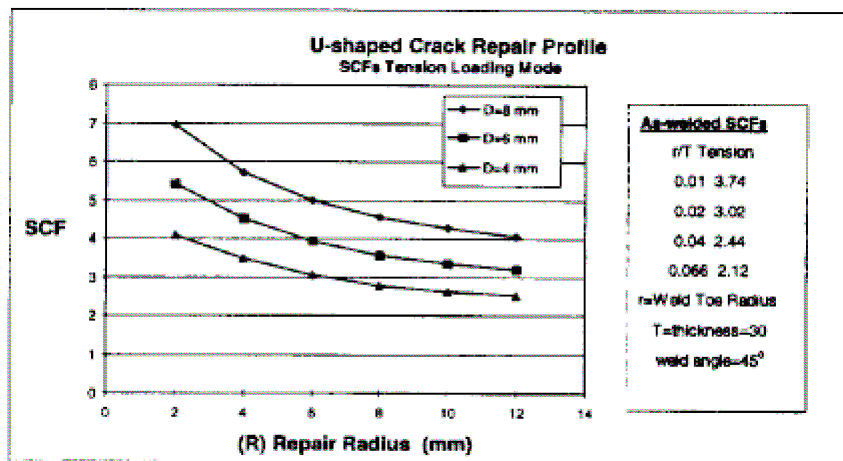


Fig. I-8: Facteur de concentration de contrainte en fonction du rayon d'entaille par un profil en U

I.1.2. Méthode du perçage

Le perçage d'un trou en fond d'une fissure permet un arrêt temporaire de la propagation de la fissure. Cette méthode est basée sur la modification géométrique en fond de la fissure. Le perçage est effectué en fond de fissure comme le montre le schéma de la figure I-9. C'est une méthode ancienne et largement répandue pour la réparation des composants mécaniques fissurés ([MAT 34]). Elle est effectuée dans le but d'en augmenter la durée de vie ce qui entraîne une réduction du facteur local de concentration de contrainte K_t , ce qui a pour conséquence la réduction de la contrainte maximale. Cette opération stoppe la fissure pendant un certain nombre de cycles correspondant au réamorçage N_a . Cette technique apporte différents avantages : elle est simple à réaliser, reproductible et utilisable pour des structures qui ne sont accessibles que d'un seul côté. Elle permet de garder la structure en service en attendant un éventuel changement de la pièce endommagée. La figure I-10 illustre cet arrêt de la propagation. L'amorçage de la fissure est retardé par le perçage du trou et la durée de vie augmente avec l'accroissement du diamètre du trou.

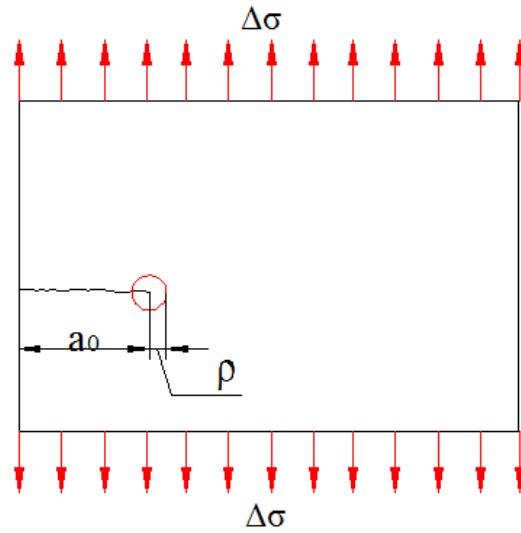


Fig. I-9: Perçage en fond de fissure

a_0 : longueur initiale de la fissure de fatigue

ρ : rayon du trou percé

$a_0 + \rho$: longueur de la fissure après perçage

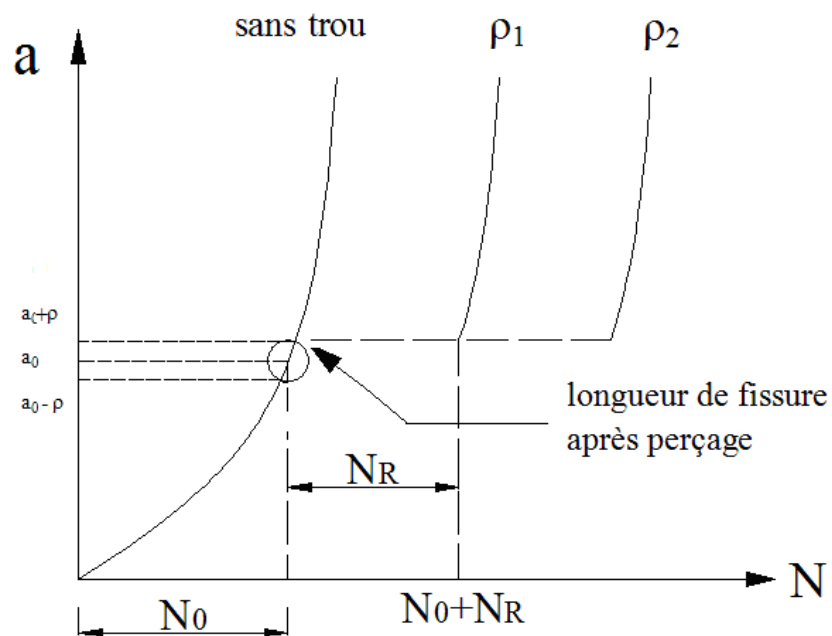


Fig. I-10: Courbes de fissuration: évolution de a en fonction de N avec ou sans perçage avec rayon du trou $\rho_1 < \rho_2$

Ce processus de réamorçage cause le retard de propagation de la fissure. Un plus grand rayon de trou réduit le facteur de concentration de contrainte de la combinaison de fissure/trou plus important et donc un plus grand rayon de trou permet une plus grande prolongation de la résistance à la fatigue [GHF 00, SON 04], mais il faut cependant faire attention à la diminution de la section du ligament restant.

Dans d'autres travaux, Rodriguez [ROD 98] a proposé cinq configurations de réparations de fissure par perçage (figure I-11) : (a) trou débouchant, (b) trou en fond d'entaille, (c) trou avec entaille à faces inclinées symétriques, (d) trou avec entaille à faces inclinées asymétriques, (e) trou et entaille inclinée,

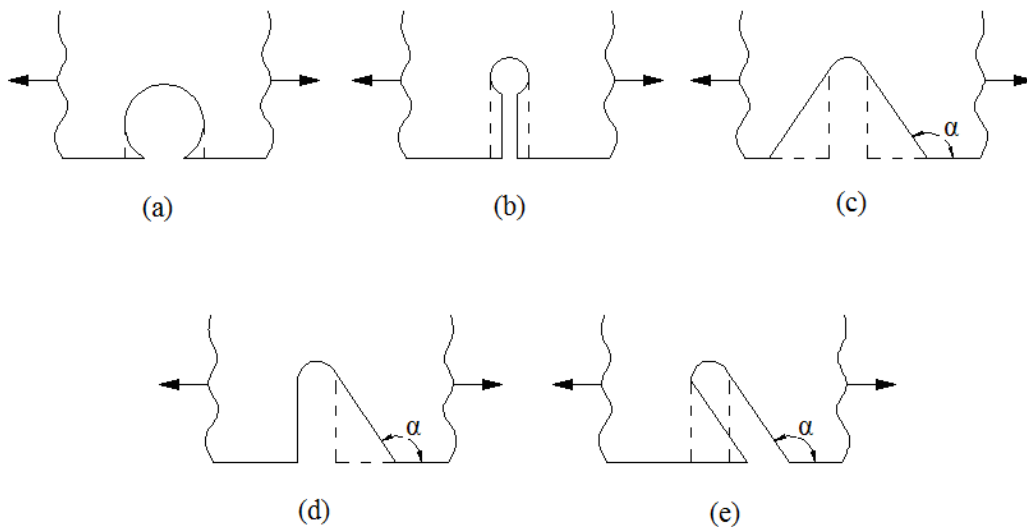


Fig. I-11: Configurations équivalentes d'entailles

Le profil de trou peut être considéré comme une entaille elliptique [DAV 82] comme indiqué dans la figure I-12. Par exemple, un trou percé en fond d'une fissure engendre une diminution du ligament la pièce fissurée. On note que la longueur totale de la fissure est égale à $l = d + \rho$ et $\rho = D/2$. Dans ce cas, Inglis [ING 13] propose une approximation pour le facteur de concentration de contraintes:

$$K_t = 1 + 2\sqrt{l/\rho} \quad (3)$$

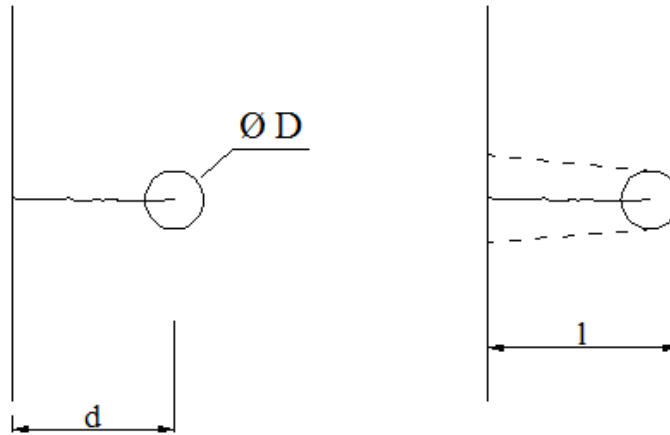


Fig. I-12: Trou en fond de fissure avec la distance d au bord de la surface libre

I.1.3 Les paramètres importants influençant l'amorçage de la fissure

Le retard à la propagation d'une fissure après un perçage en fond de celle-ci dépend de plusieurs paramètres tels que :

- i) L'influence du diamètre du trou (le facteur de concentration de contrainte)
- ii) Le positionnement du trou par rapport en fond de fissure

i) Influence du diamètre du trou

L'existence d'un trou en fond d'une fissure entraîne une réduction du facteur local de concentration de contrainte K_t , du fait de l'élimination de la singularité. Dans le domaine élastique, les contraintes et les déformations locales peuvent être obtenues à partir du facteur de concentration de contraintes K_t défini par :

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_N} = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_N} \quad (4)$$

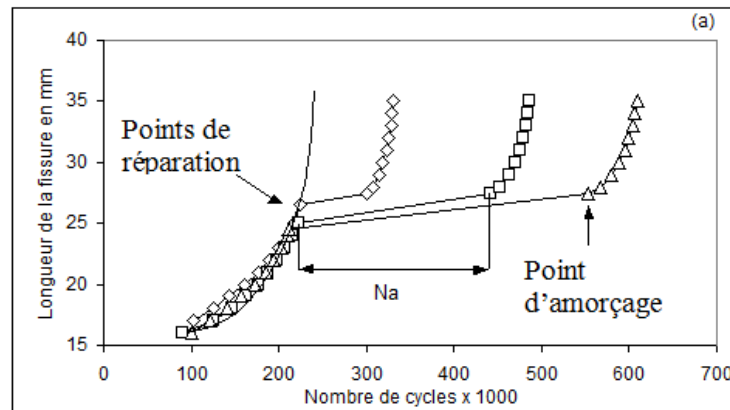
σ_{\max} et ε_{\max} sont les contraintes et les déformations maximales localisées en fond d'entaille, σ_N et ε_N sont les contraintes et les déformations nominales.

Il est bien admis que l'augmentation du rayon du trou en pointe de fissure contribue à diminuer le facteur K_t , et s'accompagne d'une augmentation de la durée de vie résiduelle de la structure réparée.

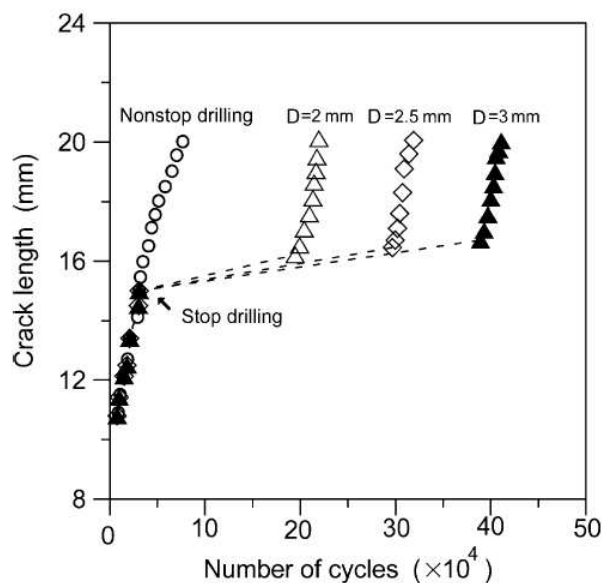
La figure I-13 présente les courbes de propagation illustrant l'évolution de la longueur de la fissure a en fonction du nombre de cycles N , pour différents rayons de trou dans des plaques

fissurées [GHF 00, SON 04]. Ces courbes indiquent le point d'amorçage de la fissure après perçage qui correspond au nombre de cycles à l'amorçage N_a . Ce paramètre constitue la donnée la plus importante obtenue par la méthode du perçage, puisqu'il présente la majeure partie de la durée de vie bénéfique.

Ces courbes montrent que le nombre de cycles à l'amorçage N_a augmente quand le rayon du trou augmente.



(a) Cas d'un alliage d'aluminium 6005 A T6 (d'après [GHF 00])



(b) Cas d'un alliage d'aluminium 6061-T651 (d'après [GHF 00])

Fig. I-13: Effet du diamètre de trou sur la durée de vie résiduelle

Cette constatation est illustrée par la figure I-14 qui fournit l'évolution de N_a en fonction du rayon ρ [GHF 00]. En effet, le nombre de cycles à l'amorçage N_a évolue en fonction du rayon ρ selon une fonction puissance du type : $N_a = N_1.(\rho)^n$. Dans ce travail expérimental, le

coefficient N_I et l'exposant n sont donnés par le tableau I-2 pour $1 \leq \rho \leq 3$ mm (N_I est le nombre de cycles à l'amorçage correspondant à $\rho = 1$ mm).

	N_I	n
6005A T6	74.10^3	1.31

Tableau I-2: Paramètres de l'équation donnant N_a en fonction de ρ

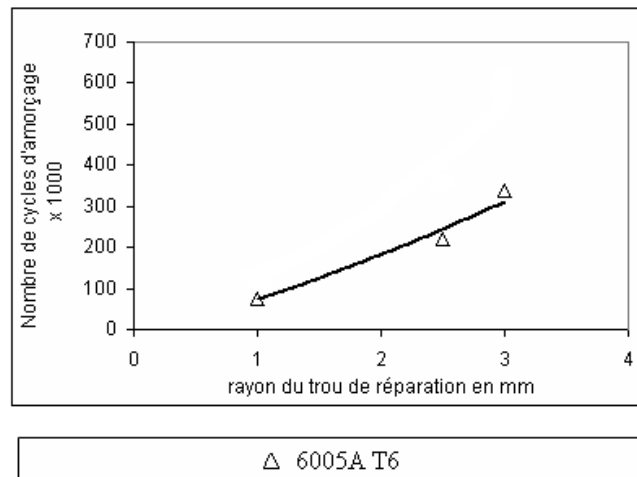


Fig. I-14: Evolution du nombre de cycles à l'amorçage N_a en fonction du rayon du trou ρ

ii) Position du trou

L'efficacité de la réparation des fissures de fatigue par la technique du perçage dépend aussi de la position du trou par rapport en fond de la fissure.

[DAV 82] a analysé trois configurations de position du trou par rapport à une fissure centrale de longueur a , dans le cas d'une plaque (figure I-15):

- (a) perçage de deux trous de rayon ρ tangents aux deux extrémités de la fissure : dans cette configuration, les zones de dommage en fond de la fissure demeurent,
- (b) perçage d'un trou de diamètre équivalent à la longueur de fissure ($a = 2\rho$) : dans ce cas la fissure est entièrement éliminée.
- (c) perçage de deux trous de rayon ρ centrés sur les extrémités de la fissure : cette procédure conduit à éliminer les zones de dommage.

Pour la configuration (a), la longueur de la fissure reste inchangée mais elle présente l'inconvénient majeur de la présence des zones de dommage qui sont les sièges de fissuration. Dans ce cas, la fissure peut se propager plus rapidement que la fissure d'origine au initiale. On note que la configuration (b) consiste à éliminer entièrement la fissure en perçant un trou de

diamètre égal à la longueur de la fissure. Cette configuration tend à fragiliser la structure au fur et à mesure que la longueur de fissure progresse et risque de faciliter la ré-amroçage de nouvelles fissures. Par la troisième configuration (c), le fond de la fissure ainsi que la zone endommagée par fatigue sont éliminés puisque la position de chaque trou est centrée sur l'extrémité de la fissure. Dans ce cas, la longueur de la nouvelle fissure sera $l = a + 2\rho$. Cette configuration constitue une solution intéressante où la durée de vie résiduelle est conséquente par rapport aux deux autres configurations.

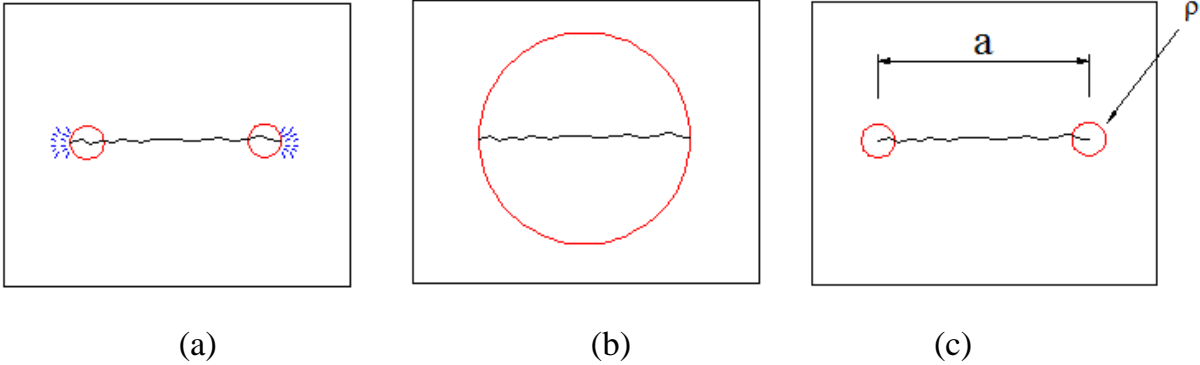


Fig. I-15: Différentes positions de perçage des trous [DAV 82]

Dans une étude similaire, réalisée sur un alliage d'aluminium 2024-T3, Yang et al. [YAN 01] ont analysé les effets du nombre de trous ainsi que leurs positions par rapport à la pointe de la fissure sur la durée de vie résiduelle. Ils ont étudié trois cas de figures : (1) un trou de diamètre 5 mm équivalent à la longueur de fissure, (2) un trou à chaque extrémité de la fissure et (3) trois trous alignés par rapport à chaque extrémité de la fissure (au total, il y a 6 trous) (figure I-16).

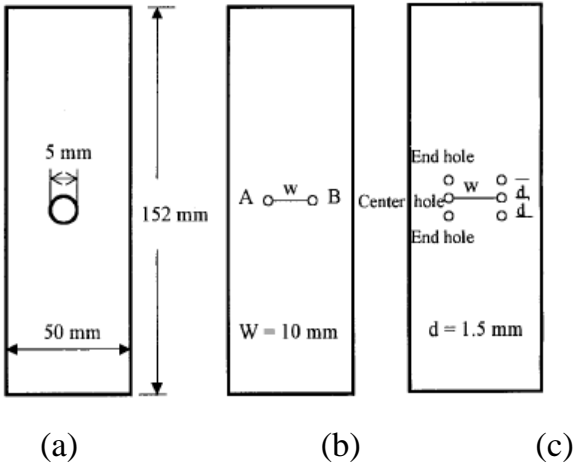


Fig. I-16: Position des trous pour les éprouvettes en aluminium 2024-T3 (après [YAN 01])

La figure I-17 montre les résultats expérimentaux présentés sous la forme de l'évolution de la longueur de la fissure en fonction du nombre de cycles, pour les trois configurations étudiées. Il ressort que l'élimination de la fissure par un trou donne de meilleurs résultats par rapport aux deux autres procédures. Le tableau I-3 donne les gains en termes de durée de vie résiduelle par la forme du nombre de cycles à l'amorçage de la fissure après perçage. Cependant, ce résultat doit être relativisé du fait que l'élimination totale de la fissure par perçage d'un trou peut contribuer à fragiliser la structure réparée.

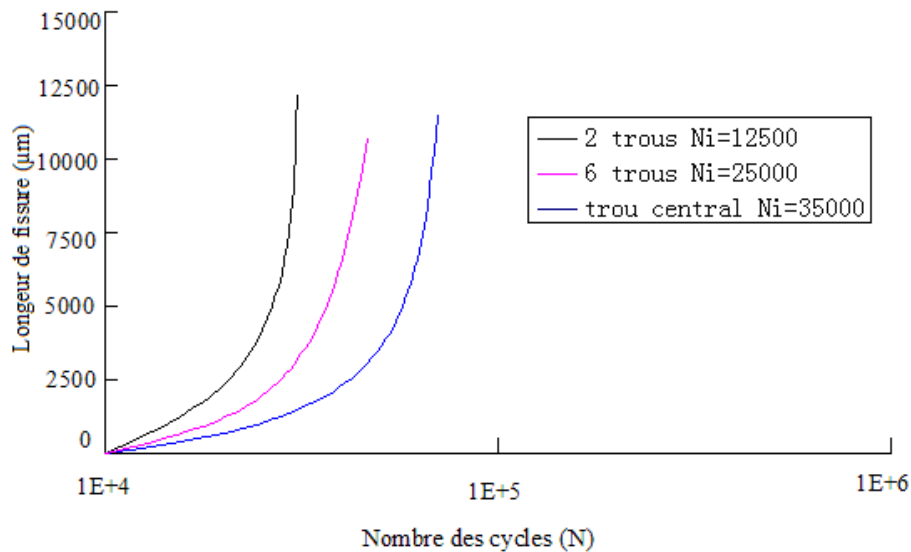


Fig. I-17: Longueur de fissure en fonction du nombre de cycles après réparation pour les trois configurations étudiées [YAN 01]

Configurations	Nombre de cycles à l'amorçage
(1) un trou	35 000
(3) trois trous aux extrémités	25 000
(2) un trou à chaque extrémité	12 500

Tableau I-3: Valeurs du nombre de cycles à l'amorçage pour les 3 configurations étudiées [YAN 01]

D'après le travail de C.S. Shin et al [SHI 96], une méthode alternative consiste à percer une paire de trous de part et d'autre des bords de la fissure, leurs axes sont situés à une distance L de l'axe longitudinal de la fissure (figure I-18). Dans cette configuration, l'effet bénéfique du perçage est examiné en faisant varier la distance L entre l'axe de la fissure et le centre du trou. L'efficacité de cette procédure dépend de la distance L . En effet, pour de faibles distances L , la

fissure se propage bifurque vers l'un ou les deux trous. Dans ce cas, la durée de vie résiduelle est composée de la partie liée à la bifurcation de la fissure et la partie correspondant au réamorçage d'une autre fissure à partir du trou. La figure I-19 donne l'évolution de la vitesse de propagation d'une fissure (da/dN en mm/cycle) en fonction de la longueur de fissure (a en mm), avant et après le perçage. Elle met en évidence deux zones après perçage des deux trous : une chute instantanée et un retour progressif de la vitesse de propagation. Si les trous sont situés plus loin du fond de fissure, ils n'ont aucune incidence sur sa propagation. Ce risque peut être réduit en appliquant les trous plus près de l'axe de fissure.

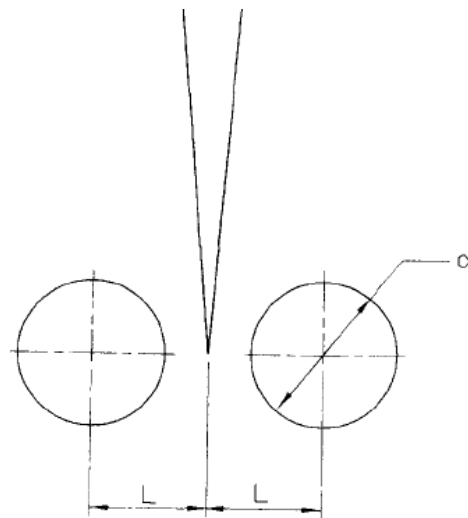


Fig. I-18: Positions relatives des trous et de la fissure

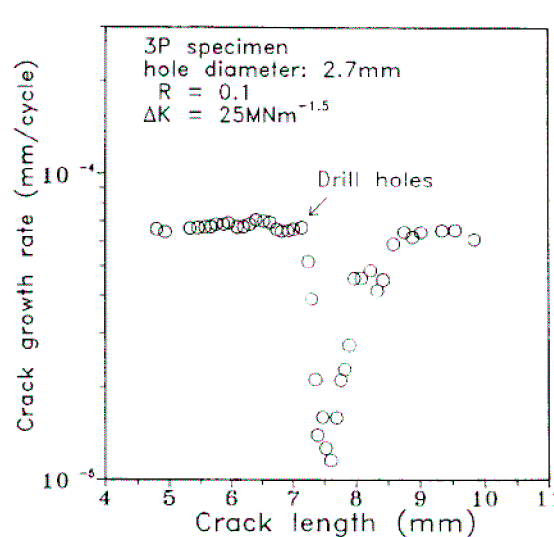


Fig. I-19: Influence de perçage du trou près en fond de fissure sur la propagation de fissure

Dans le même esprit, Goto et al. [GOT 96] ont étudié l'effet d'un trou percé sur la durée de vie de propagation des fissures en variant la distance X_h entre le fond de fissure et l'axe du trou

d'un rayon égal à 1mm. La figure I-20 montre les évolutions de la longueur de fissure entre 5 à 10 mm en fonction du nombre de cycles pour différentes distances X_h variant entre 1.5 et 4 mm. A partir de ces résultats expérimentaux, Goto et al. ont mis en évidence une position optimale du trou située à $X_h = 2,25$ mm, qui permet de prolonger la durée de vie dans un rapport 3 par rapport à une structure non réparée (figure I-21).

En effet, quand la fissure débouche sur le trou, elle change de sens de propagation (bifurcation), ensuite elle devra s'amorcer de nouveau. A partir d'une certaine distance X_h , la fissure risque de ne pas être influencée par l'existence du trou. Dans ce cas, celle-ci continue de se propager le long du chemin prévu initialement. Cela signifie que l'existence d'un tel trou n'a plus d'influence sur la propagation de fissure.

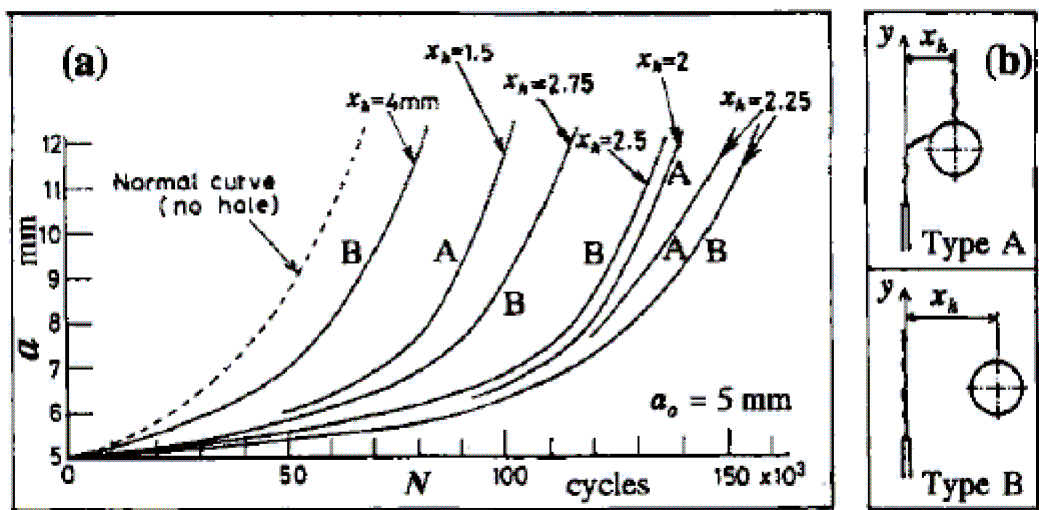


Fig. I-20: Influence de la position du trou sur la propagation des fissures; (a) courbe de propagation de la fissure (b) type de chemin de propagation de la fissure.[GOT 1996]

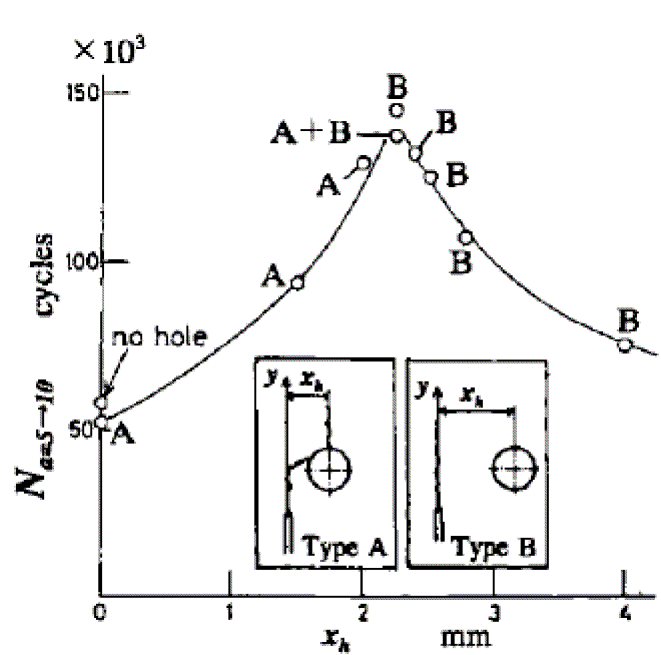


Fig. I-21: La durée de vie de propagation de la fissure en fonction de la distance au centre du trou [GOT 96].

De même, l'état de surface du trou après perçage constitue un paramètre important qui peut influencer considérablement les effets bénéfiques de cette technique de réparation. Pour y remédier, plusieurs techniques de traitement de surface sont proposées dans la littérature, nous citons, entre autres: grenailage, galetage, parachèvement, etc.

I.2 Rappels des concepts de la mécanique de la rupture

I.2.1 Répartition des contraintes à la pointe d'une fissure

Les variations locales de géométrie d'une structure, soumise à un chargement monotone ou cyclique, peuvent conduire à une amplification locale du champ de contraintes par rapport à sa valeur moyenne, c'est la notion de concentration des contraintes. Toute variation brutale de section (arrondi, fissure, etc.) amplifie localement les contraintes entraînant un affaiblissement significatif de la structure (figure I-22). Dans une plaque uniforme soumise à une traction uniaxiale, les lignes de forces sont parallèles (figure I-22-a). Les lignes de forces se concentrent à la pointe d'une rayure ou d'une fissure accroissant très fortement l'intensité de la contrainte locale (figure I-22-b) avec l'existence d'une singularité.

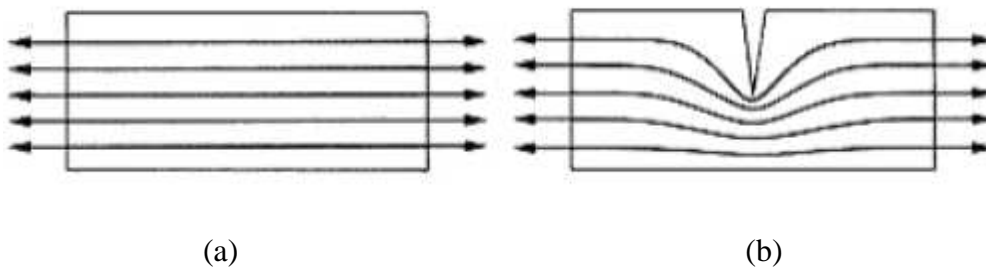


Fig. I-22: Variations locales de géométrie et concentration des contraintes

Dans le cas d'une fissure, Irwin [IRW 60] propose de décrire la distribution des contraintes et des déplacements, en mode I, au voisinage du front d'une fissure par la relation suivante :

$$\begin{aligned}
 \sigma_{xx} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right) \\
 \sigma_{yy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right) \\
 \tau_{xy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \\
 \sigma_{zz} &= \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}), \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0
 \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
 u &= \frac{K_I}{\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - 2\nu + \sin^2 \frac{\theta}{2}\right) \\
 v &= \frac{K_I}{\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin \frac{\theta}{2} \left(1 - 2\nu - \cos^2 \frac{\theta}{2}\right) \\
 w &= 0
 \end{aligned} \tag{6}$$

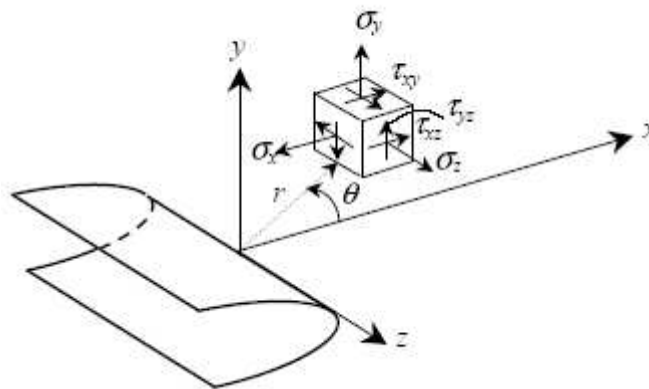


Fig. I-23: Élément de volume au voisinage d'un front de fissure rectiligne

où ν est le coefficient de Poisson et μ , le module de cisaillement.

Les paramètres r et θ , définis dans la figure I-23, sont les coordonnées polaires de la zone mesurée à partir du fond d'entaille. Irwin montre que la seule connaissance du facteur d'intensité de contraintes, permet de décrire la répartition des contraintes au voisinage du front de fissure.

Le champ des contraintes, à une distance r de la pointe de la fissure, est proportionnel à l'inverse de la racine carrée de la distance r et au paramètre K , facteur d'intensité de contrainte. Cette représentation est valable quelles que soient la géométrie de l'éprouvette et l'amplitude des charges. Le facteur d'intensité de contraintes (FIC), noté K_I en mode I, représente l'amplitude de la répartition des contraintes. Il dépend à la fois de la géométrie de la fissure et de la nature des sollicitations auxquelles la structure est soumise.

Les valeurs des contraintes σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{xy} pour, les angles $\theta = 0$ et $\theta = \pi/2$, sont :

$$\theta = 0 \rightarrow \sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}, \quad \sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}, \quad \sigma_{xy} = 0 \quad (7)$$

$$\theta = \pi/2 \rightarrow \sigma_{xx} = \frac{K_I}{4\sqrt{\pi r}}, \quad \sigma_{yy} = \frac{3K_I}{4\sqrt{\pi r}}, \quad \tau_{xy} = -\frac{K_I}{4\sqrt{\pi r}} \quad (8)$$

Le facteur d'intensité de contrainte, en mode I et en un point donné du front de fissure, peut être déterminé par l'expression suivante :

$$K_I = \lim_{r \rightarrow 0} (\sigma_y \sqrt{2\pi r}) = \lim_{r \rightarrow 0} \left(\frac{E}{8(1-\nu^2)} |\nu| \sqrt{\frac{2\pi}{r}} \right) \quad (9)$$

Le champ de contraintes calculé en élasticité présente une singularité à la pointe de la fissure. Comme les contraintes infinies sont physiquement impossibles, il est donc nécessaire que le matériau à proximité de la pointe plastifie (ou limite les contraintes par quelque autre type de mécanisme non linéaire). Comme les contraintes ne peuvent physiquement devenir infinies, une zone de plasticité se situe toujours en fond de fissure. L'hypothèse de base de la mécanique de la rupture en élasticité linéaire est que son étendue est limitée en comparaison de la zone où le terme en $r^{-1/2}$ domine le champ de contraintes.

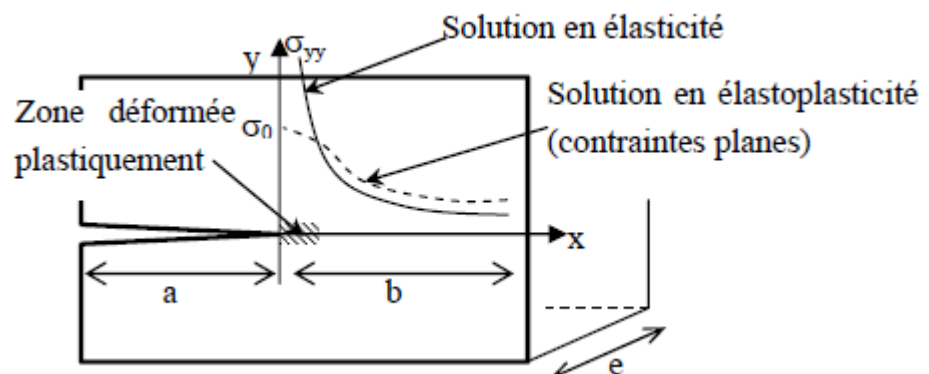


Fig. I-24: Correction élasto-plasticité de la répartition des contraintes

Selon Irwin [IRW 60], pour le matériau parfaitement plastique, la contrainte σ_{yy} qui s'applique sur le plan prolongeant la fissure est principale dans la zone plastifiée. En zone élastique, la contrainte $\sigma_{yy} = K / \sqrt{2\pi r}$ dans le plan $\theta=0$ atteint la limite de fatigue S_0 à une distance r_y telle que $r_y = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K}{S_0}\right)^2$. En réalité, la zone déformée plastiquement est plus étendue de façon à respecter l'équilibre des contraintes. Il faut compenser la distribution élastique pour $x \leq r_y$. En faisant l'hypothèse simple selon laquelle la distribution élastique de la contrainte σ_{yy} est déplacée d'une quantité X , conduit à $X=r_y$, soit $R=2r_y$. La dimension de la zone plastique est donc donnée par l'expression suivante:

$$R = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K}{S_0}\right)^2 \quad (10)$$

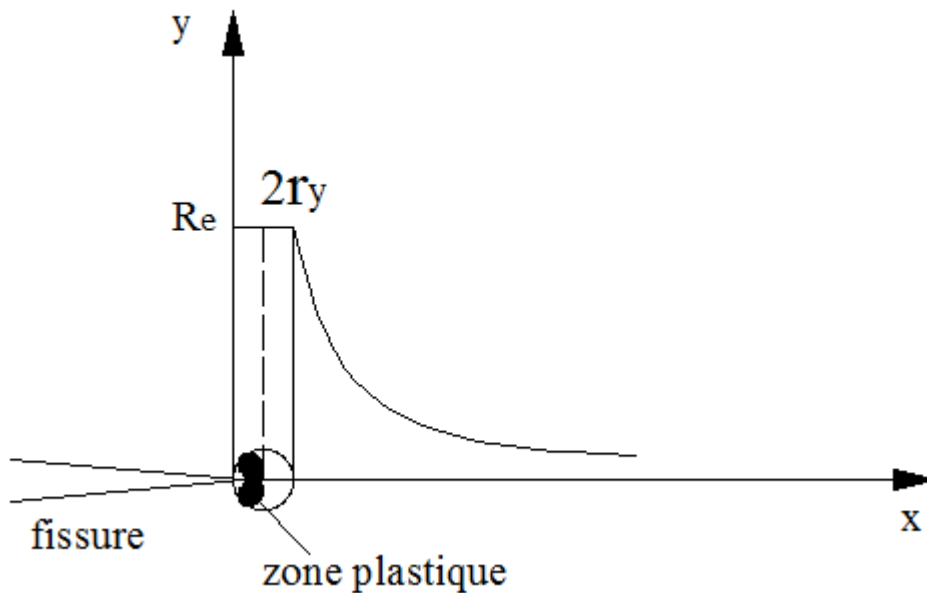


Fig. I-25: Zone plastique d'Irwin

Ce calcul est évidemment approximatif, et il n'est valable que si la dimension de la zone plastique reste assez petite (hypothèse de zone plastique confinée). La fissure accompagnée de sa zone plastique se comporte comme une fissure élastique fictive de longueur $(a + R)$, a étant la longueur de fissure et R est appelée correction de zone plastique d'Irwin ; elle est utilisée pour mieux représenter la fissure dans le cas où la plasticité commence à devenir importante.

Ce modèle ne peut prétendre représenter correctement la forme de la zone plastique dans tout le plan [CHA 99].

Au voisinage du fond d'une fissure de fatigue, on distingue trois zones (figure I-26) [BAT 97] :

- Zone élastique: la plus éloignée du front de fissure où les déformations restent essentiellement élastiques,

- Zone plastique monotone: où les déformations plastiques sont faibles et uniformes.

Cette zone est créée lors de l'ouverture de la fissure,

- Zone plastique cyclique : où les déformations sont importantes, en particulier au voisinage immédiat de l'extrémité de la fissure, zone peut être créée lors de la phase de la décharge du cycle (fermeture de fissure).

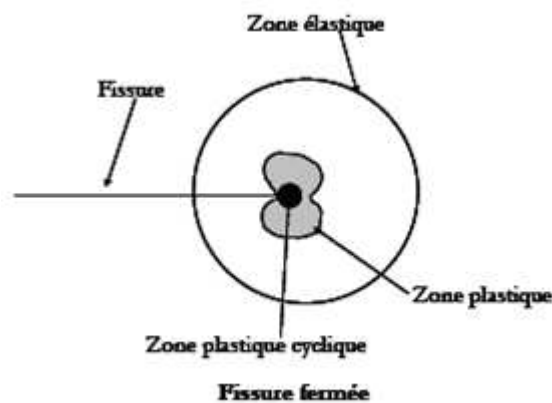


Fig. I-26: Schématisation des zones de déformation en avant de la fissure.

Dans le cas d'un chargement monotone, nous pouvons en effet imaginer l'existence d'une zone plastifiée du front de fissure. La théorie d'Irwin évalue le rayon r_p de cette zone plastifiée du front de fissure, en mode I, pour un état de contraintes planes à :

$$r_p = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_I}{S_0} \right)^2 \quad (11)$$

avec K_I facteur d'intensité de contrainte et S_0 la limite de fatigue. Dans le cas d'une sollicitation cyclique (fatigue), ce rayon va être atteint lors du passage du facteur d'intensité de contrainte par sa valeur maximale K_{max} ; il est donné par l'expression suivante:

$$r_{max} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{max}}{S_0} \right)^2 \quad (12)$$

I.2.2 Répartition des contraintes en fond d'entaille

Creager et Paris [CRE 67] ont montré que la répartition des contraintes en fond d'entaille, de rayon ρ , est identique à celle d'une fissure, mais elle est décalée dans la direction du fond d'entaille d'une distance égale à $\rho/2$ (figure I-27). Dans ces conditions, le champ des contraintes, en mode I, est exprimé par les relations suivantes:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{xx} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right) - \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \left(\frac{\rho}{2r}\right) \cos \frac{3\theta}{2} \\
 \sigma_{yy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right) + \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \left(\frac{\rho}{2r}\right) \cos \frac{3\theta}{2} \\
 \tau_{xy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} - \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \left(\frac{\rho}{2r}\right) \sin \frac{3\theta}{2} \\
 \sigma_z &= \nu(\sigma_x + \sigma_y), \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0
 \end{aligned} \tag{13}$$

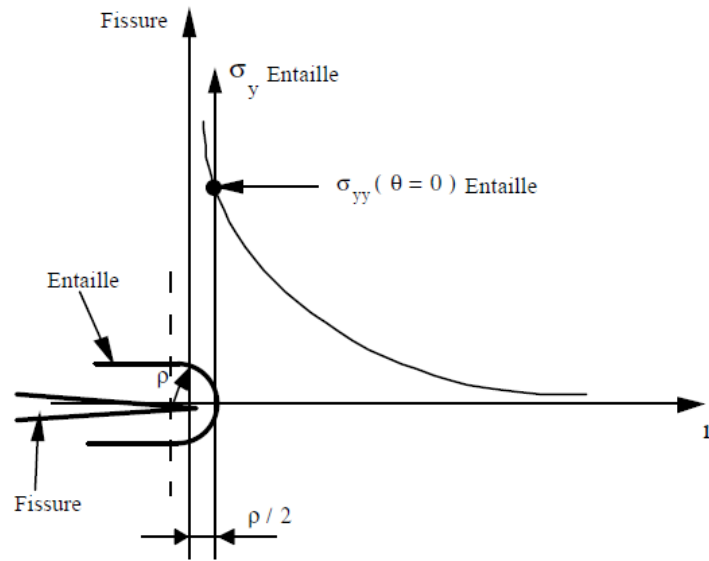


Fig. I-27: Répartition des contraintes en fond d'entaille

Dans le cas d'une fissure éoussée, le champ des contraintes se trouve modifié par l'influence du rayon en fond d'entaille. La répartition des contraintes ainsi obtenue est représentée sur la figure I-27.

Lorsque le rayon d'entaille tend vers zéro, le facteur d'intensité de contraintes critique, dans ce cas particulier, est défini par l'expression:

$$K_I = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \lim_{\rho \rightarrow 0} \sigma_{yy}^{\max} \cdot \sqrt{\rho} \tag{14}$$

L'approche de Panasyuk [PAN 00] permet aussi de calculer la répartition des contraintes en fond d'entaille en mode I. Cette équation est de la forme :

$$\sigma_{yy} = \frac{\sigma_{yy}(0)}{\sqrt{1+4.5x/\rho}} \quad (15)$$

σ_{yy} est la contrainte locale, $\sigma_{yy}(0)$ est contrainte maximale de la répartition de la contrainte élastique en fond d'entaille calculée par la méthode des éléments finis, et ρ est le rayon d'entaille de la structure.

Dans la littérature, on trouve plusieurs travaux publiés qui expriment les contraintes dans le domaine élastique ou élastoplastique :

Distribution des contraintes élastiques en fond d'entaille

Différentes écritures ont été proposées pour décrire la répartition des contraintes élastiques en fond d'entaille; elles sont présentées dans le tableau I-4. La figure I-28 donne le schéma d'un trou semi elliptique.

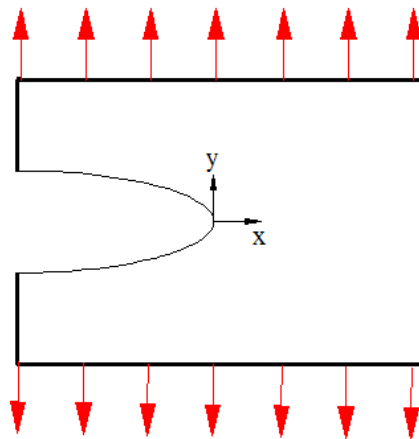


Fig. I -28: Schéma d'un trou semi elliptique

Auteurs	Modèles de répartition des contraintes élastiques
Timoshenko [TIM 51]	$\sigma_{yy} = \sigma_{nom} \left[1 + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{x}{2\rho} \right)^{-2} + \frac{3}{2} \left(1 + \frac{x}{3\rho} \right)^{-4} \right] \quad (16)$ <p>Entaille circulaire dans une plaque infinie soumise à la traction.</p>
Neuber [NEU 69]	$\sigma_{yy} = \sigma_{max} \sqrt{\frac{\rho}{\rho + 4x}} \quad (17)$

Chen-Pan [CHE 85]	$\sigma_{yy} = \sigma_{\max} \sqrt{\frac{\rho}{\rho + 8x}} \quad (18)$
Usami [USA 85]	$\sigma_{yy} = \frac{1}{3} K_t \sigma_{nom} \left[1 + 0,5 \left(1 + \frac{x}{2} \right)^{-2} + 1,5 \left(1 + \frac{x}{2} \right)^{-4} \right] \quad (19)$
Glinka- Newport [GLI 85]	$\sigma_{yy} = \frac{1}{2} K_t \sigma_{nom} \left[\frac{1}{3} + \frac{\sqrt{2}}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{x}{\rho} \right)^{-1/2} + \frac{\sqrt{2}}{4} \left(\frac{1}{2} + \frac{x}{\rho} \right)^{-3/2} + \frac{1}{6} \left(1 + \frac{x}{\rho} \right)^{-2} + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{x}{\rho} \right)^{-4} \right] \quad (20)$

Tableau I-4: Différents modèles décrivant la répartition des contraintes normales au plan d'entaille σ_{yy} .

Répartition des contraintes élastoplastiques en fond d'entaille

Différents travaux, en élastoplasticité, ont permis de définir les contraintes en fond d'entaille, (tableau I-5).

Auteurs	Modèles de répartition des contraintes élastoplastiques
Hill [HIL 59]	$\sigma_1 = 2k \left[1 + \ln \left(1 + \frac{x}{\rho} \right) \right] \quad (21)$ où $k = \sigma_1 - \sigma_3$ est la limite d'élasticité en cisaillement, σ_1 et σ_3 sont les contraintes principales.
Tetelman-McEvily [TET 67]	$\sigma_1 = \left(\frac{2}{3} \right)^{1/2} R_C \left[1 + \ln \left(1 + \frac{x}{\rho} \right) \right] \quad (22)$ où R_C est la contrainte d'écoulement obéissant à la loi de comportement de type Ramberg-Osgood.
Xu [XU 89]	$\frac{\sigma_1}{\sigma_0} = Q_r \exp(-Aa_1 n x / \rho) \left[1 + \ln \left(1 + \frac{x}{\rho} \right) \right] \quad (23)$ où σ_1 est la contrainte de référence élastique, n le coefficient d'écrouissage monotone, a_1 une constante de déformation, $A = 0,85$ (valeur expérimentale), $Q_r = \left(\frac{2}{3} \right)^{1/2} \left(\frac{\epsilon_{pr}}{a_2 \epsilon_0} \right)^n$, où ϵ_{pr} est la déformation plastique effective en fond d'entaille, ϵ_0 est la déformation élastique de référence et a_2 une constante.
Tetelman [TET 89]	$\sigma_{yy} = R_e \left[1 + \ln \left(1 + \frac{x}{\rho} \right) \right] \quad (24)$

	<p>où R_e est la limite d'élasticité (critère de Tresca)</p> <p>$0 < x < r_\beta$ est la position du point de contrainte maximale.</p> $\sigma_I = R_e \left[1 + \ln \left(1 + \frac{x}{\rho} \right) \right]$ <p>avec $0 < x < r_y$, où r_y est la taille de la zone plastique déterminée par l'intersection de σ_I (contrainte plastique) et de σ_{II} (contrainte élastique), où $\sigma_{II} = \sigma_{nom} k_t \sqrt{\frac{\rho}{\rho + 4x}}$ pour $r_y < x < L$ et $L = \rho / 4(k_t^2 - 1)$.</p>
--	--

Tableau I-5: Modèles des contraintes élastoplastiques en fond d'entaille

I.2.3 Concentrations de contrainte

Une concentration de contrainte est causée par une discontinuité géométrique ou une hétérogénéité de microstructure qui entraîne une élévation de la contrainte maximum et de la triaxialité (contrainte isostatique moyenne) par rapport aux valeurs moyennes calculées sur la base d'une section nette.

Les concentrations de contrainte peuvent servir d'origine aux fissures de fatigue ou aux ruptures instables. Elles donnent aussi lieu à des plastifications locales, qui si elles restent limitées jouent souvent un rôle bénéfique en redistribuant les contraintes et en diminuant ainsi leur concentration quand les contraintes résiduelles sont compressives.

Le coefficient de concentration de contrainte K_t est défini par l'équation (25). En conception mécanique des pièces on tient compte de façon assez simple de cet effet dans les régions à forte sollicitation mécanique, qui sont présentes dans la plupart des machines industrielles (épaulement, trous, congés de raccordement...). Ces modifications nécessitent une approche plus locale des champs de contraintes. La concentration plus ou moins importante des contraintes dans ces zones est désormais mesurée par le facteur de concentration de contraintes schématisé par la figure I-29.:

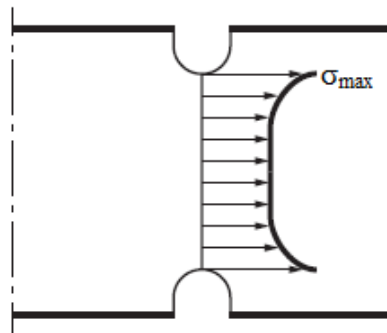


Fig. I-29: Effet de la concentration de contraintes dans une entaille symétrique

Le facteur de concentration de contraintes est défini par :

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{nom}} \quad (25)$$

avec la contrainte nominale (en traction):

$$\sigma_{nom} = \frac{P}{hd} \quad (26)$$

où h est l'épaisseur de l'éprouvette et d est la longueur du ligament.

I.3 Concept des fissures courtes en fond d'entaille

Usuellement, la loi de propagation de la fissure est déterminée pour des éprouvettes contenant des fissures considérées longues, mais, beaucoup de fissures se produisant dans les structures mécaniques sont des fissures au moins au départ [RAY 04]. Le comportement de réinitiation et de propagation des fissures courtes peut occuper une fraction significative de la durée de vie en fatigue [HAL 03]. Ceci exige une compréhension du comportement de ces fissures courtes dans les composants mécaniques. Pour décrire la propagation d'une fissure mécaniquement courte depuis le fond d'une entaille, Smith et al. [SMI 78] ont proposé que, lorsque la fissure est encore à l'intérieur de la zone plastique de l'entaille, sa force motrice est la somme de deux contributions (figure I-30).

Dans cette partie de notre étude, nous nous intéressons plus particulièrement à la propagation des fissures courtes en fond d'entaille. Cette option est motivée par le fait que l'analyse des champs de contraintes dans le cas des trous percés en pointe de fissure, pour réparation, peut être aisément traitée en considérant la notion des fissures courtes en fond d'entaille.

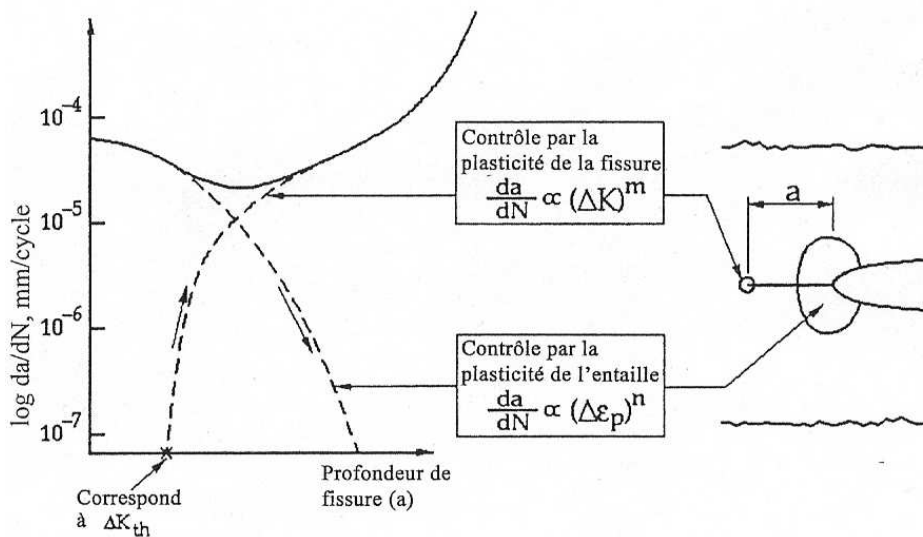


Fig.I-30: Vitesse de propagation d'une fissure depuis le fond d'une entaille. [SMI 78]

I.3.1 Fissures courtes en fond d'entaille

Lors de la fabrication des pièces, celles-ci peuvent contenir des petits défauts de longueur variant entre quelques dizaines et quelques centaines de microns, qui présentent les caractéristiques d'une fissure courte (short crack). Les expériences industrielles ont montré que la rupture des pièces en service se produisait souvent par des «petites fissures» (small crack) qui se développent dans la majorité des cas à partir de défauts propres aux structures et qui se propagent car ils sont soumis à des sollicitations cycliques. Il est donc indispensable de bien maîtriser leur croissance, afin de développer des matériaux ayant une bonne tenue à la fatigue, et pour pouvoir prévoir les durées de vie de structures en considérant la période d'amorçage et de propagation de ces fissures. Sur les bases de la Mécanique Linéaire Elastique de la Rupture (MLER), certains auteurs [PEA75, ZEG 88, ZHA 01, KRU 99, OKA 99, RIT 99, SIN 00, ZHU 00] ont montré que les fissures courtes se propagent plus vite que ce que l'on prévoit à partir de la croissance des fissures longues.

Plusieurs résultats expérimentaux de la littérature [RAV 97, ZAB 95, LAN 85] ont montré que les fissures courtes croissent plus rapidement que les fissures longues au même niveau de ΔK et se propagent à des niveaux de ΔK inférieurs à la valeur seuil ΔK_{th} des fissures longues (figure I-31). Ritchie n'a pas remarqué de propagation de fissures courtes pour des valeurs de ΔK inférieures au seuil de propagation des fissures longues [RIT 99]. Comme la durée de vie globale est largement influencée par le comportement des faibles vitesses de propagation, la non prise en compte des vitesses élevées de propagation des fissures courtes au niveau de ΔK

seuil peut conduire à des surestimations potentiellement dangereuses des durées de vie [BHA 98, KAY 96].

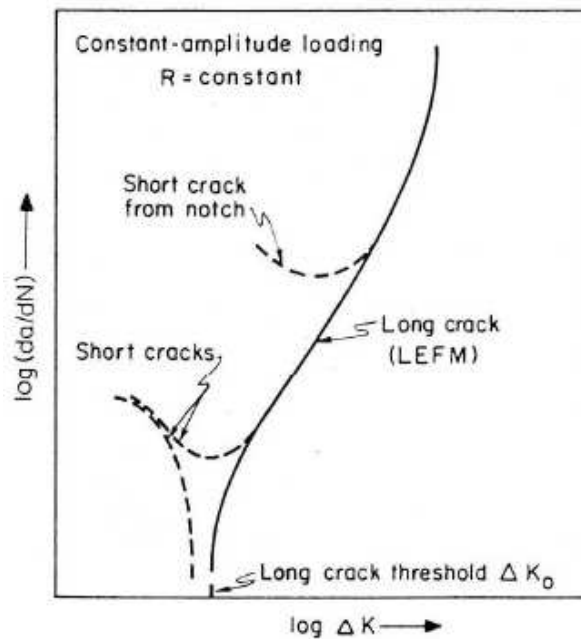


Fig.I-31: Comportement typique de fissures courtes et longues de fatigue [PEA 75].

La problématique étudiée, c'est-à-dire la propagation de fissure en régime de « fissure courte », est confrontée au choix de l'échelle des fissures observées. Pearson [PEA 75] a été le premier à observer que des fissures de fatigue de petite taille, inférieure à 0,5 mm, se propagent plus vite que des fissures plus longues, alors que les résultats sont corrélés avec la même variation de chargement (ΔK) (figure I-31). Dès lors, différents travaux ont été réalisés pour tenter d'expliquer l'effet « petite fissure ».

D'une façon générale, les fissures courtes peuvent être classées en deux catégories principales [SUR 84]:

- les fissures mécaniquement courtes, d'une taille comparable aux dimensions des zones plastiques en fond d'entaille,
- les fissures microstructuralement courtes, avec une taille de l'ordre de la dimension caractéristique de la microstructure, typiquement la taille de grain dans un métal cristallin, la distance interparticules dans un composite, etc.;

Dans notre travail, on s'intéresse uniquement à l'étude des fissures mécaniquement courtes présentées en fond d'entaille (figure I-32).

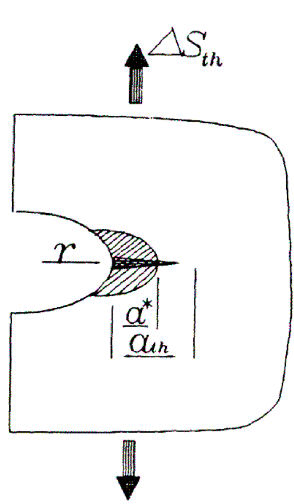


Fig.I-32: Schéma de fissures courtes en fond d'entaille

I.3.2 Longueur seuil de la fissure courte

Plusieurs études ont tenté de déterminer la longueur seuil de fissure a_0 , en dessous de laquelle la Mécanique Linéaire de la Rupture n'est plus valable. Cette valeur est estimée approximativement par la relation suivante [HAD 79] (figure I-33) :

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_0}{\Delta S_0} \right)^2 \quad (27)$$

où ΔS_0 est la limite d'endurance et ΔK_0 est le seuil de propagation décrit par l'amplitude du facteur d'intensité des contraintes. D'autres auteurs ont estimé cette valeur à dix fois la taille des grains [BOU 06]. Cependant, la longueur seuil d'amorçage de fissure a_0 manque d'une définition universellement admise [LAW 99, MT 88]

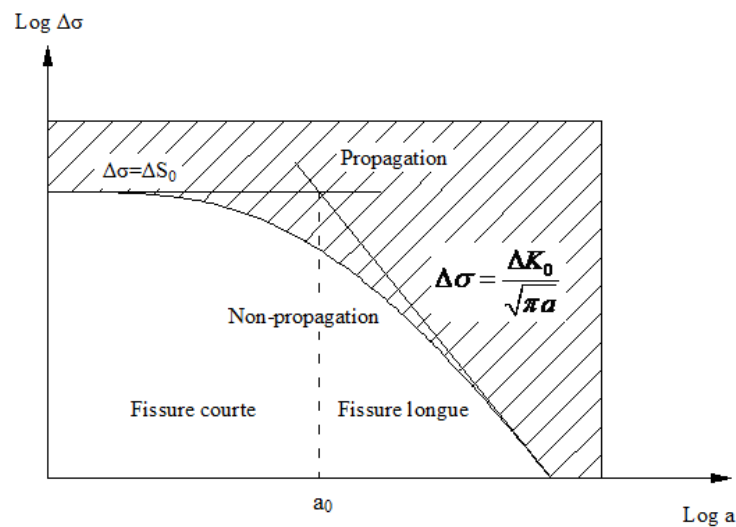


Fig.I-33: Domaine de fissures courtes et fissures longues [KIT 76]

Kitagawa et Takahashi [KIT 76] ont montré qu'en dessous d'une taille critique de défaut, ΔK_0 décroît avec la longueur de fissure. La figure I-33 montre la valeur de la contrainte en dessous de laquelle une éprouvette lisse ne rompt plus sous l'effet d'un chargement cyclique. Une méthode basée sur le diagramme de Kitagawa-Takahashi a été introduite pour caractériser ce phénomène [NOW 99, CHA 01].

Sur ce diagramme on distingue deux droites:

- La première horizontale correspond à la limite de fatigue,
- La deuxième correspond au seuil de propagation des fissures longues.

La zone inférieure, délimitée par ces droites, représente les conditions pour lesquelles une fissure ne se propage pas. Cette méthode suppose qu'il existe une valeur seuil du facteur d'intensité de contrainte (de front de fissure) ΔK_0 . Si $\Delta K > \Delta K_0$, la fissure courte se propage alors comme une fissure longue, si $\Delta K < \Delta K_0$, la fissure courte ne se propage pas. Si l'amplitude de la contrainte appliquée $\Delta \sigma > \Delta S_0$ (limite de fatigue), les fissures courtes s'amorcent et se propagent, si $\Delta \sigma < \Delta S_0$, les fissures courtes ne s'amorcent pas (figure I-34).

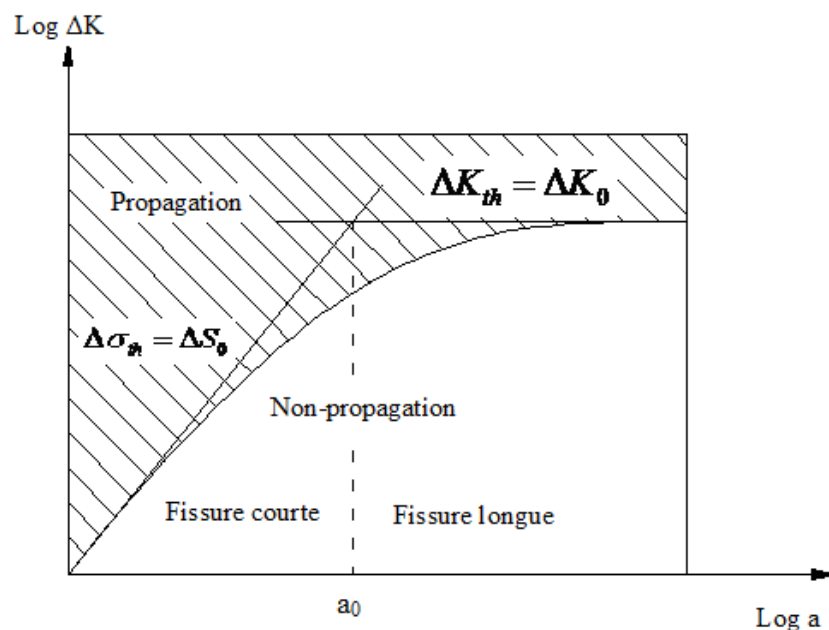


Fig.I-34: Diagramme de Kitagawa-Takahashi

Le comportement des fissures en début de propagation présente principalement deux types de caractéristiques de propagation. Dans le premier cas, les fissures courtes se propagent à une vitesse non régulière en dessous du seuil (ΔK_0) des fissures longues [LAN 82]. Dans certains cas, si la fissure est une fissure courte secondaire, elle arrête de se propager définitivement, et

peut être appelée fissure courte non propageante. Si la fissure est une fissure courte principale, elle se propage de manière irrégulière jusqu'à rupture de la pièce. Dans ce deuxième cas, les fissures courtes se propagent avec une vitesse de propagation soit accélérée, soit décélérée dans la région située en dessous du seuil des fissures longues. Cette accélération ou décélération peut être due à l'interruption fréquente de la propagation des fissures courtes au niveau d'obstacles microstructuraux [CHA 99]. Dans certains cas, cette décélération continue jusqu'à une vitesse minimale, quasiment nulle appelée puits de vitesse. Après avoir franchi cette décélération, les fissures courtes se propagent avec une vitesse accélérée, pour rejoindre le comportement des fissures longues [KAY 96].

Comme indiqué dans la figure I-35, des fissures de fatigue peuvent s'amorcer préférentiellement en fond d'entaille. Frost [FRO 59] a été le premier à observer l'arrêt de fissures amorcées en fond d'entaille. A l'aide d'une éprouvette en acier doux entaillée en V et soumise à la flexion rotative ($R=-1$), il a montré que des fissures pouvaient s'amorcer mais qu'elles s'arrêtent ensuite si le rayon de courbure ρ était suffisamment petit. Il trace la limite de fatigue en fonction du facteur de concentration de contrainte et montre que ce phénomène n'est obtenu que pour des entailles sévères. Cependant, les fissures peuvent devenir non-propageantes si le niveau de contrainte est trop faible.

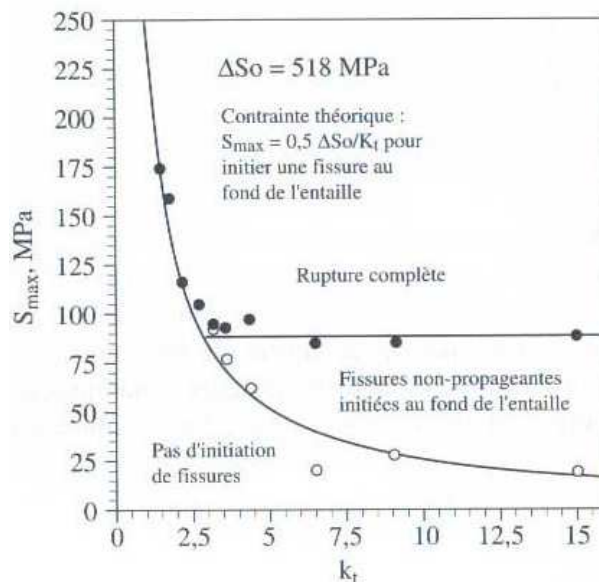


Fig.I-35: Résistance de pièces entaillées en V en acier doux en fonction du facteur de concentration de contrainte K_t [FRO 59].

I.4 Prédiction de la durée de vie par les méthodes « ε - N »

La méthode ε - N est une approche utile pour prévoir la durée de vie à l'amorçage de fissure en considérant les contraintes nominales élastiques. Dans ce cas là, la méthode ε - N utilise la déformation locale comme paramètre de fatigue pour prévoir la durée de vie. Elle est préférée si l'histoire de chargement est irrégulière et la contrainte moyenne est importante. La méthode prend en compte l'histoire de chargement, la géométrie et les propriétés des matériaux. Les opérations impliquées dans le processus de prévision, doivent être effectuées étape par étape. D'abord, la déformation dans la région critique est estimée et alors la méthode « rainflow » [MAT 68] est employée pour réduire l'histoire de charge si nécessaire. Puis, les modèles (Morrow, SWT par exemple) de réamorçage de fissure sont utilisés pour prévoir la durée de vie en fatigue.

I.4.1 La courbe de Ramberg-Osgood

Lors d'un essai de fatigue oligocyclique, le matériau décrit une boucle d'hystérésis dont les paramètres sont utilisés dans différents modèles pour prévoir la durée de vie en fatigue. La figure I-36 présente la boucle d'un cycle avec les grandeurs caractéristiques qui seront réutilisées par la suite.

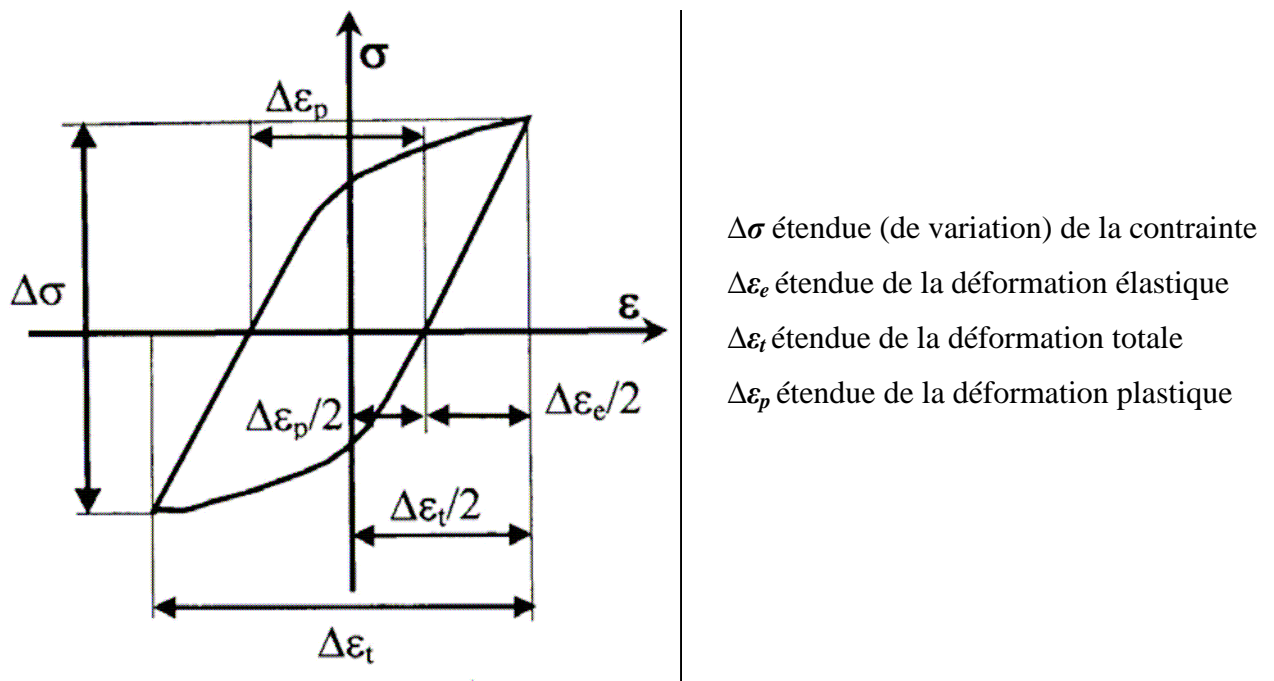


Fig.I-36: Représentation schématique de la boucle d'un cycle de fatigue et de ses variables caractéristiques.

La courbe d'érouissage cyclique, qui représente l'ensemble des sommets des boucles contrainte-déformation vraies pour la demi-durée de vie des éprouvettes, a été modélisée par une équation de type Ramberg-Osgood :

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2\left(\frac{\Delta\sigma}{2H'}\right)^{1/n'} \quad (28)$$

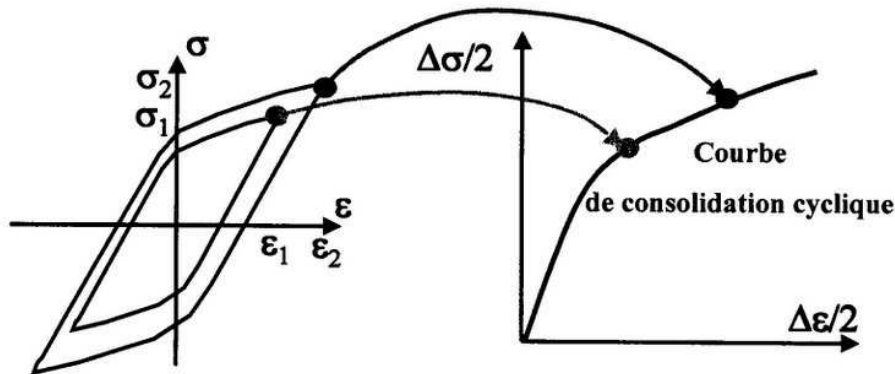


Fig.I-37: Construction de la courbe cyclique

Dans cette équation $\Delta\varepsilon$ désigne l'étendue de la déformation totale vraie et $\Delta\sigma$ représente l'étendue de la contrainte vraie. H' , E et n' sont respectivement le module d'érouissage cyclique, le module d'Young et l'exposant d'érouissage cyclique. Par analogie avec le comportement monotone, les courbes cycliques représentées sur la figure I-37 sont communément décrites à l'aide de relation du type Ramberg-Osgood en remplaçant les termes de contrainte σ et déformation ε par leur amplitude $\Delta\sigma/2$ et $\Delta\varepsilon/2$.

I.4.2 Formulation de la méthode ε - N

Généralement, les approches développées en déformation sont issues de la fatigue oligocyclique (forte plasticité) où les essais sont réalisés à déformation imposée.

Les modèles de Manson-Coffin [DOW 99] sont les plus couramment utilisés. Dans le domaine de la fatigue oligocyclique les déformations plastiques sont prépondérantes. Pour les états de contraintes uniaxiaux on fait usuellement l'hypothèse que la durée de vie N_f est reliée à l'amplitude de la déformation plastique $\Delta\varepsilon_p / 2$ par la courbe de Manson-Coffin.

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (29)$$

Dans le domaine de l'endurance où les déformations plastiques sont négligeables par rapport aux déformations élastiques, les méthodes anglo-saxonnes de calcul de durée de vie utilisent souvent le modèle de Basquin pour traduire la relation existant entre l'étendue de contrainte $\Delta\sigma$ et le nombre de cycles à fissuration N_f .

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_f' (2N_f)^b \quad (30)$$

Dans le cas d'un chargement périodique où la boucle d'hystérésis dans un diagramme contrainte-déformation est supposée stabilisée (représentée sur la figure I-38), l'hypothèse de partition des déformations permet d'écrire l'équation appelée équation de Manson-Coffin (équation 31) exprimant l'amplitude de déformation totale $\frac{1}{2}\Delta\varepsilon_t$ (partie élastique et plastique) en fonction du nombre de cycles à rupture N_f . Cette courbe est illustrée sur la figure I-39.

$$\frac{\Delta\varepsilon_t}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (31)$$

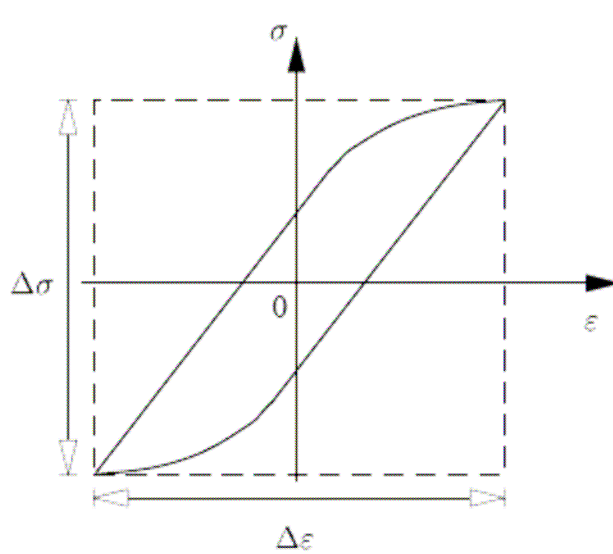


Fig.I-38: Boucle d'hystérésis stabilisée

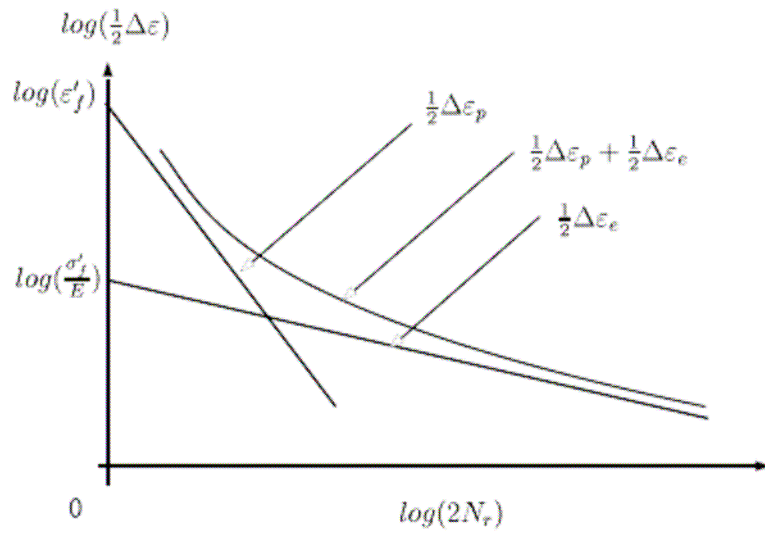


Fig.I-39: Courbe de Manson-Coffin [DOW 99]

Dans cette équation $2N_f$ représente le nombre d'alternances (extrema) à rupture du chargement, σ'_f , ε'_f , b , et c sont respectivement la résistance à la fatigue, le coefficient de ductilité et leurs exposants respectifs. Ils sont identifiés à l'aide d'essais de fatigue dans le domaine oligocyclique en traction alterne symétrique ($R_\sigma = -1$).

I.4.3 Méthode de Neuber

Pour tenir compte de la plasticité en fond d'entaille, une approche simple introduite initialement par Neuber, consiste à considérer séparément le facteur de concentration des contraintes K_σ et celui des déformations K_ε . Contrairement à un état élastique où $K_t = K_\sigma = K_\varepsilon$, lorsqu'un état de plasticité localisée est atteint, K_ε augmente et K_σ diminue. La méthode de Neuber propose donc de prendre le facteur de concentration de contraintes théorique égal à la moyenne géométrique de K_ε et K_σ :

$$K_t = \sqrt{K_\varepsilon K_\sigma} \quad (32)$$

L'équation (32) peut donc s'écrire en utilisant les notations de la figure I-40 :

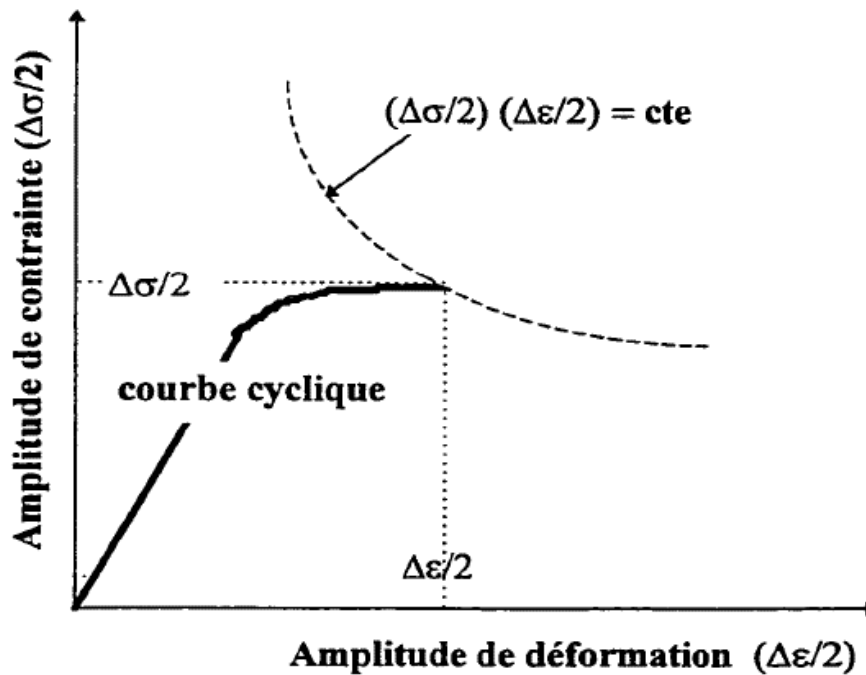


Fig.I-40: principe du calcul des contraintes et des déformations en fond d'entaille par la méthode de Neuber

$$K_t^2 = \frac{\sigma \varepsilon}{\sigma_n \varepsilon_n} \quad (33)$$

Cette équation constitue la première hyperbole de Neuber. Les grandeurs σ et ε représentent ici les plus grandes contrainte et déformation principales. La contrainte et la déformation localisées en fond d'entaille sont obtenues à l'intersection de cette hyperbole avec la courbe d'érouissage monotone du matériau, ce qui est représenté par le point A sur la figure I-40. Les grandeurs σ_n et ε_n représentent la contrainte et la déformation en fond d'entaille.

au cours d'un déchargement d'amplitude $\Delta\sigma$, on opère un changement d'axe à partir du point A (σ', ε') et l'on prend en compte, cette fois-ci, l'équation (33) sous la forme suivante :

$$K_t^2 = \frac{\Delta\sigma \Delta\varepsilon}{\Delta\sigma_n \Delta\varepsilon_n} \quad (34)$$

Cette équation permet de représenter la seconde hyperbole de Neuber liée au déchargement. Pour obtenir la contrainte et la déformation au point B, on utilise l'intersection de cette hyperbole avec la courbe d'érouissage cyclique ($\Delta\sigma/2 = f(\Delta\varepsilon/2)$) du matériau.

Si on connaît le K_t , le module d'érouissage cyclique K' , le module d'Young cyclique E , l'exposant d'érouissage cyclique n' , et la contrainte nominale appliquée, la contrainte locale σ et la déformation locale ε peuvent être résolu en combinant l'équation (28) et l'équation (34).

I.4.4 Définition des facteurs influençant la durée de vie en fatigue

La fatigue est un phénomène très complexe qui dépend de nombreux paramètres. Pour en tenir compte on introduit des facteurs de correction qui pondèrent soit la limite de fatigue S_0 (pour refléter par exemple l'influence de l'état de surface, de la taille, de l'environnement) soit les contraintes appliquées elles-mêmes (pour refléter l'effet des concentrations de contrainte).

L'effet des divers paramètres est présenté dans les pages suivantes, puis la procédure pour faire des estimations élémentaires de dimensionnement à la fatigue est présentée. On insiste sur le fait que la procédure est approximative.

I.4.4.1 Influence de la contrainte moyenne

L'effet de la contrainte moyenne sur la durée de vie en fatigue est illustré dans la figure I-41-a qui montre des courbes $S-N$ obtenues pour différentes valeurs de σ_m . Plus la contrainte moyenne est élevée, plus faibles sont les amplitudes des contraintes cycliques acceptables pour encore garantir une durée de vie illimitée ou limitée à un nombre de cycles donné.

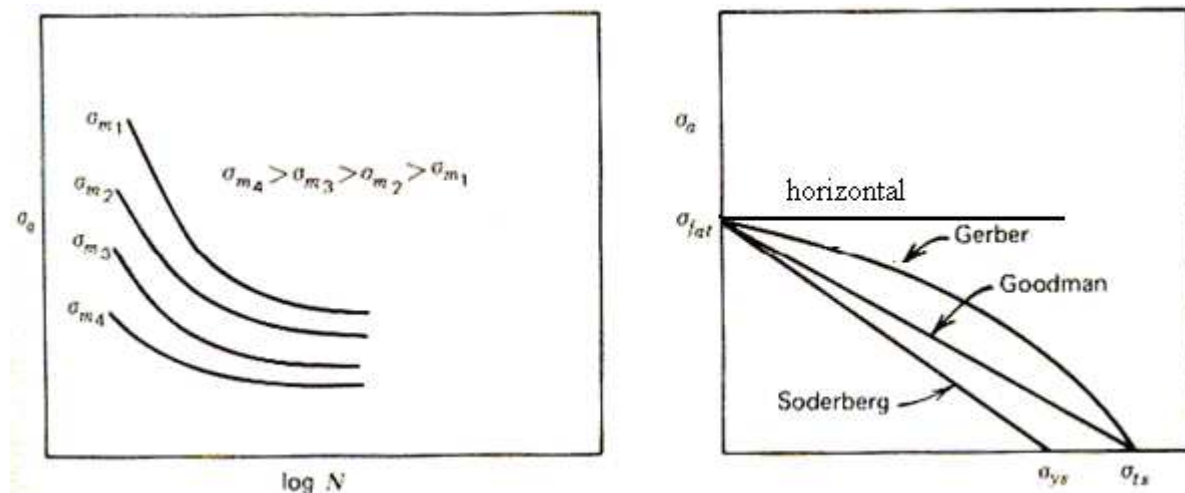


Fig.I-41: (a) influence de la contrainte moyenne sur le comportement en fatigue;
(b) courbes de Gerber, de Goodman et de Soderberg

Une relation entre l'amplitude de contrainte σ_a et la contrainte moyenne σ_m est représentée avec plus ou moins de précision par les diverses courbes de la figure I-41-b: courbes de Gerber, de

Goodman et de Soderberg. Dans le traitement de la fatigue présenté ici, on utilise une variante du diagramme de Goodman (figure I-42).

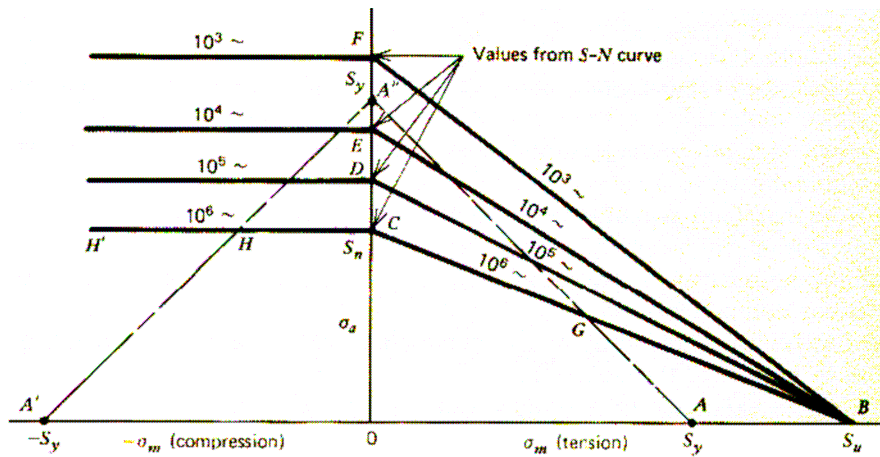


Fig.I-42: contrainte alternée en fonction du nombre de cycles [STE 01]

Pour tenir compte approximativement de l'effet de la contrainte moyenne, on utilise le diagramme dit de Goodman/Soderberg.

Ce diagramme porte en abscisse la contrainte moyenne σ_m et en ordonnée l'amplitude de la contrainte variable. On construit ensuite des droites limites qui garantissent une durée de vie, d'un certain nombre de cycles N ou infinie. Si la contrainte moyenne est égale à la contrainte de rupture, aucune contrainte variable ne peut être appliquée. Ceci correspond au point **B**. Inversement, si la contrainte moyenne est nulle, on se trouve dans le cas de la fatigue par contrainte alternée. On peut donc appliquer une contrainte alternée correspondant au nombre de cycles que l'on veut garantir (par exemple 10^3 ou 10^4 ou 10^5 ou 10^6 comme dans la figure I-42). On obtient les valeurs au point **C, D, E, F**, à partir de la courbe S-N de Wöhler. En reliant le point **B** au point **C, D, E, F**, selon le cas désiré, on obtient les droites qui définissent les combinaisons de la contrainte moyenne et l'amplitude de la contrainte variable qui permettront juste d'avoir la tenue en fatigue désirée. Dans le domaine de la compression, la contrainte moyenne n'a pas d'influence sur la tenue en fatigue, et c'est pour cela que l'on étend le diagramme au moyen horizontal.

La droite 'A-A' représente la droite d'écoulement plastique en traction uniaxiale ou en flexion pure, donc la droite

$$R_{p0.2} = \sigma_m + \sigma_a \quad (35)$$

Elle restreint le domaine défini par le diagramme de Goodman/Soderberg pour éviter la plastification.

Afin de tenir compte de l'influence du chargement moyen de traction sur la durée de vie, Morrow modifie [DOW 99] l'équation de Manson-Coffin des manières suivantes

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E} \left(1 - \frac{\sigma_m'}{\sigma_f'}\right) (2N_f)^b + \varepsilon_f' \left(1 - \frac{\sigma_m'}{\sigma_f'}\right)^{c/b} (2N_f)^c \quad (36)$$

et

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E} \left(1 - \frac{\sigma_m'}{\sigma_f'}\right) (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (37)$$

Il traduit par l'équation (36) le fait que l'influence de la contrainte moyenne de traction σ_m est plus importante pour les faibles déformations plastiques que dans le domaine oligocyclique par rapport à l'équation (31).

Les formulations précédentes peuvent s'utiliser avec d'autres fonctions comme celles de Smith-Watson-Topper(38). Contrairement aux formulations classiques de Manson-Coffin ou de Morrow, ces fonctions introduisent un paramètre h'' reliant les amplitudes de déformation et la contrainte maximale d'un cycle. Elles permettent ainsi de tenir compte des contraintes moyennes non nulles qui ont un effet non négligeable sur les durées de vie en fatigue.

$$h''(N_f) = \sigma_{\max} \varepsilon_a = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (38)$$

La durée de vie pour chaque cycle de base suit une relation de Manson-Coffin. Cette approche permet ainsi de distinguer les endommagements. La formulation peut être modifiée de manière à considérer les effets de contrainte moyenne.

I.4.4.2 Facteur de sensibilité à l'entaille

On prend en compte l'effet des concentrations de contrainte sur la tenue à la fatigue en introduisant le facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f . Celui-ci est défini pour une concentration de contrainte donnée comme le rapport de la limite d'endurance S_0 de l'éprouvette standard lisse à la limite d'endurance S'_0 pour l'éprouvette contenant la concentration de contrainte (l'entaille).

Le facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f n'est pas identique au facteur de concentration en élasticité K_t défini plus haut. Cette différence intervient parce que la fatigue met en jeu localement la microstructure et ses défauts. Les défauts microscopiques influencent leur durée de vie et font que l'influence de l'entaille macroscopique est moins prononcée que

ce à quoi on pourrait s'attendre en considérant la concentration de contrainte élastique seulement. K_f est généralement compris entre 1 et K_t , $1 < K_f < K_t$.

Cet aspect a été pris en compte en définissant le coefficient de sensibilité à l'entaille du matériau en fatigue, q , défini par:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (39)$$

Ce coefficient permet de mesurer la correspondance entre les facteurs K_t et K_f .

Le facteur de sensibilité q à l'entaille prend en compte les effets de microstructure et de plasticité. Il est défini ci-dessus en termes de K_t et K_f . On le détermine empiriquement. Lorsque q est égal à 1 le matériau est très sensible à l'entaille et $K_f = K_t$. Lorsque q approche 0, K_f approche 1 et il n'y a pas de sensibilité à l'entaille. La figure I-43 montre que q est fonction du type de matériau, en particulier de la résistance du matériau et du rayon de l'entaille.

Les matériaux à haute résistance sont plus sensibles aux entailles que ceux à basse résistance. La sensibilité à l'entaille diminue lorsque le rayon d'entaille diminue et s'approche de la taille des défauts de microstructure. Pour les rayons d'entaille supérieurs à 4 mm, on extrapole les valeurs des courbes ou on choisit $q = 1$.

La connaissance du paramètre q , fonction des caractéristiques mécaniques du matériau et en particulier de sa charge à la rupture, permet d'estimer le facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f de ce matériau entaillé (K_t connu), et conduit à la connaissance de la limite d'endurance S_0 sous entaille sans avoir à réaliser d'essais.

Peterson a proposé que le q fonction du rayon en fond d'entaille ρ , sont donné par une relation empirique

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a_p}{\rho}} \quad (40)$$

où ρ est le rayon de l'entaille en mm et a_p est une constante qui évolue en fonction du R_m (résistance ultime), et est donnée par la relation :

$$a_p = \left(\frac{270}{R_m} \right)^{1.8} \quad (41)$$

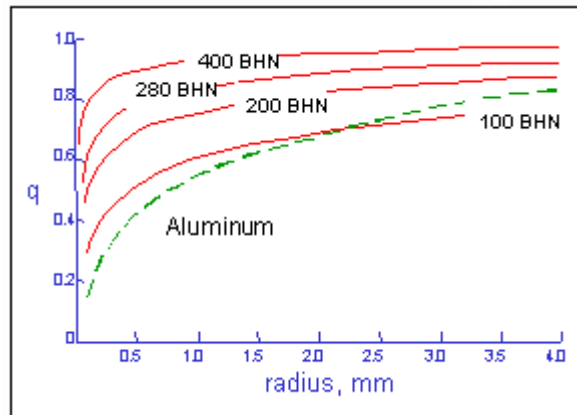


Fig.I-43: Variation du facteur de sensibilité à l'entaille en fatigue q en fonction du rayon en fond d'entaille selon Peterson [PET 59]

Neuber [NEU 68] a proposé une autre relation par calculer q :

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a_n}{\rho}}} \quad (42)$$

Où a_n est un paramètre caractéristique, donné par la figure I-44.

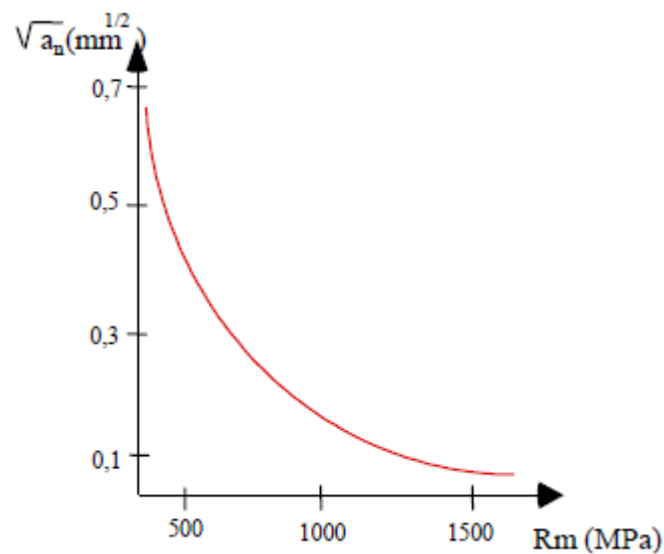


Fig.I-44: Variation de la grandeur caractéristique $\sqrt{a_n}$ dans la formule de Neuber. [NEU 68]

Références

- [BAT 97] C. BATHIAS, J.P. BAÏLON. La fatigue des matériaux et des structures, 2ème édition, 1997.
- [BHA 98] B. BHATTACHARYA, B. ELLINGWOOD. Continuum damage mechanics analysis of fatigue crack initiation. *International Journal of Fatigue*. 20, N°9, p. 631-639, 1998.
- [CHA 01] K.S. CHAN, Y.D. LEE, D.L. DAVIDSON, J.S.J. HUDAK. A fracture mechanics approach to high cycle fretting fatigue based on the worst case fret concept – I. Model development. *International Journal Fracture*. 112, p. 299-330, 2001.
- [CHA 99] M.D. CHAPETTI, T. KITANO, T. TAGAWA, T. MIYATA. Two small-crack extension force concept applied to fatigue limit of blunt notched components. *International Journal of Fatigue* 21, p. 77-82, 1999.
- [CHE 85] C.C. CHEN, H.I. PAN. Collection of papers on fracture of metals, Edition C. CHEN, Metallurgy Industry Press, Beijing, p.119-219,1985.
- [CHU 03] K.H. CHUNG, W.H. YANG. A study on the fatigue crack growth behavior of thick aluminum panels repaired with a composite patch. *Composite Structures*. v.60, Issue 1, p.1-7, 2003.
- [CRE 67] M. CREAGER, P.C. PARIS, Elastic field equations for blunt cracks with reference to stress corrosion cracking. *International Journal of Fracture Mechanics*. 3, p. 247-252,1967.
- [DAV 82] B. DAVID. The practical use of fracture mechanics. Kluwer Academic Publishers, 1982.
- [DES 01] J.L. DESIR, Examples of repair welding of heavy machinery subject to breakage due to low frequency alternating stresses. *Engineering Failure Analysis*, v.8, Issue 5, p. 423-437, 2001.
- [DOM 96] K.Y. RAYMOND, S.S. KULDEEP. Innovative laser heating methodology study for crack growth retardation in aircraft structures, *International Journal of Fatigue*, v.27, Issue 3, p. 245-253, 2005.
- [DOW 1999] N.E. DOWLING. Mechanical behavior of materials. New Jersey, Prentice-Hall, 1999.
- [ETU 00] L.S. ETUBE, F.P. BRENNAN, W.D. DOVER. A new method for predicting stress intensity factors in cracked welded tubular joints, *International Journal of Fatigue*. v. 22, Issue 6, p. 447-456, 2000.

- [FRO 59] N.E. FROST. A relation between the critical alternating propagation stress and crack length for mild steel. *proc. Institution of mechanical engineers*, 173, n° 35, p.811-827, 1959.
- [GHF 00] R. GHFIRI. Etude du retard à l'amorçage et à la propagation d'une fissure de fatigue après perçage d'un trou avec et sans expansion. Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, France, 2000.
- [GLI 85] G. GLINKA, A. NEWPORT. Universal feature of elastic notch tip stress fields, *International Journal of Fracture*. v.9, p.143,1985.
- [GOT 96] M. GOTO, H. MIYAGAWA, H.N. ISITANI. Crack growth arresting property of a hole and brinell-type dimple. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. v.19, No. 1, p. 39-49,1996.
- [HAD 79] M.H.EL. HADDAD, T.H. TOPPER, K.N. SMITH. Prediction of nonpropagating cracks. *Engineering Fracture Mechanics*. v. 11, p. 573-584, 1979
- [HAL 03] M.D. HALLIDAY, C. COOPER, P. POOLE, P. BOWEN. On predicting small fatigue crack growth and fatigue life from long crack data in 2024 aluminium alloy. *International Journal of Fatigue*, v. 25, Issue 8, p. 709-718, 2003.
- [HIL 59] R. HILL. The mathematical theory of elasticity. Oxford university press, p. 248, 1959.
- [ING 13] C.E. INGLIS. Stress in a plate due to the presence of cracks and sharp corners. *Philosophical Transactions of the Royal Society series A*, v.215, p.119-233, 1913.
- [IRW 60] G.R. IRWIN. Plastic zone near a crack and fracture toughness. *Proc. of Seventh Sagamore Ordnance Materials Conference*, Syracuse University, IV-63-IV-78,1960.
- [KAY 96] C. KAYNAK, A. ANKARA, T.J. BAKER. A comparison on short and long fatigue crack growth in steel, *International Journal of Fatigue*. v. 18, No 1, p. 17-23, 1996.
- [KIT 76] H. KITAGAWA, S. TAKAHASHI. Application of fracture mechanics to very small cracks or the cracks in the early stage. *Proceedings of 2nd Int. conf. of Mechanical Behaviour of Materials*, Boston , p. 627-631, 1976.
- [KIR 99] K. J.KIRKHOPE, R.BELL, L.CARON, R.I.BASU, K.T.MA. Weld detail fatigue life improvement techniques. Part 1: review. *Marine Structures*. v.12, Issue 6, p.447-474, 1999.
- [KRU 99] J.J. KRUZIC, J.P. CAMPBELL, R.O. RITCHIE. On the fatigue behaviour of γ -based titanium aluminides: role of small cracks, *Acta mater*. v. 47, No. 3, p. 801-816, 1999.
- [LAN 82] J. LANKFORD. The growth of small fatigue cracks in 7075-T6 aluminium. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 5, 3, p. 223-248,1982.
- [LAN 85] J. LANKFORD. The influence of microstructure on the growth of short fatigue cracks. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. vol. 8(2), p. 161-175,1985.

- [LAW 99] L. LAWSON, E.Y. CHEN, M. MESHII. Near-threshold fatigue: a review. *International Journal of Fatigue*. 21:S15–34,1999.
- [MAT68] M. MATSUSHI, T. ENDO. Fatigue of metals subjected to varying stress. Presented to JSME, Fukuoko, Japan,1968.
- [MAT 34] J. MATHAR. Determination of Initial Stresses by Measuring the Deformation Around Drilled holes, *Arch Eisenhüttenwesen*, 6, p. 277-281 et *Trans. ASME*, V56 (4), p.249, 1934.
- [MEG 02] M.A.MEGGIOLARO, J.T.P. CASTRO. Evaluation of the errors induced by high nominal stresses in the classical ϵ -N method,in Blom, AF ed. *Fatigue 2002(2)*, p.1451-1458, EMAS 2002.
- [MT 88] Y.MT, D.L. DUQUESNAY, T.H. TOPPER. Notch fatigue behavior of 1045 steel. *International Journal of Fatigue*. 10:109–16,1988.
- [NAB 98] S. NABOULSI, S. MALL. Nonlinear analysis of bonded composite patch repair of cracked aluminum panels. *Composite Structures*, v.41, Issues 3-4, p. 303-313, 1998.
- [NEU 68] H. NEUBER. Theoretical determination of fatigue strength and stress concentration. Air Force Material Laboratory, Report AFML-TR-68-20, 1968.
- [NEU 69] H. NEUBER. Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary non-linear stress-strain law, *Journal of Applied Mechanics*. v. 28, N° 4, p .544-551,1969.
- [NOW 99] D. NOWELL, J.A. ARAUJO. Small fatigue crack; mechanics, mechanisms, and application. In: Ravichandran K S, Ritchie RO, Murakami Y, editors, Oxford: Elsevier, p.361-72: 1999.
- [Oka99] M. OKAZAKI, Y. YAMAZAKI. Creep-fatigue small crack propagation in a single crystal Ni-base superalloy, CMSX-2 Microstructural influences and environmental effects. *International Journal of Fatigue*, 21, 79-86, 1999.
- [PAR 61] P.C. PARIS, M. GOMEZ, W. ANDERSON. A rational analytic theory of fatigue. *The trend in engineering*, 13:9-14, 1961.
- [PAR 63] P.C. PARIS, F. ERDOGAN. A critical analysis of crack propagation laws. *Journal of Basic Engineering*. 85:528–34,1963.
- [PAN 00] O.P. OSTASH, V.V. PANASYUK. Fatigue process zone at notches. *International Journal of Fatigue*. 23, p 627-636 ,2000.
- [PEA75] S. PEARSON. Initiation of fatigue crack in commercial aluminium alloys and the subsequent propagation of very short cracks. *Engineering Fracture Mechanics*. 7:235-247, 1975.

- [PET 74] R.E. PETERSON. Stress concentration factors Willey-interscience, New York, 1974.
- [PET 59] R.E. PETERSON. Notch sensitivity, in G. Sines and J.L. Waissman (eds.), Metal Fatigue, McGraw Hill, New York, p.293-306, 1959.
- [RAV 97] K.S. RAVICHANDRAN. Three-dimensional crack-shape effects during the growth of small surface fatigue cracks in a titanium-base alloy. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. v.20 (10), p.1423-1442, 1997.
- [RAY 02] P.K. RAY, B.B. VERMA, P.K. MOHANTHY. Spot heating induced fatigue crack growth retardation, Pressure Vessels and Piping, v.79, p. 373-376, 2002.
- [RAY 04] K.K. RAY, N. NARASIAH, R. SIVAKUMAR. Studies on small fatigue crack growth behaviour of a plain carbon steel using a new specimen configuration. Materials Science and Engineering:A. 372(1-2):81-90,2004.
- [RAY 05] K.Y. RAYMOND, S.S. Kuldeep, Innovative laser heating methodology study for crack growth retardation in aircraft structures, International Journal of Fatigue. v. 27, Issue 3, p. 245-253, 2005.
- [RIT 86] R.O. RITCHIE, J. LANKFORD. Small fatigue crack. A publication of the metallurgical society Inc., 1986.
- [RIT 99] R.O. RITCHIE, B.L. BOYCE, J.P. CAMPBELL, O. RODER , A.W. THOMPSON, W.W. MILLIGAN, Thresholds for high-cycle fatigue in a turbine engine Ti-6Al-4V alloy. International Journal of Fatigue 21, p.653-662, 1999.
- [ROD 04] J.E. RODRIGUEZ-SANCHEZ, W.D. DOVER, F.P. BRENNAN. Application of short repairs for fatigue life extension. International Journal of Fatigue. v.26, Issue 4, Pages 413-420, 2004.
- [ROD 98] J.E. RODRIGUEZ-SANCHEZ, F.P. BRENNAN, W.D. DOVER. Minimization of stress concentration factors in fatigue crack repairs. International Journal of Fatigue. v.20, Issue 10, p.719-725, 1998.
- [SHI 96] C.S. SHIN, C.M. WANG, P.S. SONG. Fatigue damage repair: a comparison of some possible methods. International Journal of Fatigue. v.18, Issue 8, p.535-546,1996.
- [SIN 00] V. SINHA, C. MERCER, W.O. SOBOYEJO. An investigation of short and long fatigue crack growth behavior of Ti-6Al-4V, Materials Science and Engineering A287, p. 30-42, 2000.
- [SMI 78] R.A. SMITH, K.J. MILLER. Prediction of fatigue regimes in notched components, International journal of mechanical sciences. 20, p. 201-206, 1978.
- [SON 04] P.S. SONG, Y.L. SHIEH. Stop drilling procedure for fatigue life improvement. International Journal of Fatigue. 26(12), p. 1333-1339, 2004.

- [SON 97] P.S. SONG, S. HWANG, C.S. SHIN. Effect of artificial closure materials on crack growth retardation. *Engineering Fracture Mechanics*, v.73, Issue 1, p. 22-41, 2006.
- [SON 99] P.S. SONG, C.C. WEN. Crack closure and crack growth behaviour in shot peened fatigued specimen. *Engineering Fracture Mechanics*. v.63, Issue 3, p. 295-304,1999.
- [STE 01] R.I. Stephens, A. Fatemi, R.R. Stephens, H.O. Fuchs. *Metal Fatigue in Engineering*. John Wiley and Sons, Inc., USA, 2001.
- [SU 08] M. SU, A. AMROUCHE, G. MESMACQUE, N. BENSEDDIQ. Numerical study of double cold expansion of the hole at crack tip and the influence on the residual stresses field. *Computational Materials Science*. v. 41, Issue 3, p. 350-355, 2008.
- [SUR 84] S. SURESH, R.O. RITCHIE. Propagation of short fatigue cracks. *International Metals Reviews*. 29, 6:445-476, 1984.
- [TAD 85] H. TADA, P.C. PARIS, G.R. IRWIN. *The stress analysis of cracks handbook*. Del Research; 1985.
- [TAN 81] K. TANAKA, Y. NAKAI, M. YAMASHITA. Fatigue growth threshold of small cracks, *International Journal of Fracture*. v.17, n.5, p. 519-533, 1981.
- [TAN 83] K. TANAKA and Y. NAKAI. Propagation and non propagation of short fatigue cracks at a sharp notch. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 6, p. 315-327, 1983.
- [TAY 89] D. TAYLOR, *Fatigue thresholds*, Butterworth London, 1989.
- [TIM 51] S. TIMOSHENKO, N. GOODIER. *Theory of elasticity*, Second Edition, McGraw-Hill Book Compagney, New York, 1951.
- [TET 67] A.S. TETELMAN, A.J. MCEVILY. *Fracture of structural materials*, p. 309, 1967.
- [TRI 92] A. TRICOTEAUX, S. DEGALLAIX, J. CLAYES. Influence of welding parameters and TIG dressing on the fatigue life in high strength structural steel weldments, *MAT-TEC 92*, L. Castex et al Eds, I.I.T.T., p. 115-121,1992.
- [TRI 95] A. TRICOTEAUX, F. FARDOUN, S. DEGALLAIX, F. SAUVAGE. Fatigue crack initiation life prediction in strength structural steel welded joints, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, v.18, n°2, p. 189-200, 1995.
- [USA 85] S.I. USAMI. *Current research on crack*, Edition Tanaka, jono, Komai, the Society of Material Science, Kyoto, Japan, p. 199, 1985.
- [WU 09] H. WU, N. BENSEDDIQ, A. IMAD. Fracture toughness prediction of a valve body: Numerical analysis. *Engineering Failure Analysis*, In Press, 2009.
- [XU 89] X.X. XU, Q.G. CAI, Y. SU, W.D. MA. Notch root strain and stress distribution in power hardening materials. *International journal of fracture*. N° 41, p. 275-282,1989.

- [YAN 01] J.-M. YANG, Y.C. HER, N. HAN, A. CLAUER. Laser shock peening on fatigue behaviour of 2024-T3 Al alloy with fastener holes and stopholes. *Material Science and Engineering*, v.298, Issue 1-2, p. 296-299, 2001.
- [ZAB 95] A. ZABETT, A. PLUMTREE. Microstructural effects on the small fatigue crack behaviour of an aluminium alloy plate. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. v.18(7), p. 801-809, 1995.
- [ZEG 88] A. ZEGHLOUL. Comparaison de la propagation en fatigue des fissures courtes et des fissures longues. Thèse de doctorat, Université de Poitiers N° d'ordre 480, 1988.
- [ZHA 01] J.Z. ZHANG, Y. SHAN. Elastic plastic finite element analysis experimental study of short and long fatigue crack growth. *Engineering fracture mechanics*, 68, p. 1591-1605, 2001.
- [ZHU 00]: S.J. ZHU, L.M. PENG, T. MORIYA, Y. MUTOH. Effect of stress ratio on fatigue crack growth in TiAl intermetallics at room and elevated temperatures. *Materials Science and Engineering A290*, p. 198-206, 2000.

Chapitre II

Prévision par la méthode ε - N de la durée de vie d'une structure fissurée et réparée par la méthode du trou

Introduction

Dans ce chapitre nous présentons une application des méthodes ε - N pour prévoir la durée de vie résiduelle des structures fissurées et réparées par la méthode du trou. Nous nous sommes basés principalement sur des résultats d'essais de fatigue réalisés au sein de notre laboratoire et dans le cadre de la thèse de Ghfiri [GHF 00]. Nous présentons tout d'abord les conditions des essais de fatigue ainsi que les résultats obtenus sur des éprouvettes SENT fissurées non réparées, puis réparées par la méthode du trou avec différents rayons (1 mm, 2.5 mm et 3 mm). L'utilisation des méthodes ε - N nécessite entre autres de connaître le coefficient de concentration de contrainte K_t . Nous présentons également dans ce chapitre une étude comparative pour estimer ce coefficient K_t par différentes méthodes : méthode d'Inglis, méthode de Creager et Paris et méthode des Eléments Finis. Nous finirons par montrer les prévisions en termes de durées de vie obtenues par trois modèles ε - N qui prennent en compte l'influence de la charge moyenne, à savoir : Morrow El, Morrow EP et Smith-Watson-Topper, que nous comparons ensuite aux résultats expérimentaux.

II.1 Essais de fatigue

II.1.1 Objectif de l'étude expérimentale

L'étude expérimentale concerne l'analyse de l'influence de la réparation des fissures de fatigue par la méthode du trou sur la durée de vie résiduelle. Pour étudier l'influence du diamètre du trou sur la durée de vie des structures fissurées par cette méthode de réparation, une série d'expériences a été effectuée avec les éprouvettes SENT pré fissurées, afin de mesurer l'augmentation de la durée de vie de réamorçage des fissures après perçage d'un trou centré sur sa pointe.

II.1.2 Caractéristiques des matériaux

Le matériau étudié était un alliage d'aluminium 6082 T6, employé souvent en véhicules industriels, composants ferroviaires et construction navale, dont la composition chimique et les propriétés mécaniques sont données dans les tableaux II-1 et II-2.

	Si	Mg	Fe	Cu	Mn	Cr	Zn	Ti	Autre chaque	Autre total	Al
Min	0,7	0,6	–	–	0,4	–	–	–	–	–	95,2
Max	1,3	1,2	0,5	0,1	1,0	0,25	0,2	0,1	0,05	0,15	98,3

Tableau II-1 : Composition chimique en pourcentage massique de l'Al 6082-T6

	S_e (MPa)	S_m (MPa)	E (GPa)	RA %	HV_{50}
Al 6082 T6	280	327	68	12	95

Tableau II-2 : Propriétés mécaniques basiques de l'alliage d'Al 6082 T6

S_e est la limite élastique, S_m est la limite de rupture, E est le module de Young, RA est le pourcentage de réduction de surface et HV_{50} est la dureté Vickers mesurée sous une charge de 50 kg.

II.1.3 L'éprouvette de fissuration par fatigue et conditions de chargement

Les éprouvettes SENT utilisées pour les mesures de durée de vie résiduelle ont été coupées dans une plaque d'aluminium suivant la direction transversale LT, et les essais de fatigue ont été effectués sur une machine 100 kN servo-hydraulique commandée par un ordinateur. Tous les essais ont été effectués suivant les procédures sous une amplitude de chargement constante ΔP et un rapport de charge de $R = P_{min}/P_{max} = 0,57$. La valeur R est un paramètre important pour la durée de vie comme montré dans la figure (II.1.a).

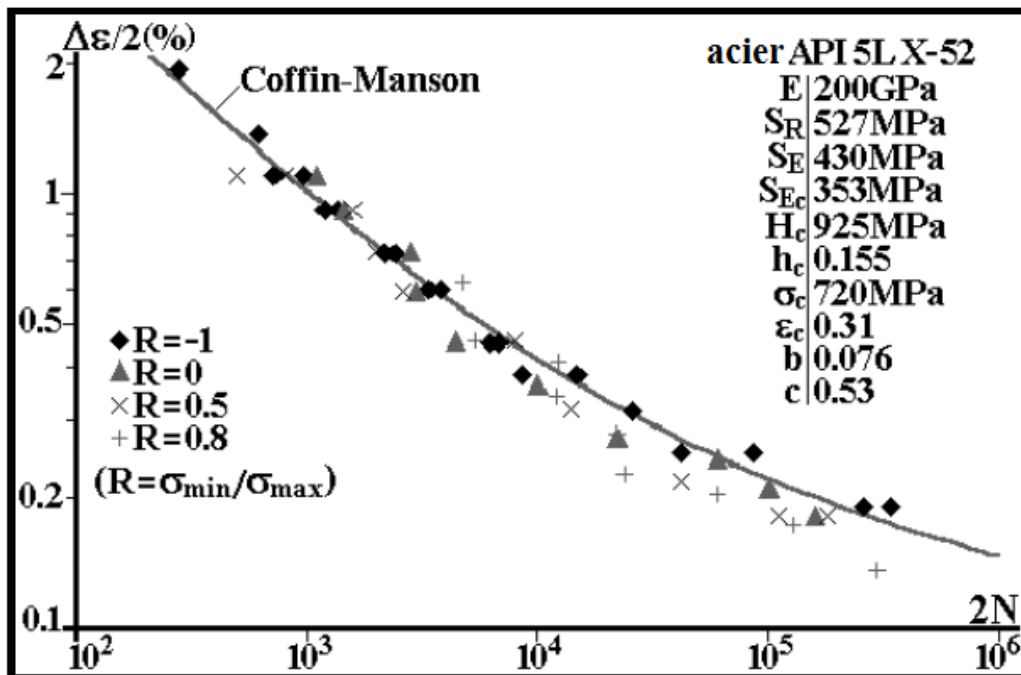


Fig. II-1.a: l'influence de R sur la durée de vie

Ce rapport de charge R élevé a été choisi pour éviter le phénomène de fermeture de fissure sous la charge minimale P_{min} , et ainsi garantir l'ouverture complète au cours de l'essai de fatigue. L'éprouvette SENT utilisée est présentée sur la figure II-1 avec a la longueur de la fissure, $B = 8$ mm l'épaisseur de l'éprouvette et $W = 80$ mm sa largeur.

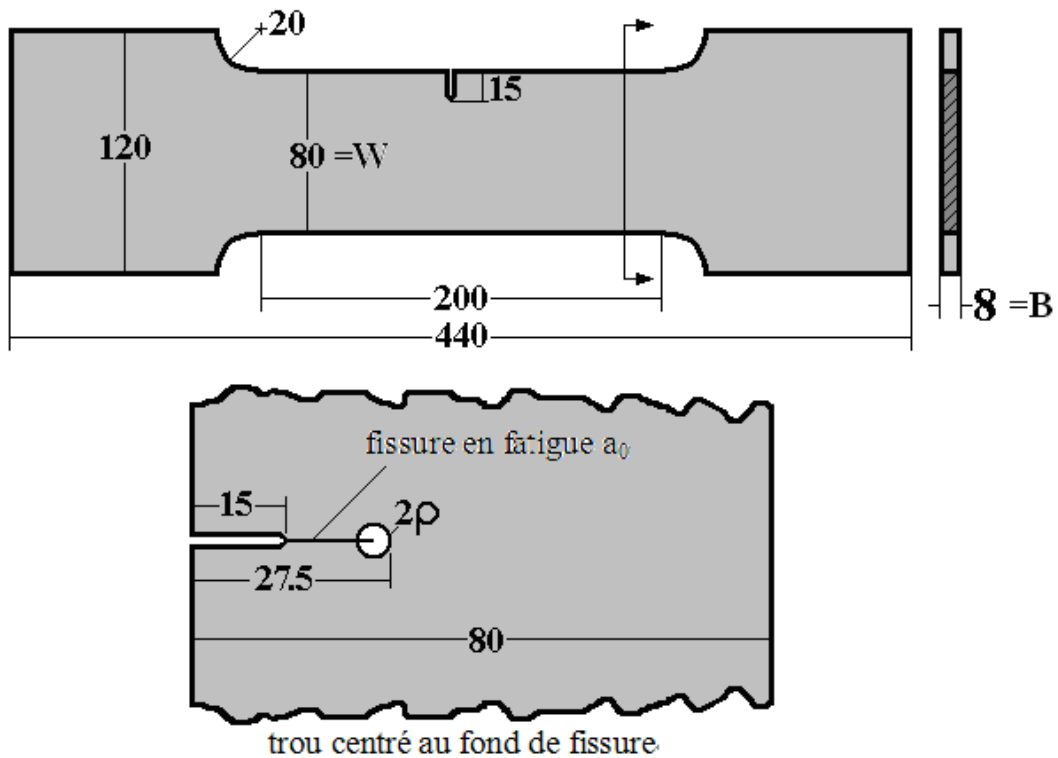


Fig. II-1.b: Géométrie de l'éprouvette

Le perçage est effectué en fond de la fissure comme présenté dans le schéma de la figure (II.1.b). Dans cette position, le perçage supprime les singularités et diminue le coefficient de concentration de contrainte K_t . Trois rayons de trou ρ ont été étudiés, 1, 2,5 et 3 mm. Le diamètre final du perçage est obtenu par un alésage, une procédure nécessaire afin de supprimer tous les défauts causés par le foret qui peuvent accélérer le réamorçage de la fissure. Enfin un polissage (papier et diamant) est effectué sur le bord du trou.

Le perçage du trou est effectué de façon à avoir toujours $(a_0 + \rho) = 27,5 \text{ mm} \Rightarrow a_n/W = 27,5/80 = 0,344$, pour éviter toute variation de l'influence possible de la longueur de fissure réparée a_n . Cette condition nécessite de fissurer initialement jusqu'à une longueur $a_0 = 26,5, 25$ et $24,5 \text{ mm}$ respectivement pour $\rho = 1, 2,5$ et 3 mm . L'amplitude de la charge ΔP est toujours constante, avant et après le perçage des trous. Le tableau II-3 reprend toutes les conditions de l'essai à respecter pour chaque éprouvette et après chaque réparation.

ΔK (MPa $\sqrt{\text{m}}$)	6	7.4	7.5	8	8.1	9	10.1	13.5	14
ΔP (kN)	7,163	8,835	8,954	9,551	9,671	10,75	12,06	16,12	16,71

P_{max} (kN)	9,496	11,71	11,87	12,66	12,82	14,24	15,98	21,37	22,16
P_{min} (kN)	16,66	20,55	20,82	22,21	22,49	24,99	28,04	37,48	38,87
$\Delta\sigma$ (MPa)	17,06	21,04	21,32	22,74	23,03	25,58	28,71	38,38	39,80
σ_m (MPa)	31,14	38,40	38,92	41,52	42,03	46,70	52,41	70,06	72,65

Tableau II-3 : Conditions de chargement cyclique : σ_m contrainte moyenne, $\Delta\sigma$ amplitude de contrainte et $\sigma = P/B(W-a_n)$ contrainte nominale

II.1.4 Discussion des résultats expérimentaux

La figure II-2 présente les courbes de propagation illustrant l'évolution de la longueur de la fissure a en fonction du nombre de cycles N , pour les différents rayons. Ces courbes indiquent le point d'amorçage de la fissure après perçage qui correspond au nombre de cycles total N_a à l'amorçage. Ce paramètre constitue la donnée la plus importante obtenue par la méthode du perçage puisqu'il présente la majeure partie de la durée de vie bénéfique. Nous remarquons qu'après chaque perçage d'un trou la fissure arrête de se propager pendant un certain nombre de cycle N_d avant de redémarrer une nouvelle fois, à partir du bord du trou percé. Le perçage d'un trou en fond d'une fissure de fatigue induit donc un retard de propagation dû essentiellement à un effet géométrique, qui se traduit par une augmentation de la durée de vie causée par l'amorçage d'une nouvelle fissure au bord du trou. Ces courbes montrent également que le nombre de cycles à l'amorçage N_a augmente quand le rayon du trou augmente. En conséquence, le nombre de cycles retardé N_d augmente aussi de manière très claire avec le diamètre de perçage dans les mêmes conditions de chargement cyclique (ΔP , R et a_n/W restent identiques pour tous les essais).

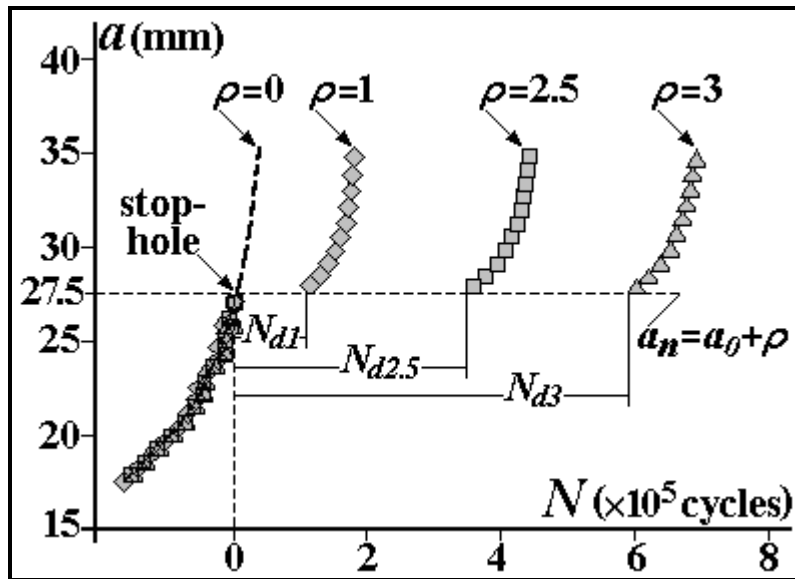


Fig. II-2: Effet typique du trou sur la propagation de fissure en fatigue

Le tableau II-4 reprend les chiffres analysés des cycles retardés N_d qui sont induits par le perçage des différents diamètres des trous dans les multiples conditions d'essai. Il faut noter que pour les nombres de cycles $N_d > 2 \cdot 10^6$ les essais ont été interrompus sans qu'aucune fissure n'ait été détectée ou réamorçée. Nous remarquons également, comme prévu, que le nombre de cycles de retard N_d augmente avec l'augmentation du diamètre de perçage.

$\rho = 1 \text{ mm}$		$\rho = 2,5 \text{ mm}$		$\rho = 3 \text{ mm}$	
ΔK MPa $\sqrt{\text{m}}$	N_d $\times 10^3$ cycles	ΔK MPa $\sqrt{\text{m}}$	N_d $\times 10^3$ cycles	ΔK MPa $\sqrt{\text{m}}$	N_d $\times 10^3$ cycles
6,0	> 2000	7,5	> 2000	8,5	> 2000
7,4	980, 724, 580	8,1	1800	9,0	1150, 960
8,0	600, 560, 510	10,1	355, 270	10,1	611, 580
10,1	119, 84	13,5	65, 58, 37	14,0	60, 32

Tableau II-4 : Le nombre de cycles de retard mesuré N_d (ou l'augmentation de la durée de vie résiduelle en fatigue) après perçage d'un trou centré à la pointe de la fissure originale.

II.2 Modèles de prédiction de la durée de vie résiduelle

II.2.1 Détermination du coefficient de concentration de contrainte K_t

Pour déterminer les facteurs de concentration de contrainte K_t des fissures réparées nous avons utilisé trois méthodes: deux méthodes analytiques, d'Inglis et de Creager & Paris, et une méthode numérique (méthode des Eléments Finis).

a) Estimations de K_t par la méthode d'Inglis

Le facteur de concentration de contrainte K_t des entailles engendrées par le perçage d'un trou de rayon ρ en fond de la fissure est estimé par Inglis [ING 13] en supposant qu'elles peuvent être modélisées par une ellipse avec deux demi-axes $a = (a_0 + \rho) = 27,5 \text{ mm}$ et b , dont le rayon du fond est $\rho = b^2/a$, avec l'axe a perpendiculaire à la contrainte nominale $\sigma_y(y \rightarrow \infty) = \sigma_n$. Le facteur de concentration de contrainte d'après Inglis s'exprime par :

$$K_t = 1 + \frac{2a}{b} = 1 + 2\sqrt{\frac{a}{\rho}} \quad (1)$$

ce qui donne pour des rayons de trou $\rho = 1, 2,5$ ou 3 mm , respectivement les valeurs de K_t suivantes : $11,49, 7,63$ ou $7,06$.

b) Estimation de K_t par la méthode de Creager & Paris

Creager & Paris ont proposé en 1967 [CRE 67] une technique puissante pour estimer le K_t d'entailles minces à partir de solutions disponibles de facteurs d'intensité de contrainte K_I .

Comme déjà mentionné au Chapitre I, le champ de contraintes linéaire élastique proche du front de fissure en mode I est donné par:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \begin{Bmatrix} 1 - \sin(\theta/2) \sin(3\theta/2) \\ 1 + \sin(\theta/2) \sin(3\theta/2) \\ \sin(\theta/2) \cos(3\theta/2) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Donc, le facteur d'intensité de contrainte K_I peut être utilisé pour décrire le champ de contraintes autour d'une entaille. Pour estimer le K_t de ces entailles il suffit d'utiliser $r = \rho/2$ avec les équations (2). Par exemple, le K_t peut être estimé par:

$$K_t \cong \frac{2K_I}{\sigma_n \cdot \sqrt{\pi\rho}}$$

Le facteur d'intensité de contrainte K_I de l'éprouvette fissurée [RAB 00] est défini par :

$$K_I = \frac{P}{B\sqrt{W}} \left[1,99 \left(\frac{a}{W} \right)^{0,5} - 0,41 \left(\frac{a}{W} \right)^{1,5} + 18,7 \left(\frac{a}{W} \right)^{2,5} - 38,85 \left(\frac{a}{W} \right)^{3,5} + 53,85 \left(\frac{a}{W} \right)^{4,5} \right] \quad (3)$$

Les facteurs de concentration de contraintes calculés par la méthode de Creager & Paris correspondant aux rayons des trous $\rho = 1, 2,5$ et 3 mm sont respectivement $12,5, 7,9$ et $7,2$.

c) Estimation de K_t par la méthode des éléments Finis

Pour calculer le K_t , une simulation numérique utilisant les éléments finis a été effectuée à l'aide du code Ansys 10. Pour une raison de symétrie, la simulation numérique a été réalisée sur la moitié de l'éprouvette (voir figure II-3). Des mailles 2D quadrangulaires à 8 nœuds sont utilisées. Au voisinage du bord du trou, le maillage a été raffiné avec une taille minimale de 0,19 mm. Pour déterminer le facteur de concentration de contrainte en fond d'entaille, nous avons appliqué un déplacement (sur 5 trous) de 0,01 mm sur l'éprouvette de façon à ne pas dépasser la limite élastique du matériau.

Une fissure de longueur a_0 est introduite dans l'éprouvette SENT, un trou de rayon ρ est réalisé en fond de fissure pour obtenir une entaille de longueur totale $(a_0 + \rho) = 27,5 \text{ mm}$. Les plaques ont une largeur de 80 mm et une épaisseur de 8 mm comme dans la partie expérimentale. La figure II-4 donne le champ de contrainte de Von Mises.

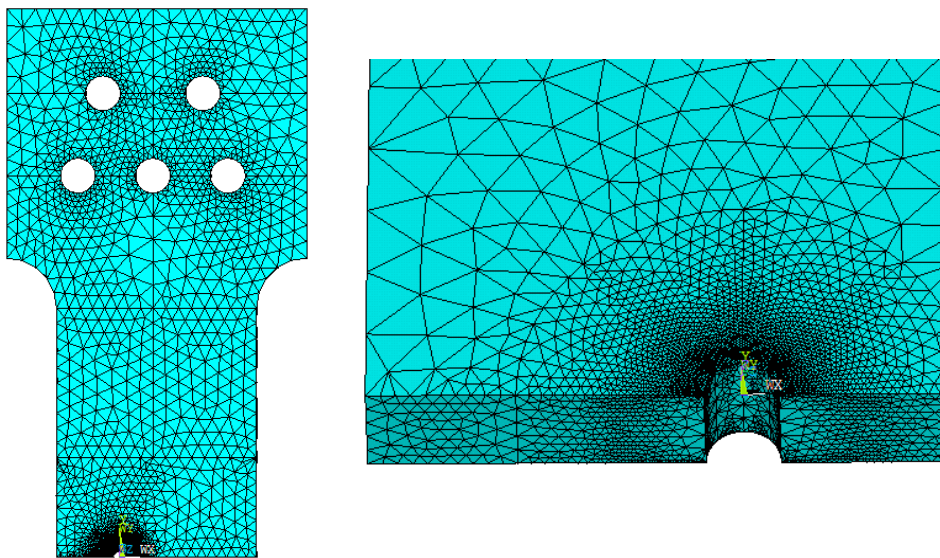


Fig. II-3 : Maillage des éprouvettes SENT

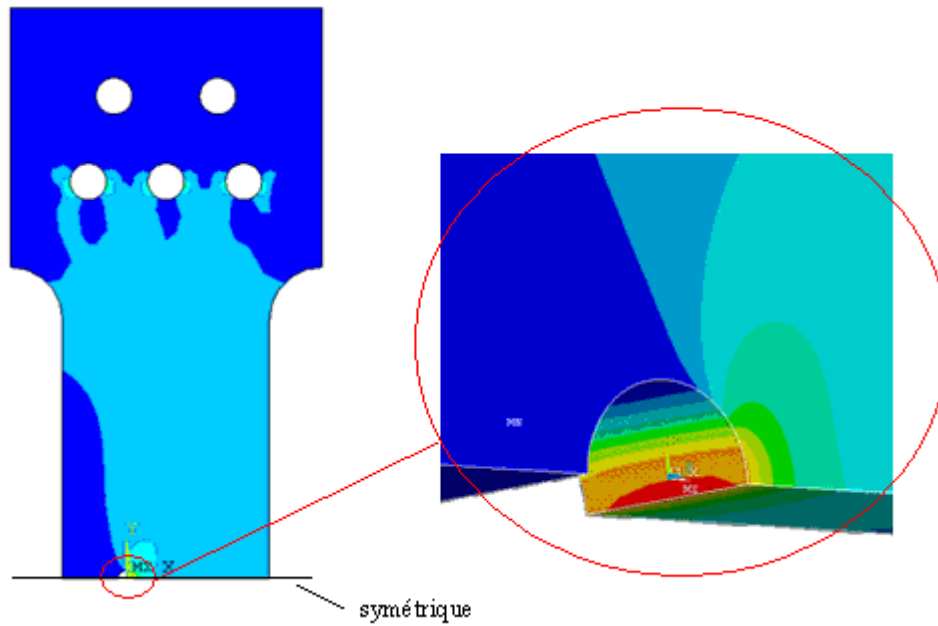


Fig. II-4: Champs de contraintes de Von Mises

Les figures II-5, II-6 et II-7 représentent l'évolution de la contrainte équivalente de Von Mises le long de la ligne horizontale et à partir du fond d'entaille. Avec la considération du facteur de concentration de contrainte élastique comme étant le rapport $K_t = \sigma_{max}/\sigma_{nom}$, les résultats obtenus pour une contrainte nominale $\sigma_{nom}=2,8MPa$ sont $\sigma_{max}= 18 MPa$, $19 MPa$ et $30.3 MPa$ correspondant respectivement aux trois rayons du trou $\rho=1, 2,5$ et $3mm$. Les valeurs calculées de K_t sont alors $10,5$, $6,9$ et $6,3$. Ces résultats sont récapitulés dans le tableau II-5.

	$\rho= 1mm$	$\rho=2.5mm$	$\rho=3mm$
σ_n (MPa)	2,8	2,8	2,8
σ_{max} (MPa)	30,3	19	18
K_t	10,5	6,9	6,3

Tableau II-5 : Coefficients de concentration de contraintes calculés par EF

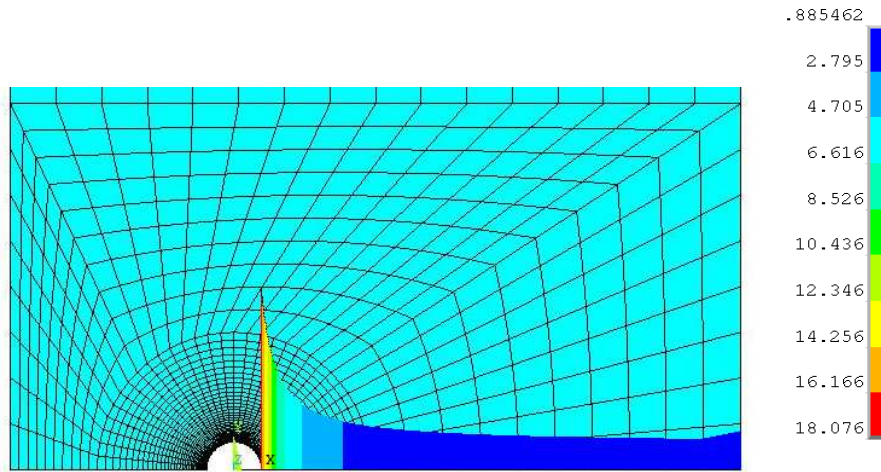


Fig. II-5: *Contrainte à partir du fond d'entaille avec un rayon de 3 mm*

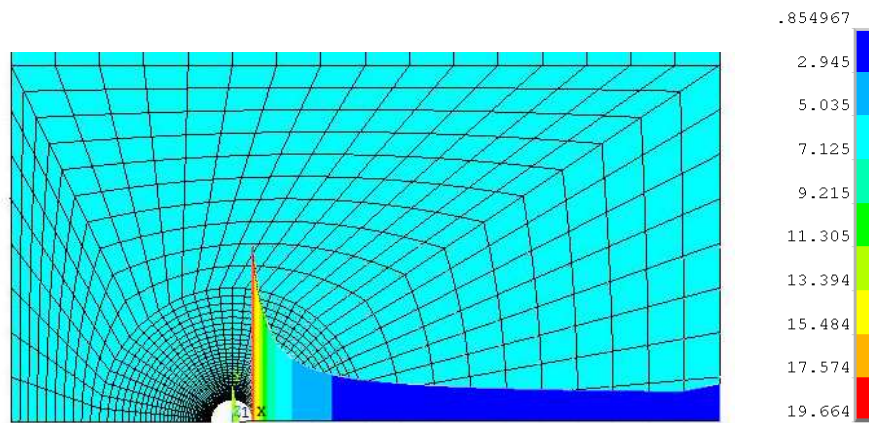


Fig. II-6: *Contrainte à partir du fond d'entaille avec un rayon de 2,5 mm*

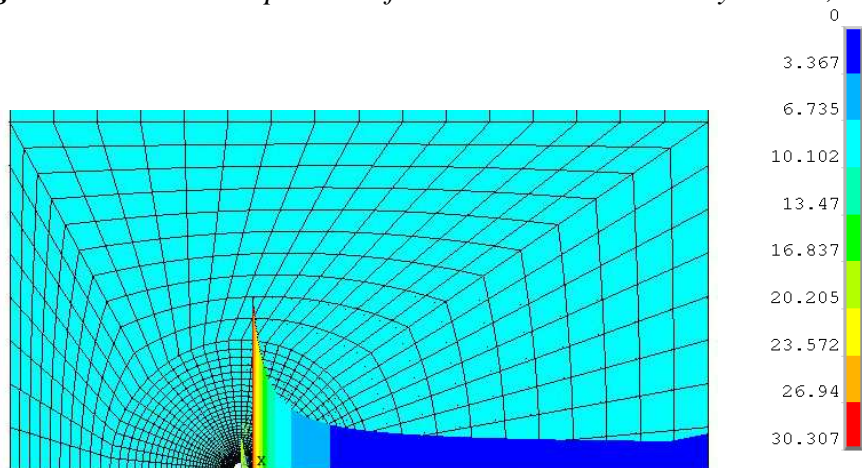


Fig. II-7: *Contrainte à partir du fond d'entaille avec un rayon de 1 mm*

La comparaison des valeurs des coefficients de concentration de contraintes obtenues avec les trois méthodes est donnée par la figure II-8. Les résultats des trois méthodes sont proches. La

méthode d'Inglis fournit des résultats très similaires à ceux de la méthode par éléments finis. Nous avons alors opté pour les valeurs d'Inglis pour la suite du travail.

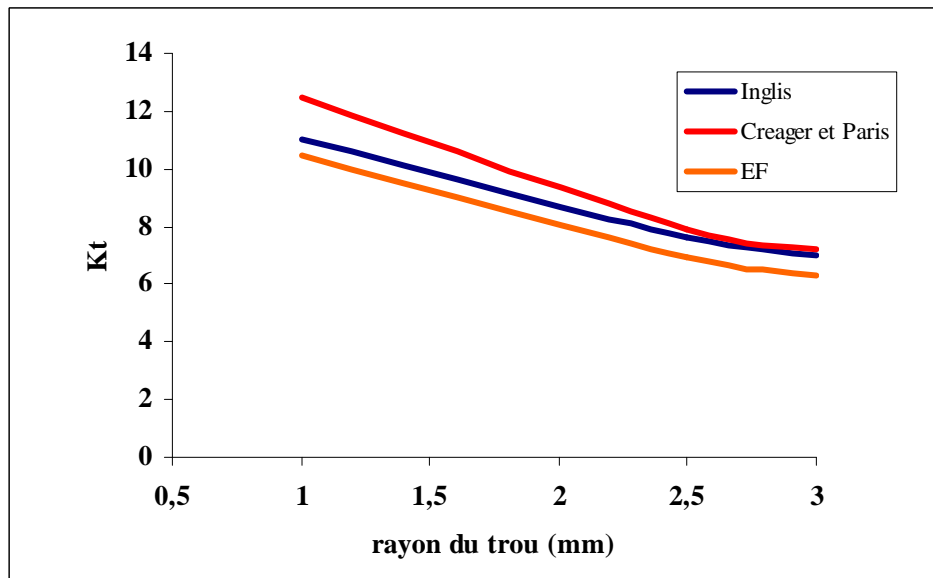


Fig. II-8: Valeurs de K_t estimées par les 3 méthodes

Ensuite, nous avons modifié la longueur d'entaille, pour vérifier l'influence du rapport a/W sur le coefficient de concentration de contrainte K_t et ceci par les trois méthodes citées ci-dessus. (a étant la longueur d'entaille et W la largeur de l'éprouvette). Les résultats sont montrés dans la figure II-9.

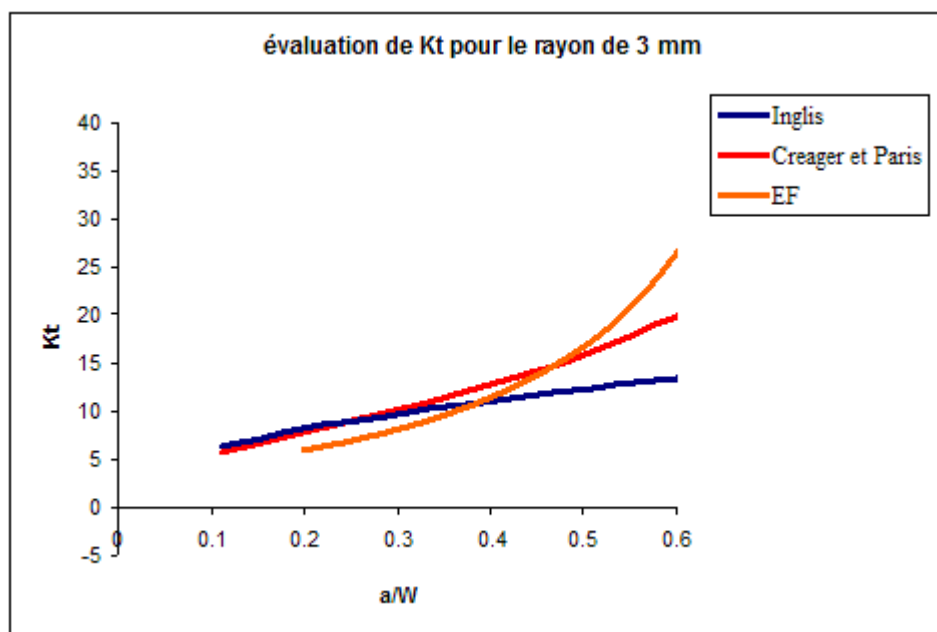


Fig. II-9: Evolution de K_t en fonction du facteur de forme a/W

Les résultats de calcul obtenus pour le coefficient de concentration de contrainte par les trois méthodes sont similaires tant que le facteur de forme a/W ne dépasse pas la valeur de 0.5. Au delà de cette valeur les méthodes Creager & Paris et Inglis donnent des valeurs beaucoup plus faibles que celles obtenues numériquement.

II.2.2 Prédiction de la durée de vie par les modèles $\epsilon-N$

Les durées de vie de réamorçage des fissures en fond du trou de réparation peuvent être prévues par la méthode de déformation locale $\epsilon-N$, en utilisant les propriétés cycliques de l'alliage d'aluminium 6082 T6. Les paramètres de cette méthode pour ce matériau sont [BOR 03]: $H' = 443 \text{ MPa}$, $h' = 0,064$, $\sigma'_f = 485 \text{ MPa}$, $b = -0,0695$, $\epsilon'_f = 0,733$, $c = -0,827$. σ'_f , b , ϵ'_f et c sont les paramètres de Manson-Coffin, H' est le coefficient de la loi d'érouissage cyclique (N/mm^2) correspondant à la contrainte pour $\epsilon_{plast} = 1$ et h' est l'exposant de la loi d'érouissage cyclique correspondant à la pente de la courbe d'érouissage parabolique en log-log.

Les modèles classiques $\epsilon-N$ supposent que le comportement en fatigue peut être décrit par une courbe cyclique unique de type Ramberg-Osgood ($\sigma-\epsilon$), dont les paramètres H' et h' peuvent également être employés pour décrire les courbes de la boucle d'hystérésis ($\Delta\sigma, \Delta\epsilon$) par les équations (4).

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} + \left[\frac{\sigma}{H'} \right]^{1/h'}, \quad \Delta\epsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2 \left[\frac{\Delta\sigma}{2H'} \right]^{1/h'} \quad (4)$$

Avec la relation (4) (voir chapitre I) proposée par Irwin [IRW 60] pour décrire la répartition des déformations en mode I, au voisinage du fond d'une fissure, on peut obtenir les formes des zones plastiques pour chacune des valeurs de K_I (voir figure II-10).

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \quad (5)$$

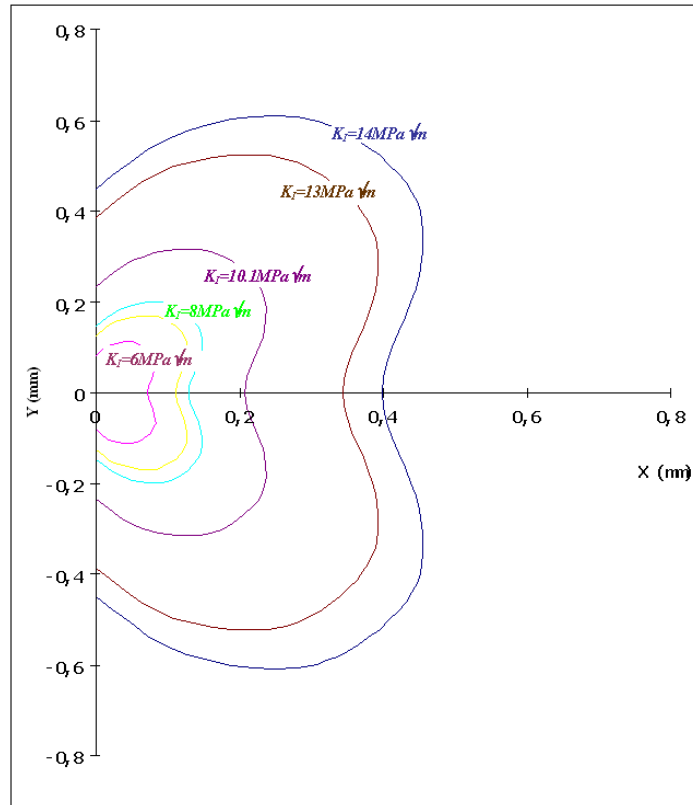


Fig. II-10: Zone plastique autour du fond de fissure

Pour la charge maximale utilisée, la taille maximale de la zone plastique est de 0.6 mm de rayon (Figure II-10). Les rayons de perçage pratiqués sont tous supérieurs à 1 mm, en conséquence supérieurs à la taille de la zone plastique (équation 6).

$$\rho \gg \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K}{2S_Y} \right)^2 \quad (6)$$

Il est également raisonnable de supposer que ces trous de réparation ont éliminé toute la partie endommagée du matériau, autour de la zone fissurée. Ceci nous permet de considérer qu'à la suite de la réparation par la technique du perçage, le matériau est considéré comme nouveau ou vierge de toute contrainte résiduelle et de dommage.

Les durées de vie en fatigue dépendent de l'amplitude de la contrainte $\Delta\sigma$ et de la contrainte maximale σ_{max} en fond d'entaille (ou toute combinaison utilisant par exemple σ_a et σ_m ou $\Delta\sigma$ et R). Par contre, quelle que soit la combinaison considérée, la méthode $\epsilon-N$ nécessite le calcul de la contrainte maximale, de l'amplitude de variations des contraintes et des déformations en fond d'entaille. Ces calculs doivent être effectués selon des règles appropriées (équation 5 et 6).

Enfin, à partir de l'amplitude de variation des déformations en fond d'entaille on calcule les durées de vie résiduelles par les méthodes $\epsilon-N$. Ces méthodes prennent en considération ou pas la contrainte statique ou la contrainte moyenne selon les modèles. Cette contrainte moyenne en fond d'entaille ($\sigma_m = \sigma_{max} - \Delta\sigma/2$) nécessite de calculer d'abord σ_{max} (en fond d'entaille) par l'équation de Neuber/Ramberg-Osgood (équation 7), sachant que la contrainte nominale maximale est $\sigma_{nmax} = P_{max}/B(W-a_n) = \Delta P/B(W-a_n)(I-R)$. Les notions de contraintes nominales et de contraintes en fond d'entaille sont schématisées dans la figure II-11.

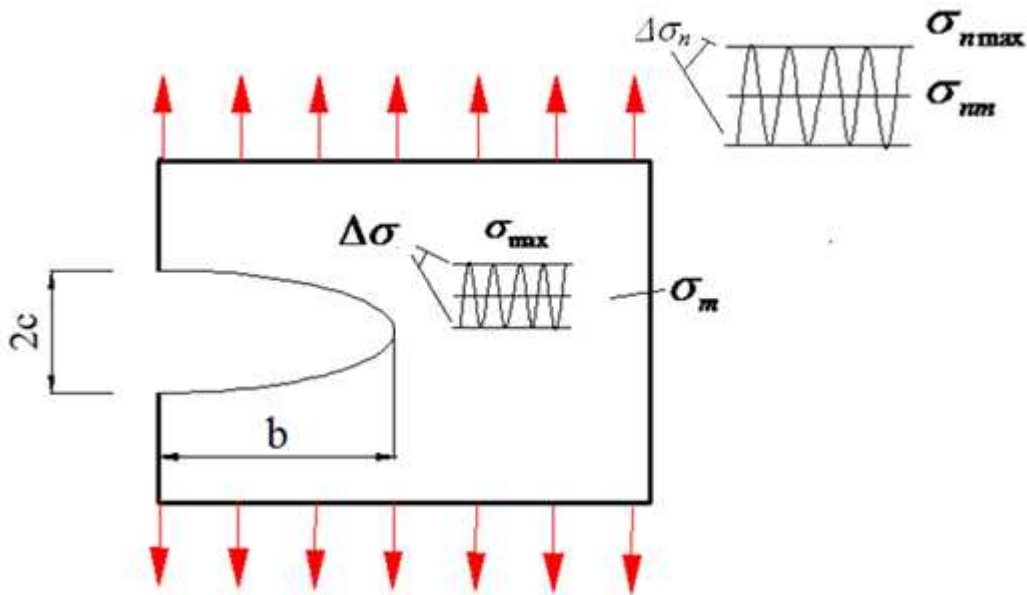


Fig. II-1 : Schématisation des notions des contraintes utilisées

$$K_t^2 \left[\sigma_{nmax}^2 + \frac{E\sigma_n^{(h'+1)/h'}}{(H')^{1/h'}} \right] = \sigma_{max}^2 + \frac{E\sigma_{max}^{(h'+1)/h'}}{(H')^{1/h'}}, \quad \epsilon_{max} = \frac{\sigma_{max}}{E} + \left(\frac{\sigma_{max}}{H'} \right)^{1/h'} \quad (7)$$

L'amplitude de variation de contraintes $\Delta\sigma$ et elle des déformations $\Delta\epsilon$ en fond d'entaille induites par la contrainte nominale et provoquées par K_t peuvent être calculées d'une manière semblable en utilisant l'équation (8):

$$K_t^2 \left[\Delta\sigma_n^2 + \frac{2E\Delta\sigma_n^{(h'+1)/h'}}{(2H')^{1/h'}} \right] = \Delta\sigma^2 + \frac{2E\Delta\sigma^{(h'+1)/h'}}{(2H')^{1/h'}}, \quad \Delta\epsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2 \left(\frac{\Delta\sigma}{2H'} \right)^{1/h'} \quad (8)$$

Les résultats des calculs provenant de ces équations analytiques sont récapitulés dans les tableaux II-6, II-7 et II-8 pour les rayons de trou $\rho = 1, 2,5$ et 3 mm respectivement. Les

valeurs de ΔK correspondent aux valeurs expérimentales appliquées pour déterminer les durées de vie.

ΔK (MPa \sqrt{m})	$\Delta\sigma$ (MPa)	σ_{max} (MPa)	σ_m (MPa)	$\Delta\varepsilon$
5.7	185	312	219.5	0.0027
6	195	315	217.5	0.0029
6.3	204	318	216	0.003
6.6	214	322	215	0.0031
7	227	325	211.5	0.0033
7.4	240	328	208	0.0035
8	260	333	203	0.0038
9	291	338	192.5	0.0043
10.1	328	344	180	0.0048

Tableau II-6: Résultats analytiques des calculs de contraintes/déformations pour $\rho=1mm$

ΔK (Mpa \sqrt{m})	$\Delta\sigma$ (Mpa)	σ_{max} (MPa)	σ_m (MPa)	$\Delta\varepsilon$
7.9	170	306	221	0.0025
8.1	175	323	235.5	0.0026
8.5	183	313	221.5	0.0027
9	195	315	217.5	0.0029
10.1	209	323	218.5	0.0033
11	240	327	207	0.0035
12.5	270	334	199	0.004
13.5	290	334	189	0.0043

Tableau II-7: Résultats analytiques des calculs de contraintes/déformations pour $\rho=2.5mm$

ΔK (Mpa \sqrt{m})	$\Delta\sigma$ (Mpa)	σ_{max} (MPa)	σ_m (MPa)	$\Delta\varepsilon$
9	180	310	220	0.0027
9.5	190	314	219	0.0028
10.1	202	318	217	0.0024
11	221	323	212.5	0.0027
12	240	328	208	0.00355
12.5	251	330	204.5	0.00369
13	262	333	202	0.0038
14	281	336	195.5	0.0041

Tableau II-8: Résultats analytiques des calculs de contraintes/déformations pour $\rho=3mm$

On ne peut pas négliger l'effet de la contrainte moyenne enu fond d'entaille car ceci pourrait mener à des prévisions sévèrement non-conservatives, à cause des valeurs importantes du rapport de charge R choisi dans l'étude expérimentale. C'est pour cette raison que nous avons

testé les trois modèles $\epsilon-N$: Morrow élastique, Morrow élastoplastique et Smith Watson Topper. Les durées de vie en fatigue pour réamorcer une fissure en fond du trou peuvent être estimées par les méthodes classiques $\epsilon-N$ qui considèrent les effets de σ_m comme le modèle Morrow-élastique (équation 9), ou qui prennent en compte l'effet de σ_{max} comme le modèle de Smith-Watson-Topper (équation 10) :

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N)^b + \epsilon'_f (2N)^c \quad (\text{Morrow élastique}) \quad (9)$$

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E\sigma_{max}} (2N)^{2b} + \frac{\sigma'_f \epsilon'_f}{\sigma_{max}} (2N)^{b+c} \quad (\text{Smith-Watson-Topper}) \quad (10)$$

où $\frac{\Delta\epsilon}{2}$ et $\sigma_{max} = \sigma_m + \frac{\Delta\sigma}{2}$ sont respectivement l'amplitude de la déformation nominale et la valeur de la contrainte maximale nominale en fond d'entaille.

Puisqu'il n'y a aucun consensus sur modèle fournissant les meilleures évaluations de durée de vie en fatigue, il est généralement recommandé d'analyser de manière conservatrice leurs prévisions avant de prendre toute décision concernant les résultats obtenus. Nous avons appliqué ces trois modèles à notre cas, c'est à dire à l'éprouvette SENT fissurée par fatigue puis réparée par la méthode du trou. Nous avons ensuite comparé les prévisions des durées de vie par les 3 modèles $\epsilon-N$ aux résultats expérimentaux obtenus selon la procédure décrite au début de ce chapitre. Nous avons aussi à titre indicatif estimé les durées de vie de réamorçage en utilisant le modèle de Manson-Coffin (équation 11) qui néglige des effets de la contrainte moyenne σ_m .

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b + \epsilon'_f (2N)^c \quad (11)$$

Tous les calculs de durée de vie en fatigue ont été effectués en utilisant le logiciel ViDa [MIR 02]. Les comparaisons entre les résultats expérimentaux et les prédictions analytiques sont présentées dans les figures II-12 à II-14 :

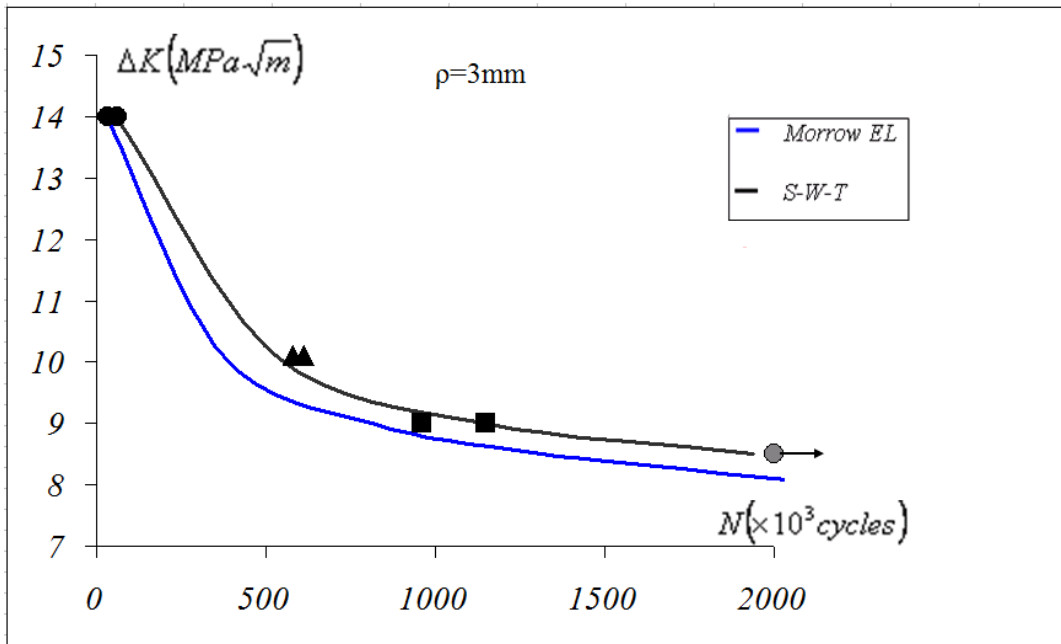


Fig. II-12: Comparaison des durées de vie de réamorçage analytiques et des valeurs expérimentales pour un rayon du trou $\rho = 3,0\text{ mm}$ (Alu 6082 T6, $R=0.57$)

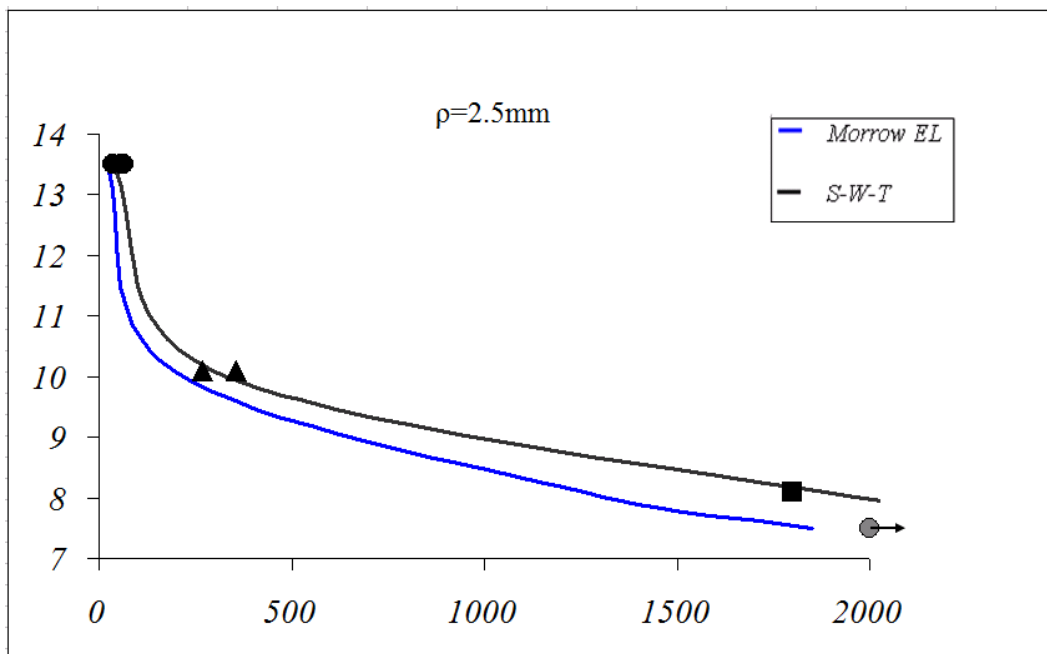


Fig. II-13: Comparaison des durées de vie de réamorçage analytiques et des valeurs expérimentales pour un rayon du trou $\rho = 2,5\text{ mm}$ (Alu 6082 T6, $R=0.57$)

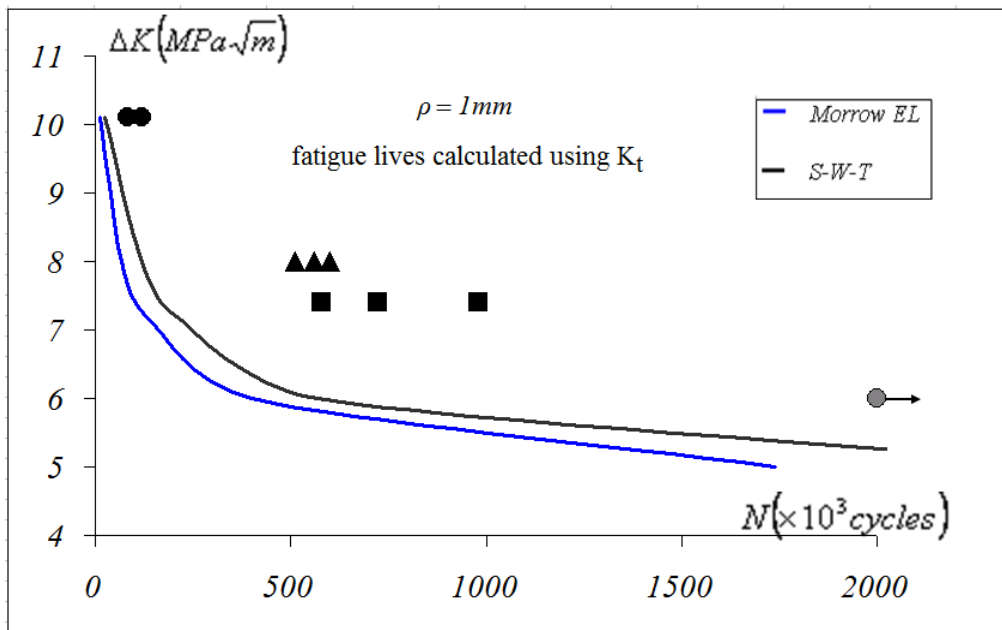


Fig. II-14: Comparaison des durées de vie de réamorçage analytiques et des valeurs expérimentales pour un rayon du trou $\rho = 1,0 \text{ mm}$. (Alu 6082 T6, $R=0.57$)

La première constatation à partir de ces courbes est que les durées de vies prédites par Morrow EL, Morrow EP et SWT sont similaires. Et les résultats de SWT sont plus conservatives par rapport aux deux autres méthodes parce que dans ce cas σ_m est grande. Au début des essais, les prévisions de Morrow EL sont plus grandes que celles de Morrow EP puisque le rapport de charge $R > -1$, et quand la durée de vie $N \rightarrow \infty$, ce qui conduit à $\Delta \varepsilon_p \rightarrow 0$, les prévisions de Morrow EL et Morrow EP sont les mêmes.

Tandis que les prévisions de Manson-Coffin (non présentées sur les figures) (Tableau II-9) sont fortement non-conservatives, ainsi absolument inutiles. Par conséquent, il est absolument nécessaire de considérer l'effet de σ_{max} ou de σ_m pour prévoir correctement l'augmentation de la durée de vie suite à une réparation, en particulier avec un rapport de charge R élevé.

$\rho = 1 \text{ mm}$		$\rho = 2,5 \text{ mm}$		$\rho = 3 \text{ mm}$	
ΔK MPa $\sqrt{\text{m}}$	N_d $\times 10^3$ cycles	ΔK MPa $\sqrt{\text{m}}$	N_d $\times 10^3$ cycles	ΔK MPa $\sqrt{\text{m}}$	N_d $\times 10^3$ cycles
6,0	<i>infini</i>	7,5	<i>infini</i>	8,5	<i>infini</i>
7,4	<i>infini</i>	8,1	<i>infini</i>	9,0	<i>infini</i>
8,0	90×10^6	10,1	<i>infini</i>	10,1	<i>infini</i>
10,1	3×10^6	13,5	16×10^6	14,0	30×10^6

Tableau II-9 : Prévisions des durées de vie par le modèle de Manson-Coffin

Une autre remarque importante est que, pour les rayons plus grands ($\rho = 3,0$ et $\rho = 2,5\text{mm}$) les trois modèles reproduisent des prédictions assez bien corrélées aux résultats expérimentaux.

En effet, il faut préciser que les courbes représentées sur ces figures résultent vraiment des prévisions calculées de la durée de vie sans aucun réajustement des paramètres, ni du matériau ni des modèles. Par contre, pour le trou de plus petit rayon $\rho = 1.0\text{ mm}$ les prévisions obtenues par les mêmes procédures de calcul sont beaucoup plus conservatives en comparaison avec les résultats expérimentaux. Ce résultat est un peu étonnant, mais pour la sécurité, il reste très intéressant et assez bien applicable dans le domaine industriel. Car, en effet, la procédure est relativement simple à utiliser et pourrait être recommandée comme un outil industriel utile.

Cependant, à partir du point de vue plus fondamental, on doit chercher les raisons qui permettent d'expliquer ce résultat. Une possibilité de ce résultat est causée par des variations statistiques intrinsèques, puisque qu'on sait que la durée de vie au réamorçage d'une fissure en fatigue présente une grande dispersion. Mais une approche mécanique sensible peut être employée pour reproduire toutes les données mesurées, et il y a peu de raisons mécaniques qui peuvent expliquer ce phénomène. Une des raisons qu'on peut évoquer est l'effet des contraintes résiduelles compressives significatives ($\sigma_{res} < 0$). Cependant, tous les trous ont été alésés par des procédures identiques, et les durées de vie pour les rayons plus grands du trou étaient bien prédvu en prenant $\sigma_{res} = 0$. Par conséquent, il est difficile de justifier pourquoi les contraintes résiduelles compressives élevées seraient présentes seulement pour le plus petit trou. Par contre, les plus petits trous produisent une entaille avec un plus grand K_t , avec un gradient de contrainte beaucoup plus important sur leurs bords. Cet effet peut affecter la croissance des fissures courtes et, par conséquent, la sensibilité à l'entaille de fatigue q . Le chapitre suivant décrit de manière détaillée la prise en compte de ce paramètre et de la propagation des fissures courtes.

Références

- [BOR 03] L.P. BORREGO, J.M. FERREIRA, J.M. PINHO DA CRUZ, J.M. COSTA. Evaluation of overload effects on fatigue crack growth and closure. *Engineering Fracture Mechanics*. 70(11):1379-1397, 2003.
- [CRE 67] M. CREAGER, P.C. PARIS. Elastic field equations for blunt cracks with reference to stress corrosion cracking. *International Journal of Fracture Mechanics*, v.3, p. 247-252, 1967.
- [GHF 00] R. GHFIRI. Etude du retard à l'amorçage et à la propagation d'une fissure de fatigue après perçage d'un trou avec et sans expansion, Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, France, 2000.
- [ING 13] C.E. INGLIS. Stress in a plate due to the presence of cracks and sharp corners. *Philosophical Transactions of the Royal Society series A*, v.215, p. 119-233, 1913.
- [IRW 60] G.R. IRWIN. Plastic zone near a crack and fracture toughness. *Proc. of Seventh Sagamore Ordnance Materials Conference*, Syracuse University, IV-63-IV-78,1960.
- [MIR 02] A.C.O. MIRANDA, M.A. MEGGIOLARO, J.T.P. CASTRO, L.F. MARTHA, T.N. BITTENCOURT. Fatigue crack propagation under complex loading in arbitrary 2D geometries. In: *ASTM STP 1411*, v. 4, p. 120-46, 2002.
- [RAB 00] P. RABBE, H.P. LIEURADE, A. GALTIER. Essais de fatigue Partie II. Techniques de l'ingénieur. *Matériaux métalliques*. v. MB1, no M4171.1-M4171.21, 2000.

Chapitre III

Prévision de la durée de vie :

**Couplage de la méthode ε - N et de la
théorie des fissures courtes**

Introduction

Cette partie est consacrée à la présentation de la prévision de la durée de vie résiduelle d'une structure fissurée réparée par la technique du trou en utilisant la méthode $\epsilon-N$ couplée à la théorie des fissures courtes. Nous avons appliqué cette méthode de couplage sur des éprouvettes fissurées puis réparées par le perçage d'un trou en fond de fissure, pour les quelles nous avons proposé une nouvelle méthode de calcul du facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f . Dans un premier temps, nous présentons les calculs du seuil de propagation des fissures courtes. Ensuite, nous procédons à une estimation de l'effet d'entaille sur leur propagation. Finalement nous utilisons ces résultats pour estimer la sensibilité à l'entaille q d'une fissure réparée par la méthode du trou. Cette technique a été validée expérimentalement par les essais déjà présentés au Chapitre II.

III.1 Le seuil de propagation de fissure courte

Il est bien connu que les fissures longues, dans le cas d'une amplitude de chargement $\Delta\sigma$ et d'un rapport de charge R constants, se propagent si ΔK (l'amplitude du facteur d'intensité des contraintes en mode I) est supérieur au seuil de propagation $\Delta K_{th}(R)$. La valeur de ΔK est déterminée par la relation suivante:

$$\Delta K = \Delta\sigma \sqrt{\pi a} f(a/W) \quad (1)$$

où a est la longueur de la fissure et $f(a/W)$ est la fonction de correction géométrique.

Mais dans le cas des fissures courtes ($a \cong 0$), la propagation doit se faire d'une manière intrinsèquement différente, car selon l'équation (1) quand $\Delta K(a \rightarrow 0, R) > \Delta K_{th}(R)$ cela implique que $\Delta\sigma \rightarrow \infty$, une impossibilité physique. Ce paradoxe a été contourné par El Hadad et al. [HAD 79], en supposant que la valeur de ΔK utilisée pour décrire la propagation des fissures par fatigue doit inclure une taille caractéristique de fissure courte a_0 :

$$\Delta K = \Delta\sigma \sqrt{\pi (a + a_0)} \quad \text{avec} \quad a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_0}{f(a/W) \cdot \Delta S_0} \right)^2 \quad (2)$$

$\Delta S_0 = 2S_0(R)$, où $S_0(R)$ est la limite d'amorçage d'une fissure par fatigue, et $\Delta K_0 = \Delta K_{th}(0)$ est le seuil de propagation d'une fissure longue $a \gg a_0$ pour un rapport de charge $R = 0$.

L'équation 2 prévoit qu'il existe une contrainte finie $\Delta\sigma > 2S_0(R)$ pouvant initier et propager une fissure de fatigue, et qu'une microfissure $a \ll a_0$ ne peut pas se propager si $\Delta\sigma < \Delta S_0$.

Le facteur géométrique $f(a/W)$ doit inclure l'effet de la concentration de contraintes de la présence d'entaille, et il peut être séparé en deux termes [MEG 07] :

$$f(a/W) = \eta \cdot \varphi(a) \quad (3)$$

où $\varphi(a)$ exprime l'effet du gradient de contrainte en fond d'entaille, avec $\varphi(a \rightarrow 0) \rightarrow K_t$, et η est un facteur de correction représentant l'effet de la surface libre. Donc, on peut réécrire l'expression de ΔK sous la forme suivante:

$$\Delta K_I = \eta \cdot \varphi(a) \cdot \Delta\sigma_n \sqrt{\pi(a+a_0)} \quad \text{avec} \quad a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_0}{\eta \cdot \Delta S_0} \right)^2 \quad (4)$$

Une manière alternative de modéliser l'effet de la fissure courte suppose que le seuil de propagation en fatigue dépend de la taille de la fissure, ce qui conduit à la formulation suivante (pour simplifier les notations, on pose $\Delta K_{th}(a, R=0) = \Delta K_{th}(a)$) :

$$\frac{\Delta K_{th}(a)}{\Delta K_0} = \frac{\Delta\sigma \sqrt{\pi a} \cdot f(a/W)}{\Delta\sigma \sqrt{\pi(a+a_0)} \cdot f(a/W)} = \sqrt{\frac{a}{a+a_0}} \Rightarrow \Delta K_{th}(a) = \frac{\Delta K_0}{\sqrt{1+(a_0/a)}} \quad (5)$$

Cependant, l'équation (5) peut être généralisée en introduisant un paramètre ajustable γ pour mieux décrire les données expérimentales [BAZ 97], qui peut se réécrire sous la forme suivante :

$$\Delta K_{th}(a) = \Delta K_0 \left[1 + (a_0/a)^{\gamma/2} \right]^{-1/\gamma} \quad (6)$$

(seuil de propagation des fissures courtes)

Selon Tanaka & Nakai [TAN 81] et Livieri & Tovo [LIV 04], la plupart des données expérimentales se situe entre deux courbes correspondant à $\gamma = 1,5$ et $\gamma = 8$. La figure III-1 montre l'évolution du rapport $(\Delta K_{th}/\Delta K_0)$ en fonction du rapport (a/a_0) pour trois valeurs du paramètre γ , selon l'équation (6). Pour une valeur de $\gamma = 2$, on retrouve l'équation (5).

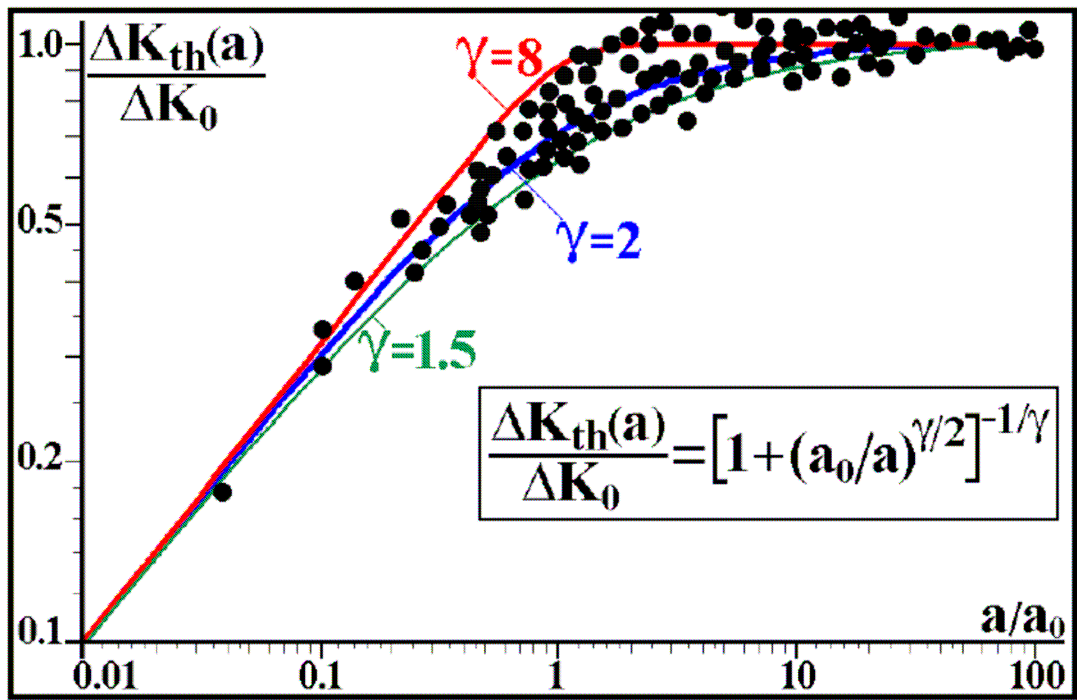


Fig. III-1: Evolution de $(\Delta K_{th}/\Delta K_0)$ en fonction de (a/a_0) pour $1.5 \leq \gamma < 8$

L'équation (6) peut être réécrite en termes d'amplitude de variation de contrainte $\Delta\sigma$ en supposant que $\Delta K_{th} = \Delta\sigma_{th}\sqrt{\pi a}$, ce qui conduit à l'expression suivante :

$$\Delta\sigma_{th}(a) = \left[\Delta K_0 / \sqrt{\pi a} \right] \cdot \left[1 + (a_0/a)^{\gamma/2} \right]^{-1/\gamma} \quad (7)$$

La figure III-2 montre l'influence du paramètre γ sur les courbes de $\Delta\sigma_{th}$ en fonction de la longueur de fissure a dans le cas de l'aluminium 6082 T6. Nous avons considéré quatre valeurs du paramètre γ variant entre 1.5 et 8. Dans notre cas, la limite de fatigue est égale à 110 MPa, ΔK_0 est estimée à 4,8 MPa \sqrt{m} et la longueur caractéristique des fissures courtes $a_0 = 0,6$ mm. On note que les courbes décrivent correctement les deux stades limites $\Delta S_0 = 110$ MPa pour $a \ll a_0$ et $\Delta\sigma = \Delta K_0 / \sqrt{\pi a}$ pour $a \gg a_0$.

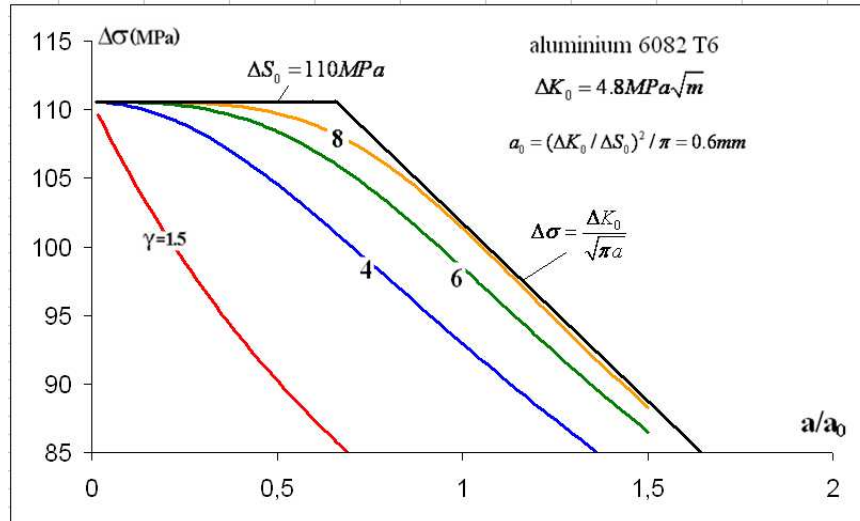


Fig. III-2: Evolution de $\Delta\sigma$ en fonction de la longueur de fissure a pour γ variant de 1,5 à 8

D'une façon générale, la condition de non amorçage d'une fissure en fatigue à grand nombre de cycles correspond à la situation où $\Delta\sigma < \Delta S_0$. Tandis que la condition de non-propagation d'une fissure doit valider l'inéquation suivante, en termes d'amplitude du facteur d'intensité des contraintes et d'amplitude des contraintes:

$$\Delta K(a) < \Delta K_0 \left[1 + (a_0/a)^{\gamma/2} \right]^{-1/\gamma} \Rightarrow \Delta\sigma < \Delta S_0 \sqrt{\pi a_0} \left[1 + (a_0/a)^{\gamma/2} \right]^{-1/\gamma} \quad (8)$$

L'équation (8) peut être généralisée afin de prendre en compte les effets du rapport de charge R .

III.2 Estimation de l'effet d'entaille sur la propagation des fissures courtes

Nous nous plaçons ici dans le cadre des concentrations de contraintes dues à une géométrie imposée par la conception des pièces industrielles. L'effet d'entaille est modélisé par une augmentation des contraintes locales dans un volume restreint, par rapport à une répartition de contrainte nominale. Cependant, la notion de gradient de contrainte peut être généralisée à toute section droite d'une pièce ou à n'importe quel élément de volume d'un composant mécanique. Donc, soit une plaque contenant une fissure de longueur a située au fond d'une entaille elliptique de demi-axes b et c et de rayon $\rho = c^2/b$ (figure III-3). Dans un système de coordonnées cartésiennes (x,y) , la contrainte σ_y au point $(x \geq b, 0)$, qui agit dans le ligament restant d'une plaque infinie avec un trou semi elliptique, est donnée par l'expression suivante [SCH 01]:

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_n} - 1 = \frac{(b^2 - 2bc)(x - \sqrt{x^2 - b^2 + c^2})(x^2 - b^2 + c^2) + bc^2(b - c)x}{(b - c)^2(x^2 - b^2 + c^2)\sqrt{x^2 - b^2 + c^2}} \quad (9)$$

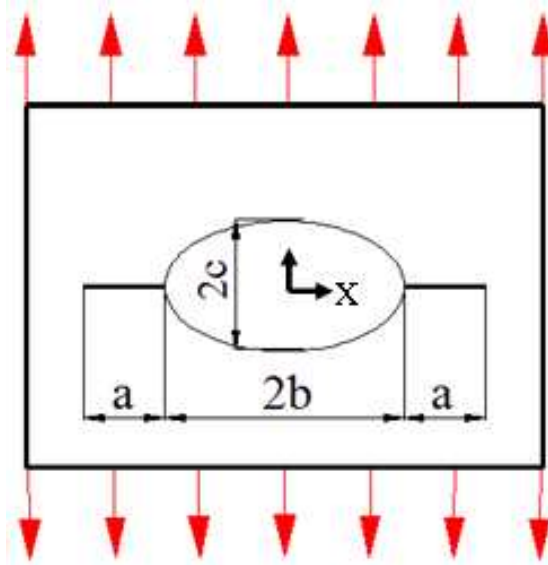


Fig. III-3: Schéma d'entaille elliptique fissurée

Ainsi, le gradient de σ_y au fond d'entaille (au bord du trou elliptique) est donné par l'équation suivante :

$$d\sigma_y / dx \Big|_{x=b} = -(2K_t + 1)\sigma_n / \rho = -(3 + 4b/c)b\sigma_n / c^2 \quad (10)$$

où ρ correspond au rayon du fond d'entaille,

Le gradient de contrainte augmente avec l'augmentation de K_t et/ou avec la diminution de ρ , avec ($K_t = 1 + 2b/c$) d'après Inglis [ING 13].

Dans le cas de notre étude concernant la réparation des fissures par la méthode du trou centré au fond de celles-ci, nous avons supposé l'existence d'une fissure semi-elliptique englobant l'entaille mécanique, la fissure de fatigue et le trou. Nous avons analysés cinq configurations différentes qui sont données dans le tableau III-1. Ces valeurs correspondent à l'application que nous présenterons par la suite, avec la même dimension d'entaille elliptique $b = 27,5 \text{ mm}$ qui correspond au rayon de l'entaille circulaire. Les rayons du fond d'entaille correspondent au rayon de perçage effectué pour la réparation des fissures ($\rho = 1, 2,5 \text{ et } 3 \text{ mm}$), deux autres valeurs ont été testées à titre comparatif ($\rho = 0,5 \text{ et } 27,5 \text{ mm}$) correspondant à la valeur critique de l'entaille elliptique.

ρ (mm)	b (mm)	c (mm)
0,5	27,5	0,5
1	27,5	1
2,5	27,5	2,5
3	27,5	3
27,5	27,5	27,5

Tableau III-1 : Dimensions des entailles étudiées

La concentration de contrainte en présence d'une fissure définie par ($K_{tf} = \sigma_y/\sigma_n$) est toujours localisée près des bords du trou, comme le montre les courbes de la figure III-4. En effet, dans le cas d'une entaille elliptique ($b > c$), le rapport de la contrainte $\sigma_y(x)$ le long du ligament restant et la contrainte nominale σ_n est égal approximativement à 3 pour une distance $x = 1.1 a$ (par rapport au bord de l'entaille). Ce rapport chute ensuite jusqu'à une valeur en tour de 2 quand x atteint environ $1.2a$ et ceci indépendamment du rayon ρ , donc de K_t . L'équation (10) nous permet de quantifier l'influence du gradient de contraintes par la variation du rapport (σ_y/σ_n) en fonction de x/ρ .

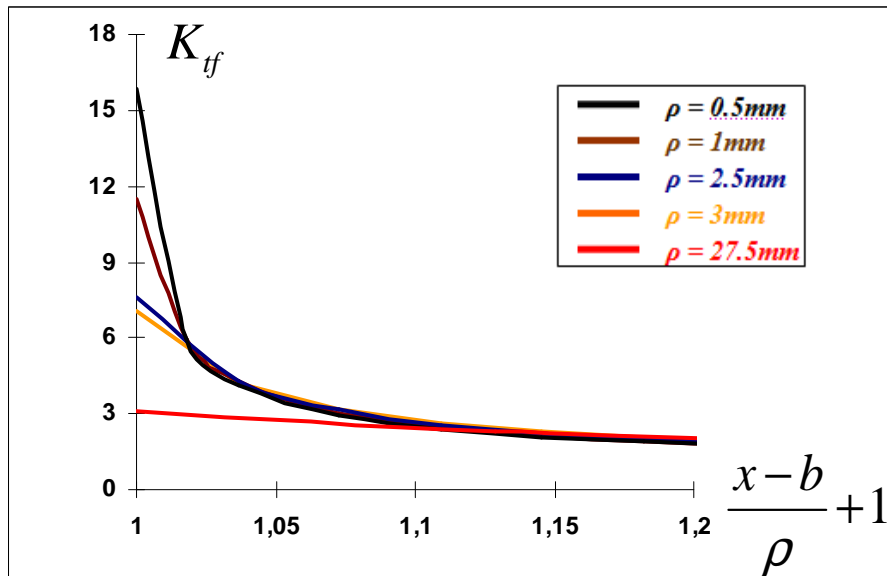


Fig. III-4: Evolution de la concentration de contrainte en présence d'une fissure K_{tf} (cas d'une entaille semi-elliptique)

La figure III-6 illustre de manière un peu plus explicite l'évolution du rapport entre la concentration de contrainte K_t (sans fissure) et la concentration de contrainte ($K_{tf} = \sigma_y/\sigma_n$) (en présence d'une fissure) en fonction de la distance par rapport au bord du trou. Cette diminution est pratiquement linéaire et peu sensible à la valeur de K_t (ou au rayon ρ). La contrainte chute brutalement de la valeur 1 pour un point situé à l'extrémité de l'entaille à 0.9 au niveau d'un point qui lui est très proche et situé à une distance $x = \rho/20$. Ce gradient de contrainte assez élevé peut provoquer un amorçage de fissure en fatigue, même dans le cas d'une contrainte moyenne (nominale) inférieure à la limite élastique.

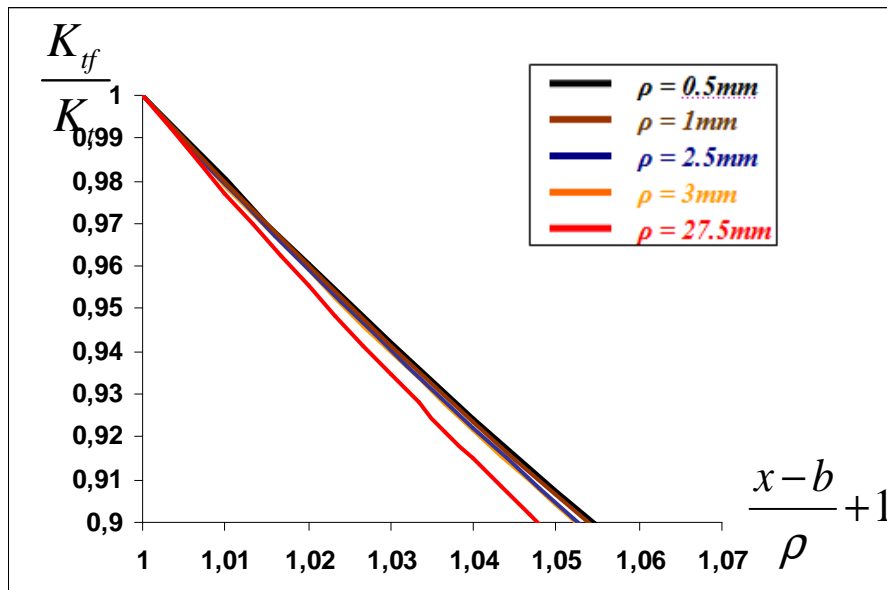


Fig. III-5: Evolution du rapport K_{tf}/K_t en fonction de la longueur relative de la fissure

III.3 Calcul du facteur d'intensité de contrainte K_I dans le cas d'une fissure émanant d'une entaille elliptique :

L'estimation du facteur d'intensité de contrainte K_I d'une fissure, qui s'initie à partir d'une entaille, est donnée à partir de l'équation (4), sous la forme suivante:

$$K_I(a) \cong \sigma_n \sqrt{(\pi a)} \cdot \varphi(K_t, a) \cdot \eta \quad (11)$$

avec le coefficient de la surface libre $\eta \approx 1.12$ dans le cas de l'éprouvette SENT et $\varphi(K_t, a)$ peut être estimé par $\varphi(K_t, a) = K_{tf} = \sigma_y/\sigma_n$, où σ_y est la contrainte au bord de l'entaille.

Selon Inglis [ING 13], le coefficient φ est équivalent à la fonction d'une demi-ellipse d'axes b et c (avec un rayon $\rho = c^2/b$) et peut être exprimé par la formulation suivante:

$$\varphi = \frac{\sigma_y(x=b+a, y=0)}{\sigma_n} = 1 + \frac{(b^2 - 2bc)(x - \sqrt{x^2 - b^2 + c^2})(x^2 - b^2 + c^2) + bc^2(b-c)x}{(b-c)^2(x^2 - b^2 + c^2)\sqrt{x^2 - b^2 + c^2}} \quad (12)$$

Nous avons traité les cas des entailles elliptiques fissurées avec ($b \geq c$) et ($a = 0.2b$) c'est-à-dire ($x/b = 1.2$), les valeurs de concentration de contrainte obtenues sont limitées dans l'intervalle [1.82, 2.11] quelle que soit la valeur de K_I (figure III-6).

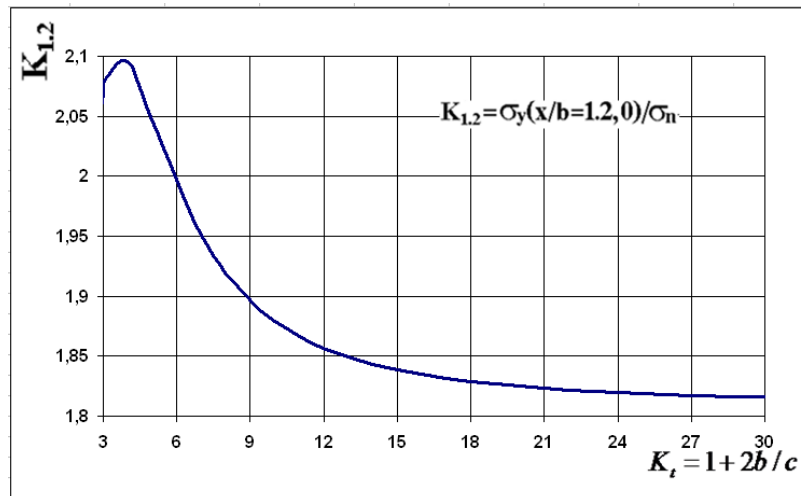


Fig. III-6: $K_{1,2} = \sigma_y(x/b = 1.2, 0)/\sigma_n$ en fonction de K_I .

La figure III-7 représente l'évolution du facteur d'intensité de contrainte K_I en fonction de a/b pour différentes valeurs de K_I . On remarque que pour des coefficients importants de K_I le K_I augmente très rapidement en fonction de a (longueur de fissure), atteint un maximum (pour des fissures très courtes) puis peut diminuer doucement. En effet d'après l'équation (11) c'est le terme $\sigma_n \sqrt{\pi a}$ qui induit l'augmentation de K_I pour des valeurs de a très petites, mais le coefficient η fini par prendre le relais et contribue de manière beaucoup plus importante par la suite à la diminution de K_I .

On peut évaluer la plus grande fissure non-propageante (qui peut se propager dans un premier temps à partir d'une entaille, mais finit par s'arrêter au bout d'une longueur très courte). Ce problème est d'une grande importance pratique, notamment lorsque des fissures courtes peuvent être introduites accidentellement.

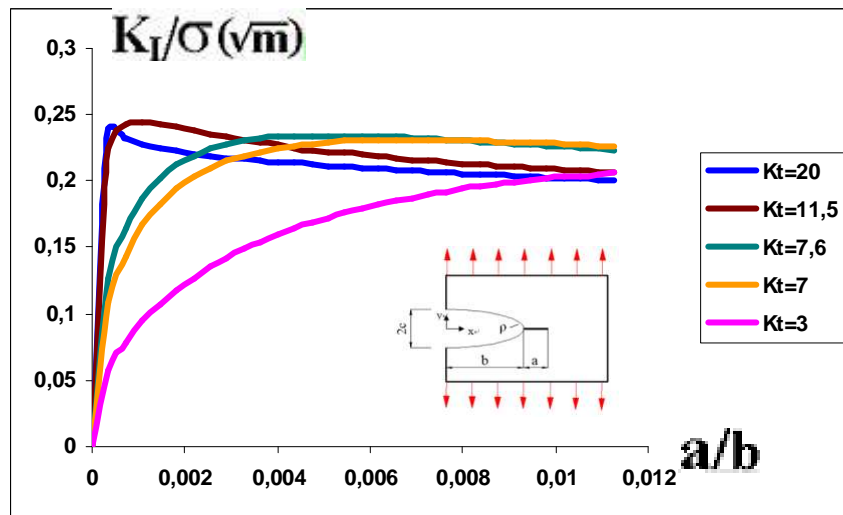


Fig. III-7: Estimation de $(K_I = 1.12\sigma_n \sqrt{\pi a}) f_I(K_t, a)$ pour les fissures qui s'initient à partir d'une entaille elliptique avec $b = 27.5 \text{ mm}$.

Le trou elliptique est beaucoup moins stable à la fatigue que celui circulaire (Figure III-8), donc il est plus sensible aux petites variations de chargement. En effet, en considérant une amplitude de contrainte $\Delta\sigma_n = 30 \text{ MPa}$, la fissure qui s'amorcerait à partir du bord du trou elliptique se propagerait jusqu'à la rupture totale. Par contre le trou circulaire résiste à tout amorçage de fissure et à la propagation de fissure existante pour toute longueur initiale $a < 0.75 \text{ mm}$.

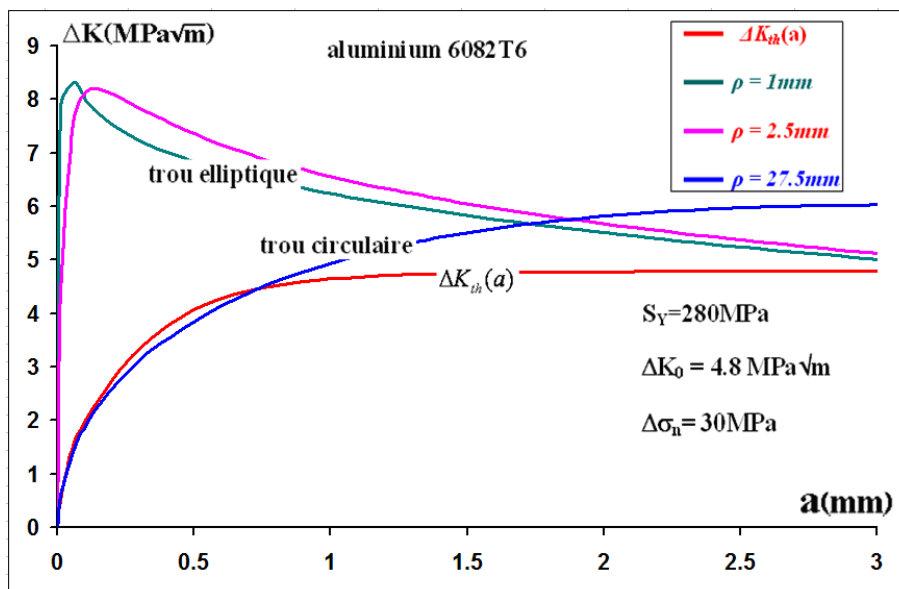


Fig. III-8: Seuil de propagation des fissure, cas où $\Delta\sigma_n = 30 \text{ MPa}$

Dans le cas d'un chargement moins important ($\Delta\sigma_n = 20$ MPa) (figure III-9), le seuil de propagation (ΔK_{th}) reste toujours supérieur à ΔK dans le cas du trou circulaire, de ce fait la fissure ne peut ni s'amorcer ni se propager. En revanche, pour le cas des trous elliptiques, la fissure s'initierait et se propagerait jusqu'à une taille de 0.5 mm puis s'arrêterait. Par contre, si une fissure existait, elle ne peut se propager que si sa longueur est inférieure à 0.5 mm ou si elle est suffisamment grande pour induire un $\Delta K > \Delta K_0$.

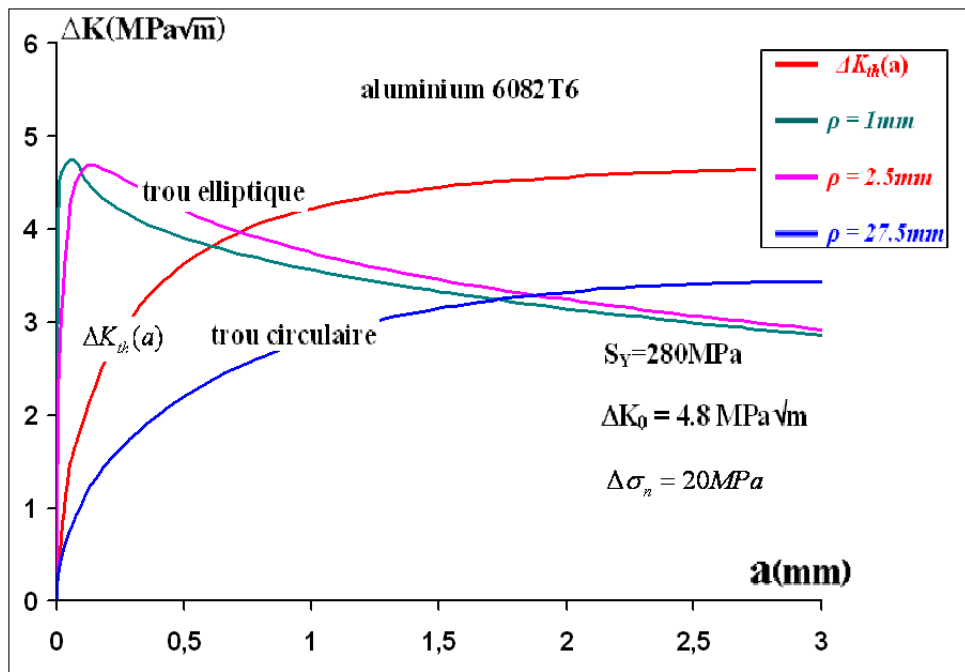


Fig. III-9: Seuil de propagation des fissures, cas où $\Delta\sigma_n = 20$ MPa.

Il est aussi intéressant d'évaluer la sensibilité de ces estimations à l'exposant γ dans l'équation (6), $\Delta K_{th}(a) = \Delta K_0 [1 + (a_0/a)^{\gamma^2}]^{-1/\gamma}$, qui décrit le seuil de propagation des fissures courtes. La figure III-10 illustre cet effet, pour γ compris entre 1.5 et 8. Il est clair qu'une mauvaise estimation de la valeur de ce paramètre conduirait à une prédiction erronée de l'amorçage et de propagation des fissures éventuelles.

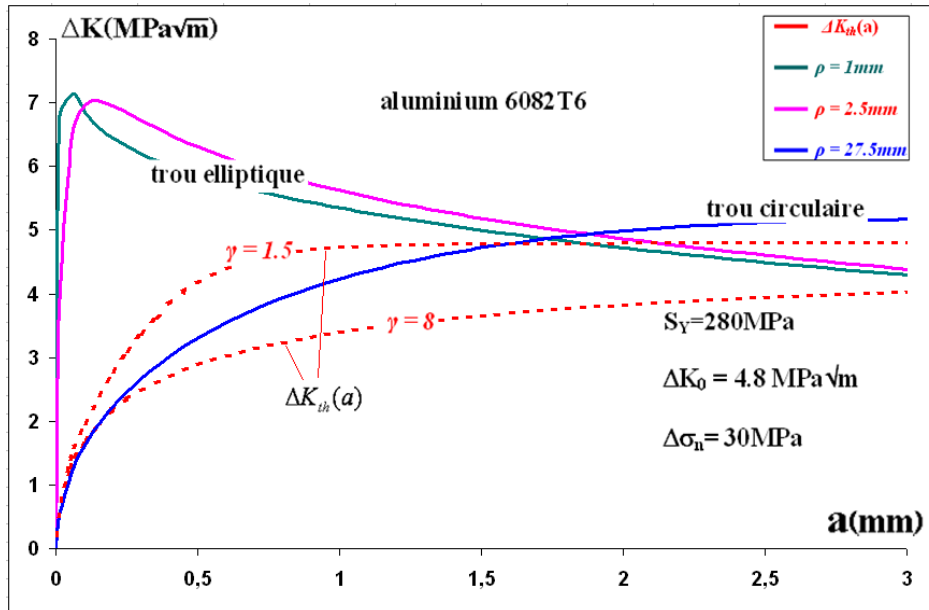


Fig. III-10: Influence de l'exposant γ dans les estimations du comportement des fissures courtes de fatigue, $\Delta\sigma_n = 30\text{MPa}$.

III.4 Analyse des effets d'entaille en fatigue dans le cas d'une fissure courte

Le facteur de sensibilité à l'entaille en fatigue q ($0 < q < 1$) est largement utilisé dans le dimensionnement des pièces en conception mécanique pour quantifier la différence entre le coefficient de concentration de contraintes K_t en statique et son équivalent en fatigue K_f . Ce dernier permet de quantifier l'effet réel d'entaille sur la résistance à la fatigue. Dans ce cas, si $K_t = \sigma_{max} / \sigma_n$, le coefficient de concentration de contrainte en fatigue est défini par l'équation (13).

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) = S'_L / S_{Lnt} \quad (13)$$

où S'_L et S_{Lnt} sont respectivement la limite de fatigue mesurée sur une éprouvette lisse (sans entaille) et celle mesurée sur une éprouvette entaillée (plus de détails sont donnés dans le chapitre I).

Dans cette section, nous nous proposons d'associer ce facteur de sensibilité d'entaille q au comportement des fissures courtes. On peut également l'associer au cas des fissures courtes non-propageantes qui s'initient au fond de l'entaille, avec la condition ($\Delta\sigma_0 / K_t < \Delta\sigma_n < \Delta\sigma_0 / K_f$) où ΔS_0 est la limite de fatigue du matériau et $\Delta\sigma_n$ est la contrainte nominale. En effet, la dimension de transition a_0 entre la fissure courte et la fissure longue peut être utilisée pour déterminer les expressions correspondantes aux cas limites.

III.4.1 Analyse des effets d'une fissure courte au fond d'une entaille circulaire

Dans le cas d'une fissure émanant d'un trou circulaire situé dans une plaque infinie, l'amplitude de variation du facteur d'intensité de contraintes en fatigue uniaxiale est donnée par l'expression suivante selon Tada [TAD 85] :

$$\Delta K_I = \eta \cdot \varphi(a/\rho) \cdot \Delta\sigma\sqrt{\pi a} = 1.1215 \cdot \varphi(a/\rho) \cdot \Delta\sigma\sqrt{\pi a} \quad (14)$$

où le facteur de forme $\varphi(a/\rho) \equiv \varphi(x)$, rapporté au gradient de contrainte près du bord du trou est donné par l'équation suivante :

$$\varphi(x) = \left(1 + \frac{0.2}{(1+x)} + \frac{0.3}{(1+x)^6}\right) \cdot \left(2 - 2.354 \frac{x}{1+x} + 1.206 \left(\frac{x}{1+x}\right)^2 - 0.221 \left(\frac{x}{1+x}\right)^3\right) \quad (15)$$

Il est à noter que quand $a \rightarrow 0$, donc $x \rightarrow 0$, $\varphi(x) \rightarrow 3$, l'équation (14) devient alors:

$$\lim_{x \rightarrow 0} \Delta K_I = 1.1215 \times 3 \times \Delta\sigma\sqrt{\pi a} \quad (16)$$

Cette situation est équivalente à une fissure au bord d'un trou circulaire dans une plaque semi infinie, avec un $K_I = \varphi(0) = 3$. On remarque aussi que dans l'autre cas extrême, quand $a \rightarrow \infty$, (dans la réalité, $a + 2\rho \cong a$, quand $a \rightarrow \infty$) alors $\varphi(x) \rightarrow 0.63$, on obtient l'expression suivante :

$$\lim_{x \rightarrow \infty} \Delta K_I = 1.1215 \cdot 0.6 \cdot \Delta\sigma\sqrt{\pi a} = 0.707 \Delta\sigma\sqrt{\pi a} = \Delta\sigma\sqrt{\pi a/2} \quad (17)$$

Ainsi, pour les trous circulaires $\varphi(x=0) = 3$ et $\varphi(x \rightarrow \infty) = 1/1.1215\sqrt{2} \cong 0,63$, toute fissure va se propager si ($\Delta K_I > \Delta K_{th}(a)$), ce qui donne :

$$\Delta K_I = \eta \cdot \varphi(a/\rho) \cdot \Delta\sigma\sqrt{\pi a} > \Delta K_{th} = \Delta K_0 \cdot \left[1 + (a_0/a)^{\gamma/2}\right]^{-1/\gamma} \quad (18)$$

où $\Delta K_0 = \Delta S_0 \sqrt{\pi a_0} \equiv \Delta K_0(a \gg a_0)$, et a_0 la longueur limite de la fissure courte qui peut être obtenue par la formule suivante :

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_0}{\eta \cdot \Delta S_0}\right)^2 \quad (19)$$

Le critère de propagation pour ces fissures de fatigue qui tient compte de l'effet d'entaille peut alors s'écrire sous forme d'inéquation, entre la fonction de forme $\varphi(a/\rho)$ qui fait intervenir les dimensions géométriques (entaille + fissure) et les conditions de chargement par [MEG 07] :

$$\varphi\left(\frac{a}{\rho}\right) > \frac{\left(\frac{\Delta K_0}{\Delta S_0 \sqrt{\rho}}\right) \cdot \left(\frac{\Delta S_0}{\Delta \sigma}\right)}{\left[\left(\eta \sqrt{\frac{\pi a}{\rho}}\right)^\gamma + \left(\frac{\Delta K_0}{\Delta S_0 \sqrt{\rho}}\right)^\gamma\right]^{1/\gamma}} \quad (20)$$

En utilisant des paramètres adimensionnels $x \equiv a/\rho$, $\kappa \equiv \Delta K_0/\Delta S_0 \sqrt{\rho}$ et $\zeta \equiv \Delta S_0/\Delta \sigma$, on peut exprimer la condition de propagation d'une fissure courte par fatigue, qui s'amorce à partir d'un trou circulaire, par l'équation suivante :

$$\varphi(x) > g\left(\frac{a}{\rho}, \frac{\Delta S_0}{\Delta \sigma}, \frac{\Delta K_0}{\Delta S_0 \sqrt{\rho}}, \gamma\right) = g(x, \zeta, \kappa, \gamma) \quad (21)$$

La figure III-11 montre l'évolution des fonctions φ et g en fonction du rapport (a/ρ) pour 5 cas de chargement ($\Delta S_0/\Delta \sigma$), en prenant $\gamma = 6$ et $\kappa = 0.8$. Cette figure illustre plusieurs types de comportements de la fissure courte (dont $a/\rho < 0.4$) qui peuvent s'amorcer au bord d'un trou circulaire. Le paramètre κ dépend de la limite de fatigue, du seuil de propagation et du rayon du trou.

La courbe $g_{2.2}$ correspond au cas où ($\Delta \sigma = \Delta S_0/2.2$) noté $\Delta \sigma_{2.2}$ qui se trouve au dessous de la courbe $\varphi(a/\rho)$. Dans ce cas, le chargement $\Delta \sigma$ est suffisant pour amorcer une fissure et faire propager une fissure existante quelle que soit sa dimension.

Par contre, la fonction g_3 , qui correspond à un chargement ($\Delta \sigma = \Delta S_0/3$), reste toujours au dessus de la courbe $\varphi(a/\rho)$. Dans ce cas, aucune fissure ne peut s'amorcer et aucune fissure existante ne peut se propager et ceci indépendamment de sa longueur.

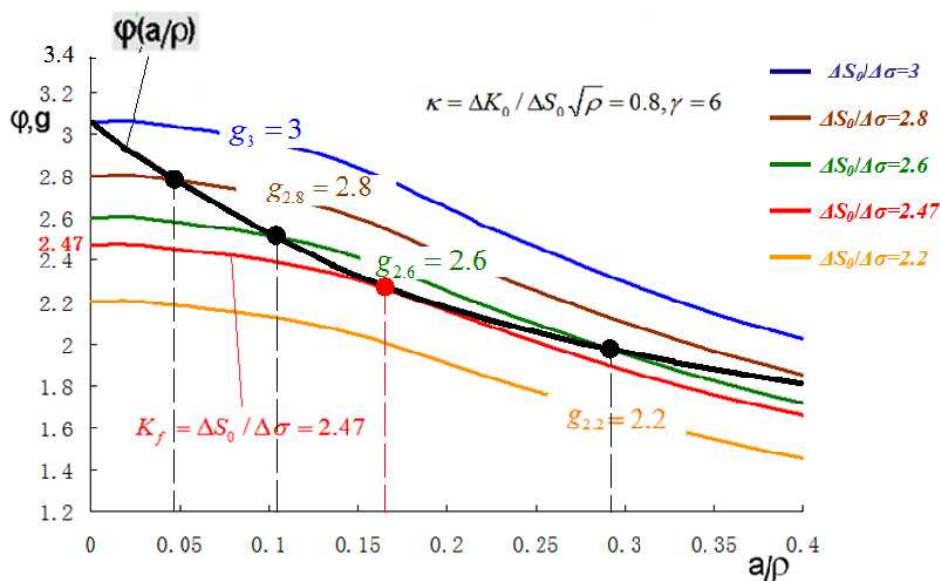


Fig. III-11: Critère de propagation de fissures de fatigue émanant d'un trou circulaire avec prise en compte de l'effet d'entaille, $\gamma = 6$ et $\rho \cong 1.4a_0$.

En plus de ces deux cas extrêmes, on peut se trouver dans des situations intermédiaires. Pour la fonction $g_{2.8}$ par exemple qui correspond à $\Delta S_0/\Delta\sigma_{2.8}=2.8$, les deux courbes $\varphi(a/\rho)$ et g se croisent au point $a/\rho \cong 0,05$. Le point d'intersection de la courbe $g_{2.8}$ avec la courbe φ correspond à une phase où la fissure s'arrête de se propager. Le chargement peut alors amorcer une fissure à partir du bord du trou circulaire qui se propagera jusqu'à une longueur de $a/\rho \cong 0,05$, puis elle s'arrête. Si la fissure existait initialement, elle ne se propagerait que si $a/\rho < 0.05$. Un autre cas intéressant est celui de $g_{2.6}$ dont le chargement est $\Delta S_0/\Delta\sigma_{2.6}=2.6$, on note l'existence de trois phases de comportements : la fissure peut s'initier et se propager dans cette plaque jusqu'à atteindre une dimension $a/\rho \cong 0.12$; à partir de ce point d'intersection la fissure s'arrête de se propager; mais si cette fissure évolue sous l'effet d'autres mécanismes jusqu'à atteindre une dimension $a/\rho \cong 0.28$, alors il peut se propager de nouveau par fatigue. En effet, les fissures assez grandes peuvent toujours se propager par fatigue.

Le dernier exemple traité est celui où $\Delta\sigma_{2.47}=\Delta S_0/2.47$ correspondant à la courbe $g_{2.47}$, dans ce cas les deux courbes sont tangentes et $\varphi(a/\rho)$ reste toujours en-dessous de g , ce qui correspond au chargement minimal capable d'amorcer et de propager une fissure, voir de propager une fissure existante. Par définition, ce chargement ($\Delta S_0/2.47$) spécifique correspond au facteur de concentration de contrainte de fatigue K_f . Connaissant les deux coefficients de concentration de contraintes K_f et K_t , on peut déduire le facteur de sensibilité à l'entaille $q = (K_f - 1)/(K_t - 1) = 0.73$

III.4.2 Analyse des effets de fissure courte dans une entaille semi-elliptique

Par définition, le facteur de concentration de contrainte de fatigue $K_f = \Delta S_0/\Delta\sigma$ peut être calculé à partir de la limite de fatigue ΔS_0 , du seuil de propagation de fissure ΔK_0 et de la géométrie d'éprouvette fissurée par les formulations suivante :

$$\begin{cases} \varphi(a/\rho) = g(a/\rho, \Delta S_0/\Delta\sigma, \Delta K_0/\Delta S_0\sqrt{\rho}, \gamma) \\ \frac{\partial}{\partial a} \varphi(a/\rho) = \frac{\partial}{\partial a} g(a/\rho, \Delta S_0/\Delta\sigma, \Delta K_0/\Delta S_0\sqrt{\rho}, \gamma) \end{cases} \quad (22)$$

La procédure de détermination de l'effet d'entaille en fatigue pour les trous semi-elliptique est pratiquement identique à celle du trou circulaire. La différence réside dans la manière de calculer le facteur géométrique φ qui dépend dans ce cas des dimensions de l'ellipse (b et c) et

de la longueur de la fissure a : $\varphi(a/b, b/c)$. La fonction g quant à elle reste la même puisqu'elle ne dépend que du rayon ρ en fond d'entaille et des caractéristique du matériau (voir l'équation 21).

Si une fissure de longueur a se propage à partir d'une entaille semi-elliptique d'axes b et c , avec a et b dans la même direction perpendiculaire à la contrainte nominale $\Delta\sigma$, le facteur d'intensité de contrainte sera donné par l'expression suivante :

$$\Delta K_t = \eta \cdot \varphi(a/b, c/b) \cdot \Delta\sigma \sqrt{\pi a} \quad (23)$$

où $\eta = 1.1215$ est le facteur de correction et $\varphi(a/b, c/b)$ est le facteur géométrique associé à la concentration de contrainte d'entaille elliptique, qui peut être calculé en fonction du paramètre adimensionnel $s = a/(a + b)$ et de K_t , avec la formule (24) donnée par [TAD 85].

$$K_t = \left(1 + 2\frac{b}{c}\right) \cdot \left[1 + \frac{0.1215}{(1 + c/b)^{2.5}}\right] \quad (24)$$

Deux expressions analytiques pour $\varphi(a/b, c/b)$ ont été obtenues par [MEG 07] par la méthode des éléments finis (EF) pour divers types d'entailles semi-elliptiques, qui reproduit bien les résultats de Nishitani et Tada mentionnés par Bazant [BAZ 97] (équation 25 et 26). Les figure III-12 et III-13 représentent l'évolution de la fonction du coefficient de concentration de contrainte respectivement pour les cas $c \leq b$ et $c \geq b$.

$$\varphi\left(\frac{a}{b}, \frac{c}{b}\right) \equiv \varphi(K_t, s) = K_t \sqrt{\frac{1 - \exp(-K_t^2 \cdot s)}{K_t^2 \cdot s}}, \quad \text{pour } c \leq b \quad (25)$$

$$\varphi\left(\frac{a}{b}, \frac{c}{b}\right) = K_t \sqrt{\frac{1 - \exp(-K_t^2 \cdot s)}{K_t^2 \cdot s}} \cdot [1 - \exp(-K_t^2)]^{-s/2}, \quad \text{pour } c \geq b \quad (26)$$

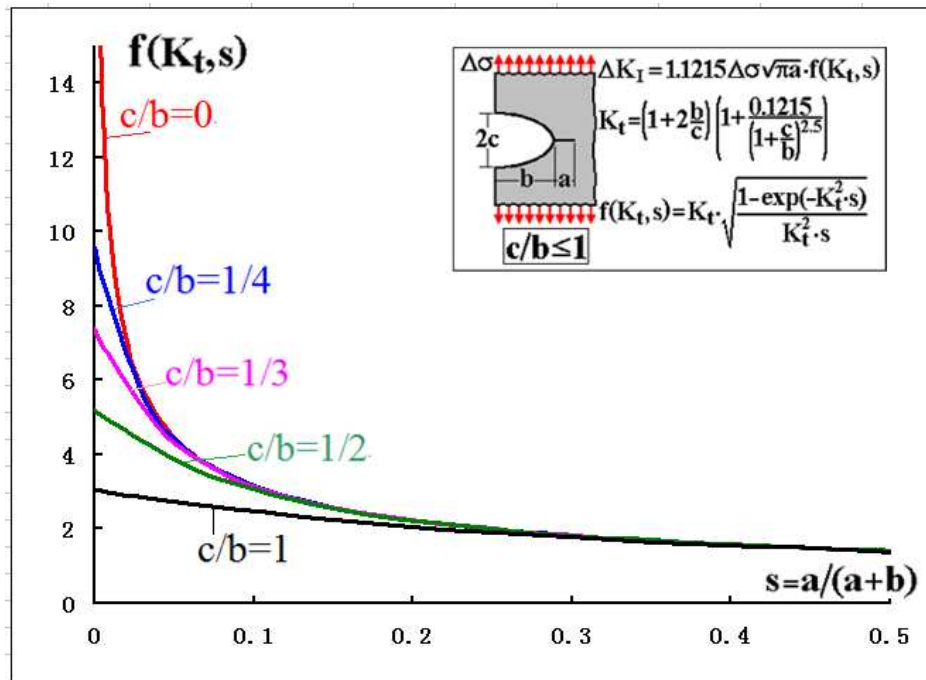


Fig. III-12: Les fonctions du coefficient de concentration de contraintes $f(K_t, s)$ d'entailles semi-elliptiques avec $b \geq c$.

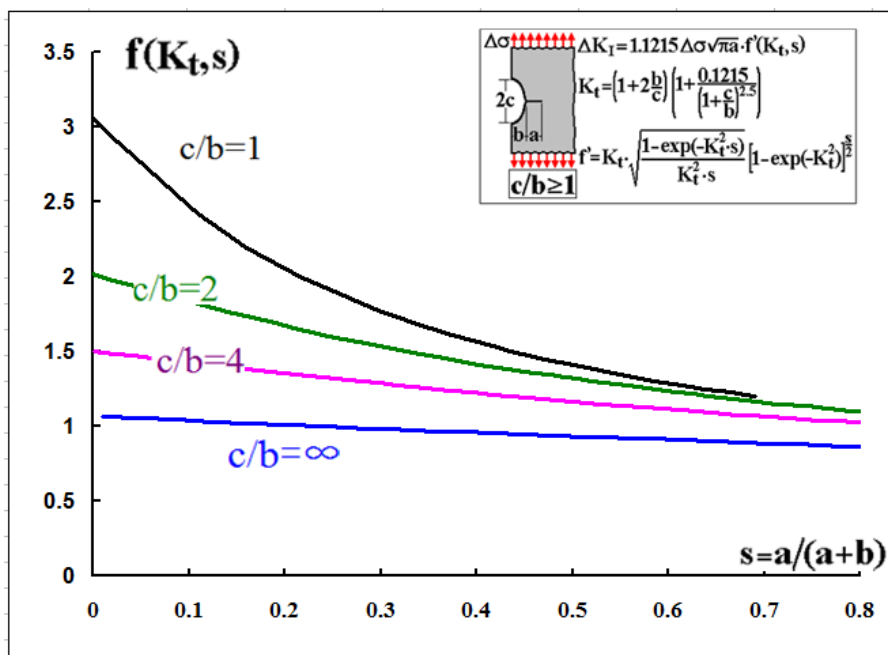


Fig. III-13: les fonctions du coefficient de concentration de contraintes $f(K_b, s)$ d'entailles semi-elliptiques avec $b \leq c$.

III.5 Prédiction de la durée de vie des structures fissurées et réparées par la méthode du trou

Dans notre cas, nous avons utilisé des éprouvettes du types SENT de largeur $W = 80\text{mm}$, avec une entaille mécanique de 15mm et contenant une fissure obtenue par fatigue de longueur a_f . Ces éprouvettes ont subi une réparation par perçage d'un trou de rayon ρ , situé au fond de la

fissure. Nous avons émis l'hypothèse de considérer une enveloppe globale à partir du trou qui conduit à un profil correspondant à une entaille semi-elliptique de dimensions : rayon ρ ($\rho = 1, 2.5$ et 3 mm), de largeur $2c = 2\rho$ et de demi-longueur $b = a_f + \rho = 27.5$ mm, comme indiqué dans la figure III-14.

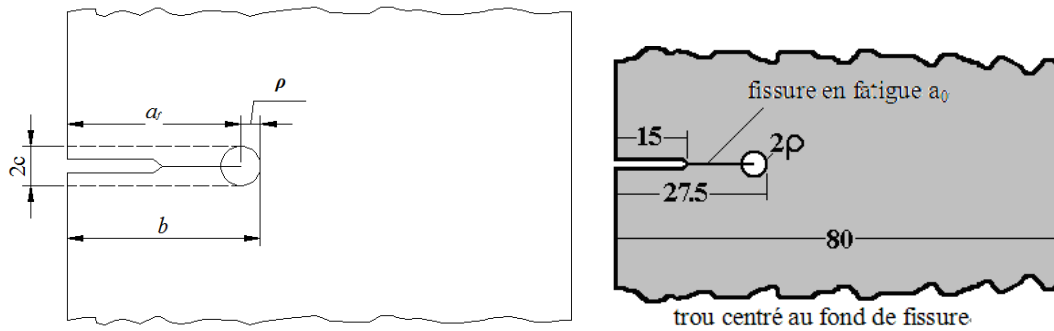


Fig. III-14: Schématisation des entailles semi-elliptiques utilisées dans notre étude

III.5.1 Détermination du facteur de sensibilité d'entaille en fatigue q

A partir de l'équation (22), nous avons calculé la valeur de la plus petite amplitude de contrainte $\Delta\sigma$ nécessaire pour amorcer et propager une fissure par fatigue à partir du bord de l'entaille elliptique. Plusieurs combinaisons des paramètres κ et γ ont été considérées pour déterminer la valeur de K_f et en conséquence, le facteur de sensibilité à l'entaille q . Les figures III-15, III-16 et III-17 montrent la procédure de détermination du coefficient K_f dans le cas des entailles semi-elliptiques de rayons respectives $\rho = 1, 2.5$ et 3 mm. On peut interpréter ces courbes de la même manière que celles obtenues dans le cas du trou circulaire (figure III-11). En effet, les cas particuliers qui nous permettent de déterminer le coefficient de concentration de contrainte de fatigue K_f est ceux pour lesquels le chargement conduit à une courbe $g(x)$ tangente à la courbe $\varphi(x)$.

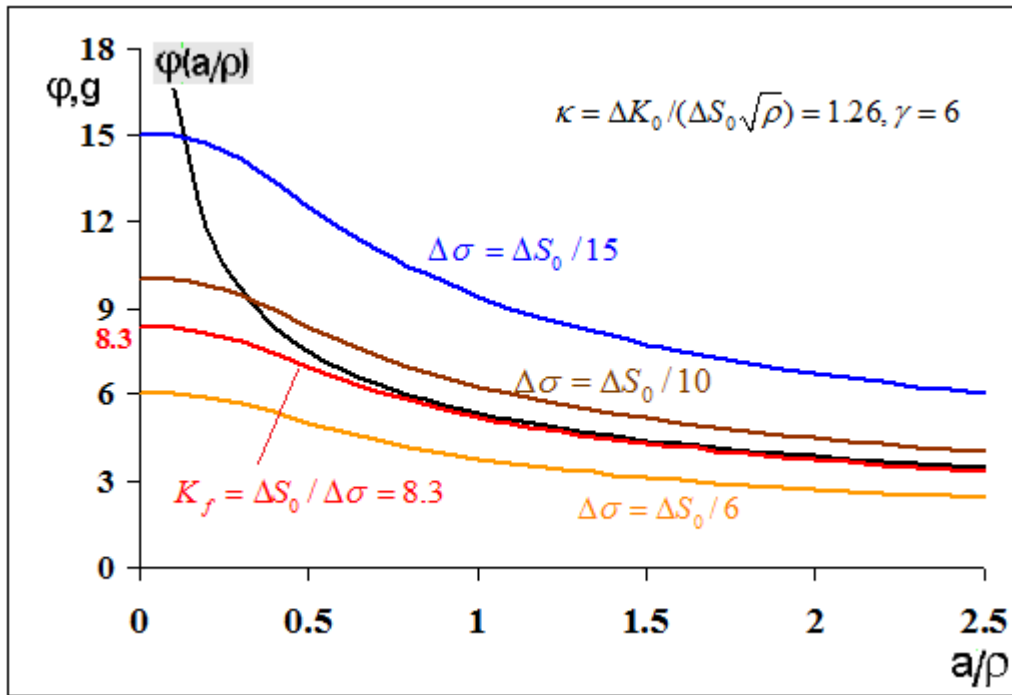


Fig. III-15: Détermination de K_f pour $\rho = 1\text{mm}$

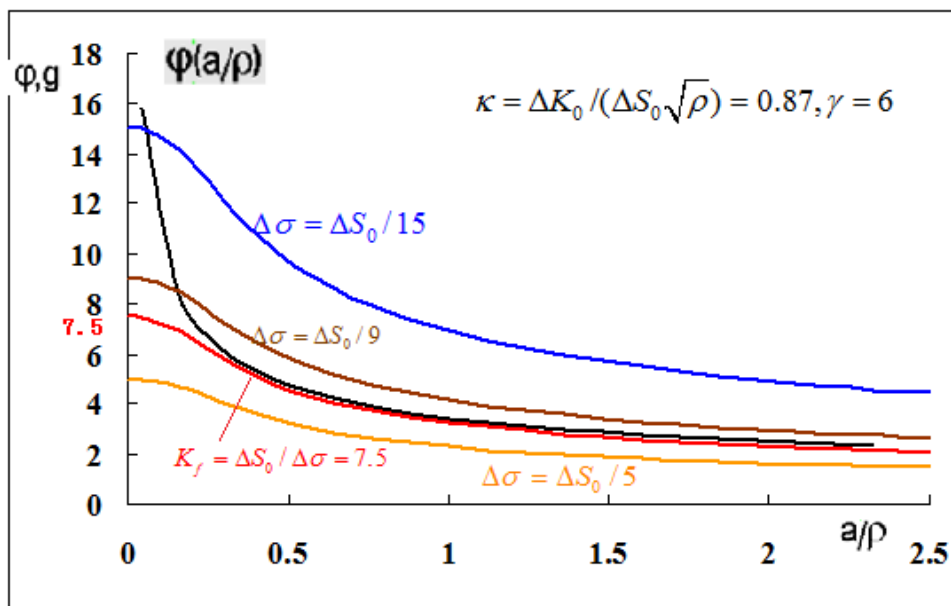


Fig. III-16: Détermination de K_f pour $\rho = 2.5\text{mm}$

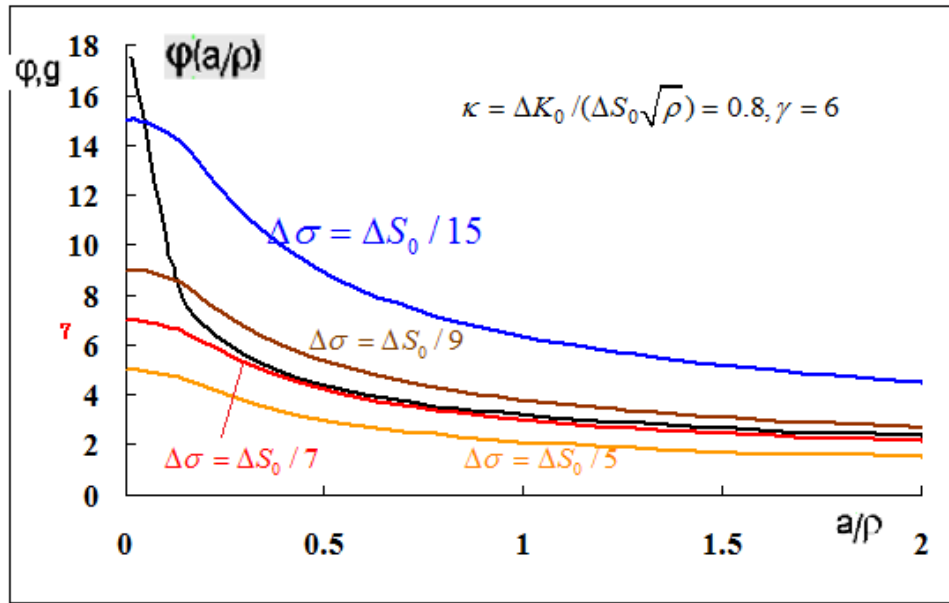


Fig. III-17: Détermination de K_f pour $\rho = 3\text{mm}$

Les résultats déduits de ces trois figures, en termes de K_f , K_t et du facteur de sensibilité à l'entaille q comparées au modèle analytique de Peterson [PET 74] sont présentés dans le tableau III-2 :

ρ (mm)	K_f	K_t	q	q (selon Peterson)
1	11	8.3	0.73	0.58
2.5	7.6	7.5	0.98	0.78
3	7.06	7	0.99	0.8

Tableau III-2 : Effet d'entaille de fatigue pour $\rho=1$, $\rho=2.5$ et $\rho=3$ mm

Il est important de souligner que l'évaluation du facteur de sensibilité à l'entaille proposé par Peterson qui s'écrit : $q = (1 + \alpha_p/\rho)^{-1}$ (avec $\alpha_p = (270/R_m)^{1.8}$, où R_m est la résistance à la rupture, où α est une longueur obtenue à partir d'un ajustement de 7 points expérimentaux. Il suppose que la sensibilité à l'entaille q ne dépend que du rayon d'entaille ρ et de la limite de rupture du matériau R_m . Cependant, la sensibilité aux entailles semi-elliptiques dépend fortement du rapport d'ellipticité c/b ainsi que de : ρ , ΔS_0 , ΔK_0 et γ . Les courbes illustrées dans la figure III-18, présentant les évolutions du facteur de sensibilité à l'entaille en fonction du rayon ρ au fond d'entaille, dans le cas de l'alliage d'Aluminium 6082 T6 dont la limite à

rupture moyenne $R_m = 327 \text{ MPa}$, la limite de fatigue $S_L = 80 \text{ MPa} \Rightarrow \Delta S_0 = 2S_L S_R / (S_L + S_R) = 129 \text{ MPa}$, le seuil de propagation $\Delta K_0 = 4.8 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, et $\gamma = 6$. Il faut noter que la courbe obtenue par Peterson permet uniquement de faire des prévisions dans le cas d'une entaille semi-circulaire où $c/b = 1$.

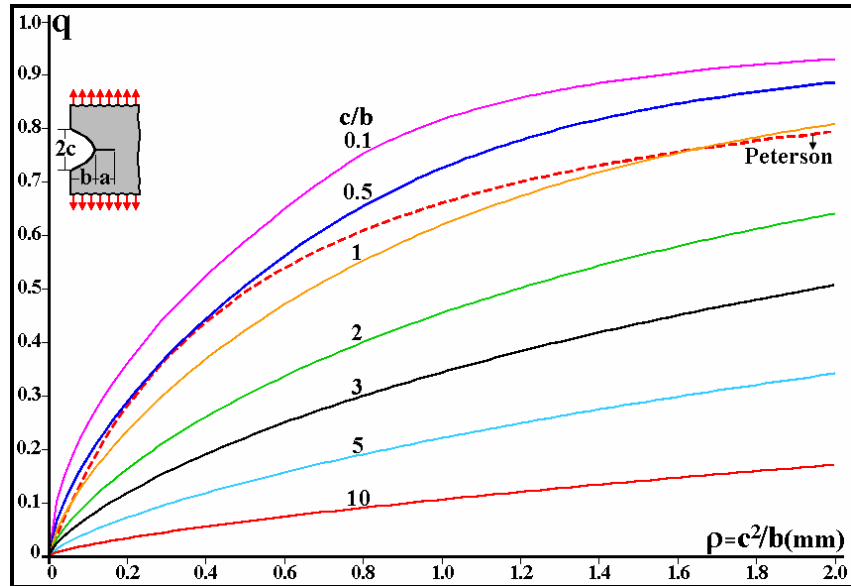


Fig. III-18: La sensibilité à l'entaille q en fonction du rayon d'entaille pour des plats semi-elliptique.

III.5.2 Calculs des durées de vie utilisant un couplage de la méthode « ϵN » et de la théorie des fissures courtes

Dans cette partie, nous avons évalué la durée de vie en termes de l'évolution de ΔK en fonction du nombre de cycles à l'amorçage N pour les différentes configurations analysées dans le chapitre II (résultats expérimentaux donnés par la figure II-2 et le tableau II.4). Les durées de vie en fatigue pour réamorcer une fissure au fond du trou ont été estimées par les trois modèles « ϵN », utilisés dans le chapitre II, à savoir : Morrow élastique, Smith Watson Topper, que nous rappelons ici:

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N)^b + \epsilon'_f (2N)^c \quad (\text{Morrow elastic}) \quad (27)$$

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E \sigma_{max}} (2N)^{2b} + \frac{\sigma'_f \epsilon'_f}{\sigma_{max}} (2N)^{b+c} \quad (\text{Smith-Watson-Topper}) \quad (28)$$

La contrainte moyenne au font d'entaille ($\sigma_m = \sigma_{max} - \Delta \sigma / 2$) nécessite de calculer d'abord σ_{max} (au fond d'entaille) par l'équation de Neuber (Chapitre II, equation II-5), modifié en tenant

compte du facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f , sachant que la contrainte nominale maximale est $\sigma_{nmax} = P_{max}/B(W-a_n) = \Delta P/B(W-a_n)(1-R)$.

$$K_f^2 \left[\sigma_{nmax}^2 + \frac{E\sigma_{nmax}^{(h'+1)/h'}}{(H')^{1/h'}} \right] = \sigma_{max}^2 + \frac{E\sigma_{max}^{(h'+1)/h'}}{(H')^{1/h'}}, \quad \varepsilon_{max} = \frac{\sigma_{max}}{E} + \left(\frac{\sigma_{max}}{H'} \right)^{1/h'} \quad (29)$$

L'amplitude de variation de contraintes $\Delta\sigma$ et des déformations $\Delta\varepsilon$ au fond d'entaille induite par la contrainte nominale et provoquée dans ce cas par K_f est calculée d'une manière semblable en utilisant l'équation suivante (K_t est remplacé par K_f):

$$K_f^2 \left[\Delta\sigma_n^2 + \frac{2E\Delta\sigma_n^{(h'+1)/h'}}{(2H')^{1/h'}} \right] = \Delta\sigma^2 + \frac{2E\Delta\sigma^{(h'+1)/h'}}{(2H')^{1/h'}}, \quad \Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2 \left(\frac{\Delta\sigma}{2H'} \right)^{1/h'} \quad (30)$$

Les résultats sont donnés par les figures III-19, III-20 et III-21, correspondant aux trois configurations étudiées $\rho = 1, 2.5$ et 3 mm en comparant les calculs des trois modèles avec les résultats expérimentaux. Il faut noter que les prévisions des durées de vie déterminées par le couplage de la méthode « ε - N » et de la théorie des fissures courtes sont en bonne concordance avec nos résultats expérimentaux dans le cas d'un alliage d'aluminium, et ce quelle que soit la valeur du rayon du perçage.

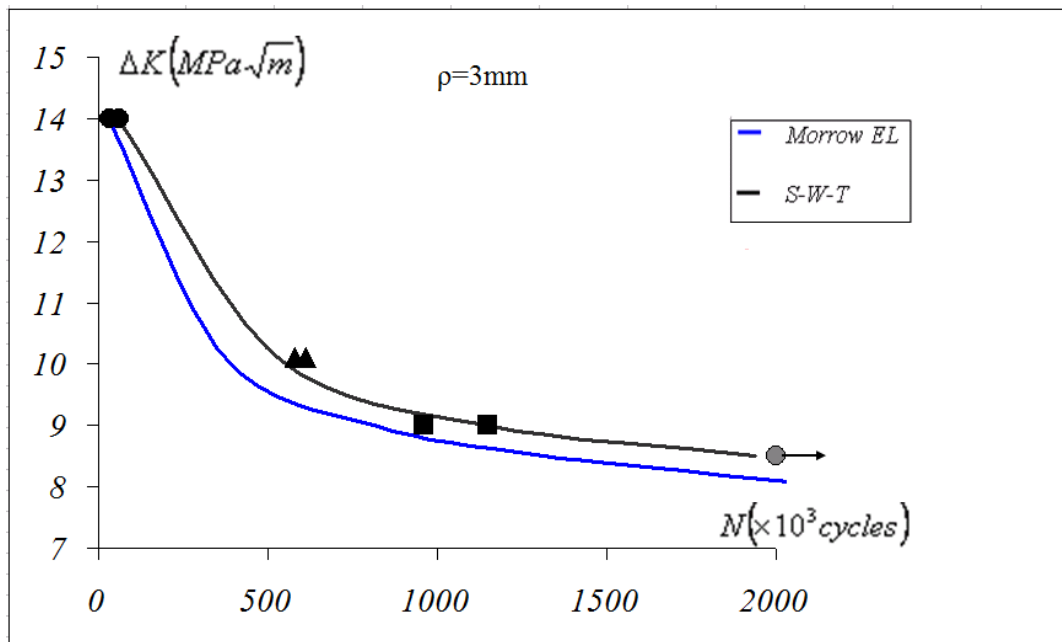


Fig. III-19: Nombre de cycles à l'amorçage d'une fissure pour un rayon $\rho = 3.0 \text{ mm}$

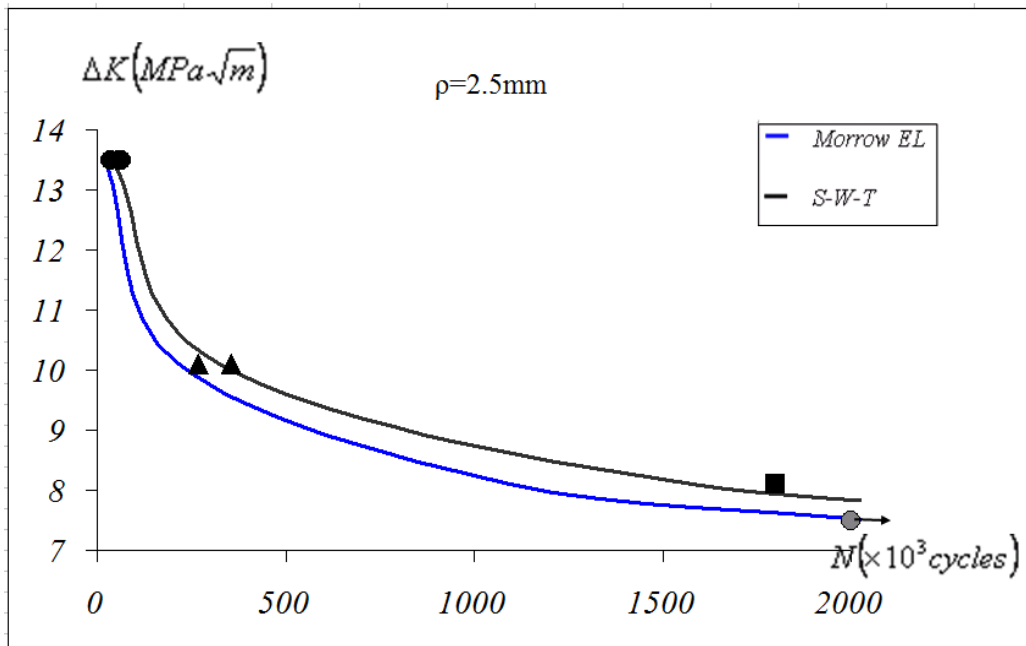


Fig. III-20: Nombre de cycles à l'amorçage d'une fissure pour un rayon $\rho = 2.5\text{mm}$

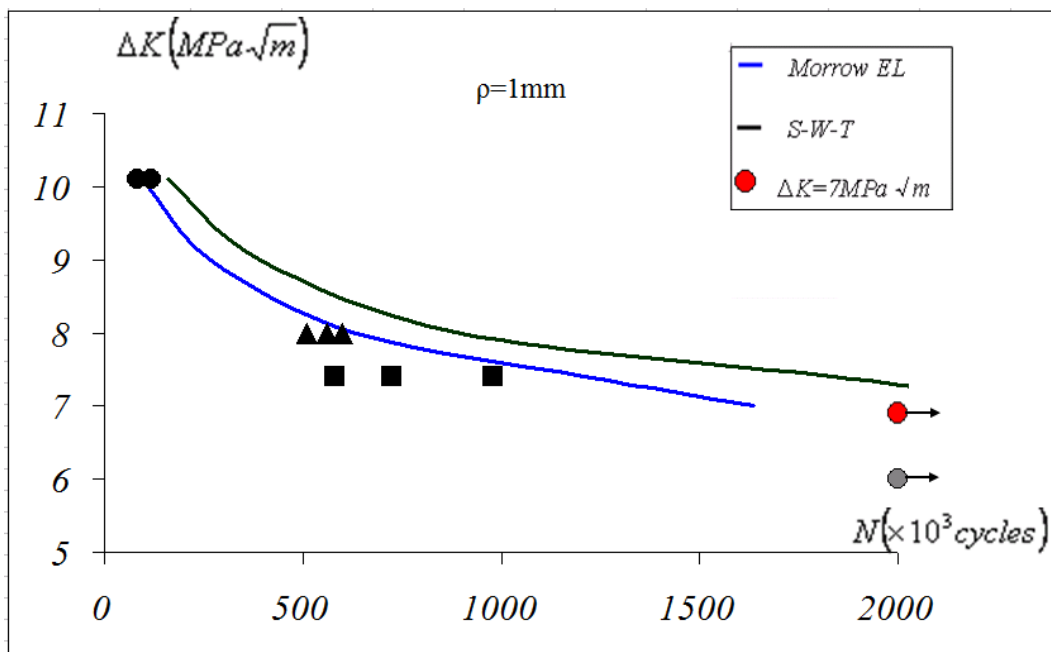


Fig. III-21: Nombre de cycles à l'amorçage d'une fissure pour un rayon $\rho = 1.0\text{mm}$.

Ce couplage de la méthode « ϵN » et de la théorie des fissures courtes constitue une démarche robuste de détermination des durées de vie des structures fissurées ayant subies une réparation par le perçage d'un trou centré sur le fond de la fissure. En effet, les résultats obtenus par cette nouvelle méthode sont meilleurs par rapport à ceux obtenus au chapitre II (figure II-15), et particulièrement pour un faible rayon du trou $\rho = 1.0\text{mm}$, comme illustré dans la figure III-22.

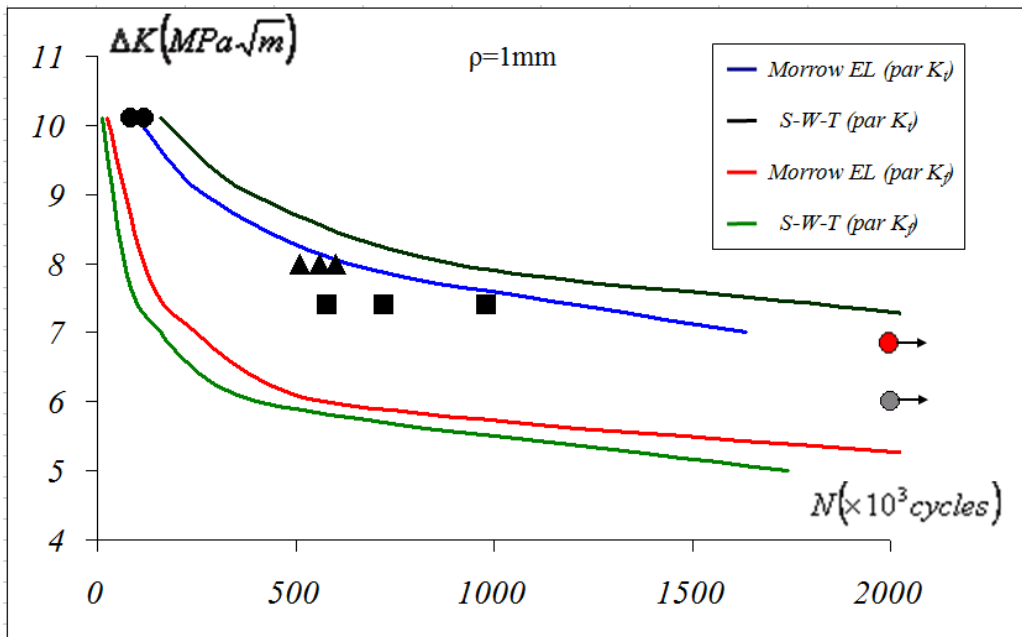


Fig. III-22: Comparaison des modèles « ϵ - N » en utilisant K_i ou K_f

Références

- [ASTM E399] E399 Standard method of test for plain strain fracture toughness of metallic materials, ASTM Standards v.03.01.
- [ASTM E647] E647 Standard test method for measurement of fatigue crack growth rates, ASTM Standards, ASTM Standards v.03.01.
- [BAT 97] C. BATHIAS, J.P BAÏLON. La fatigue des matériaux et des structures, 2^{ème} édition, 1997.
- [BAZ 97] Z.P. BAZANT. Scaling of quasi brittle fracture: asymptotic analysis. International Journal of Fracture, v.83(1), p.19-40, 1997.
- [BHA 98] B. BHATTACHARYA, B. ELLINGWOOD. Continuum damage mechanics analysis of fatigue crack initiation. International Journal of Fatigue, 20, N°9, p.631-639, 1998.
- [CHA 01] K.S. CHAN, Y.D. LEE, D.L. DAVIDSON, J.S.J. HUDAK. A fracture mechanics approach to high cycle fretting fatigue based on the worst case fret concept – I. Model development. International Journal Fracture. 112:299-330, 2001.
- [CHA 99] M.D. CHAPETTI, T. KITANO, T. TAGAWA, T. MIYATA. Two small-crack extension force concept applied to fatigue limit of blunt notched components. International Journal of Fatigue. 21:77-82, 1999.
- [FRO 59] N.E. FROST, A relation between the critical alternating propagation stress and crack length for mild steel , proc. Institution of mechanical engineers, 173, n° 35, p.811-827, 1959.
- [HAD 79] M.H. ELHADDAD, T.H. TOPPER, K.N. SMITH. Prediction of non propagating cracks. Engineering Fracture Mechanics, v.11, p. 573-584, 1979
- [KAY 96] C. KAYNAK, A. ANKARA, T.J. BAKER. A comparison on short and long fatigue crack growth in steel. International Journal of Fatigue, v.18, No 1, p.17-23, 1996.
- [KIT 76] H. KITAGAWA, S. TAKAHASHI. Application of fracture mechanics to very small cracks or the cracks or the cracks in the early stage. Proceedings of 2nd Int. conf. of Mechanical Behaviour of Materials, Boston , p. 627-631, 1976.
- [KIT 85] H. KITAGAWA, S. TAKAHASHI. Transaction of Japan Society of Mechanical Engineering 45, p. 128, 1979.
- [KRU 99] J.J. KRUZIC, J.P. CAMPBELL, R.O. RITCHIE. On the fatigue behaviour of γ -based titanium aluminides: role of small cracks, Acta mater. v. 47, No. 3, p. 801-816, 1999.
- [LAN 82] J. LANKFORD. The growth of small fatigue cracks in 7075-T6 aluminium. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. 5, 3, p. 223-248,1982.

- [LIV 04] P. LIVIERI, R. TOVO. Fatigue limit evaluation of notches, small cracks and defects: an engineering approach. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. v.27, p.1037-1049, 2004.
- [MEG 02] M.A. MEGGIOLARO, J.T.P. CASTRO. Evaluation of the errors induced by high nominal stresses in the classical ϵN method, in Blom, AF ed. *Fatigue* 2002(2), p.1451-1458, EMAS 2002.
- [MEG 07] MA. MEGGIOLARO, ACO. MIRANDA, J.T.P. CASTRO, Short crack threshold estimates to predict notch sensitivity factors in fatigue, *International Journal of Fatigue*, v. 29, p.2022–2031, 2007.
- [MIL 82] K.J. MILLER. The short crack problem. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 5, p. 223, 1982.
- [MIL 93] K.J. MILLER. The two thresholds of fatigue behaviour. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 16, 9, p.931-939, 1993.
- [NOW 99] D. NOWELL, J.A. ARAUJO. Small fatigue crack; mechanics, mechanisms, and application, In: Ravichandran K S, Ritchie RO, Murakami Y, editors, Oxford: Elsevier, p.361-72: 1999.
- [PAR 61] P.C. PARIS, M. GOMEZ, W. ANDERSON. A rational analytic theory of fatigue. *The trend in engineering*, 13:9-14, 1961.
- [PEA75] S. PEARSON. Initiation of fatigue crack in commercial aluminium alloys and the subsequent propagation of very short cracks. *Engineering Fracture Mechanics*. 7:235-247, 1975.
- [RIT 86] R.O. RITCHIE and J. LANKFORD. Small fatigue crack. A publication of the metallurgical society Inc., 1986.
- [RIT 99] R.O. RITCHIE, B.L. BOYCE, J.P. CAMPBELL, O. RODER, A.W. THOMPSON, W.W. MILLIGAN. Thresholds for high-cycle fatigue in a turbine engine Ti-6Al-4V alloy, *International Journal of Fatigue* 21, p.653-662, 1999.
- [SMI 78] R.A. SMITH, K.J. MILLER. Prediction of fatigue regimes in notched components. *International journal of mechanical sciences*, 20, p. 201-206, 1978.
- [SUR 84] S. SURESH, R.O. RITCHIE. Propagation of short fatigue cracks. *International Metals Reviews*, 29, 6:445-476, 1984.
- [TAD 85] H. TADA, P.C. PARIS, G.R. IRWIN. *The stress analysis of cracks handbook*. Del Research; 1985.
- [TAN 81] K. TANAKA, Y. NAKAI, M. YAMASHITA. Fatigue growth threshold of small cracks, *International Journal of Fracture* v.17, n.5, p.519-533, 1981.

- [TAN 83] K. TANAKA, Y. NAKAI. Propagation and non propagation of short fatigue cracks at a sharp notch. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 6, p. 315-327, 1983.
- [TAY 89] D. TAYLOR. *Fatigue thresholds*. Butterworth London, 1989.
- [ZEG 88] A. ZEGHLOUL. Comparaison de la propagation en fatigue des fissures courtes et des fissures longues. Thèse de doctorat, Université de Poitiers N° d'ordre 480, 1988.
- [ZHA 01] J.Z. ZHANG, Y. SHAN. Elastic plastic finite element analysis experimental study of short and long fatigue crack growth. *Engineering fracture mechanics*, 68, p.1591-1605, 2001.

Chapitre IV

Prévision de la nocivité d'une fissure dans la valve d'une centrale thermique

Introduction

Le corps d'une valve d'admission d'une centrale thermique (projet EDF) comporte une fissure semi-elliptique de: longueur égale à 45 mm et de profondeur égale à 12 mm. Cette fissure a été réparée par la technique de meulage (Figure IV-1). Après quelques années de fonctionnement une fissure s'est amorcée et s'est propagée jusqu'à atteindre une longueur $2a = 60 \text{ mm}$ et une profondeur $b = 15 \text{ mm}$. Le but de cette étude est d'analyser la tenue thermomécanique de cette valve après la réparation et l'apparition de la nouvelle fissure. On cherche alors à déterminer les contraintes maximales qui apparaissent dans la zone de la fissure au cours du fonctionnement normal de la valve en particulier lors des démarrages à froid. Nous avons modélisé la valve en 3D par la méthode des éléments finis en introduisant une « boîte à fissure » qui contient: fissure + entaille de réparation. Ces calculs nous ont permis de calculer le facteur d'intensité de contrainte que nous avons utilisé pour prévoir la durée de vie résiduelle par la loi de Paris. Pour tenir compte de l'effet d'entaille et prévoir la durée de vie à l'amorçage après la réparation, nous avons appliqué la nouvelle méthode $\epsilon-N$ (développée au chapitre III).

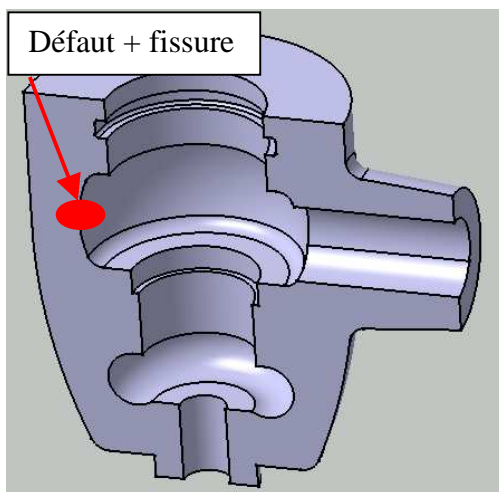


Fig. IV-1-a: Dessin de la valve et localisation du défaut en 3D

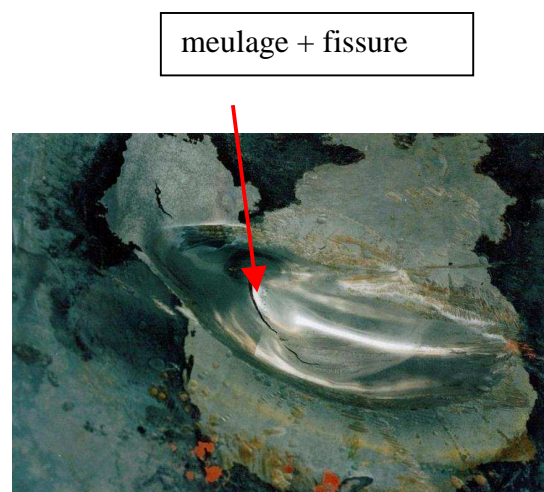


Fig. IV-1-b: Détail de l'opération de réparation

Cette étude se décompose en six parties :

- Fonctionnement de la centrale thermique,
- Géométrie de la fissure de la valve et des conditions de calcul,
- Modélisation numérique par la méthode des éléments finis de la structure et calcul du facteur d'intensité de contraintes en 3D,
- Propositions techniques pour augmenter la durée de vie résiduelle,

- Modélisation de la propagation de la fissure,
- Evaluation des effets de l'entaille.

IV.1 Fonctionnement de la centrale thermique

Une centrale thermique produit de l'électricité à partir de l'énergie thermique bieldrée par un combustible (fuel, gaz, charbon) brûlé dans une chaudière (figure IV-2). La chaleur ainsi produite est utilisée en partie pour chauffer l'eau qui se transforme en vapeur d'eau sous pression. Cette combustion produit par ailleurs des fumées qui sont éliminées par la cheminée. Cette vapeur d'eau sous pression fait tourner, à grande vitesse, une turbine qui entraîne elle-même un alternateur qui produit une tension alternative sinusoïdale dirigée vers des centrales de distribution. La vapeur, en sortie de turbine, est happée par des pompes, puis refroidie pour retourner à l'état liquide. L'eau produite est réinjectée dans les chaudières par d'autres pompes.

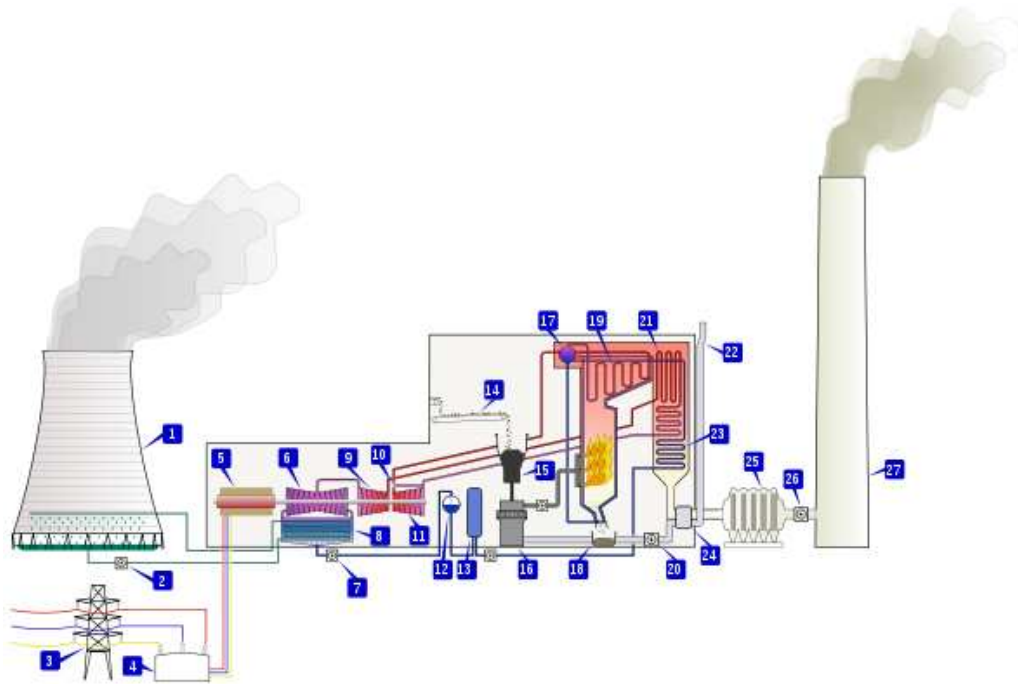


Fig. IV-2: Schéma de fonctionnement de la centrale thermique

1. Tour de refroidissement	10. Valve de contrôle de	19. Surchauffeur
----------------------------	--------------------------	------------------

	vapeur (objet de l'étude)	
2. Pompe de la tour de refroidissement	11. Turbine vapeur à haute pression	20. Ventilateur d'air primaire
3. Ligne de transmission triphasée	12. Dégazeur	21. Ressurchauffeur
4. Transformateur élévateur de tension	13. Préchauffeur d'eau de chaudière	22. Prise d'air de combustion
5. Alternateur	14. Convoyeur à charbon	23. Économiseur
6. Turbine vapeur à basse pression	15. Trémie à charbon	24. Réchauffeur d'air
7. Pompe d'extraction des condensats	16. Broyeur à charbon	25. Electro-filtre
8. Condenseur	17. Ballon de la chaudière	26. Ventilateur de tirage
9. Turbine à vapeur à pression intermédiaire	18. Trémie à mâchefers	27. Cheminée

Le cycle thermodynamique classique d'une centrale thermique comporte une source chaude et une source froide. La source chaude comporte un condenseur, des réchauffeurs, une pompe et une valve à vapeur (objet de notre étude). Le rôle de cette valve est de détendre la vapeur d'eau d'un état à haute pression et haute température vers un état à basse pression et basse température. Il permet d'arrêter l'arrivée de la vapeur ou d'en régler le débit en faisant varier la section de passage offerte à la vapeur. La durée de vie du système peut fortement diminuer par les problèmes d'installation et de contrôle à cause des contraintes thermomécaniques et des fissures pouvant se propager sous l'effet de la fatigue thermique.

IV.2 Description de la problématique et conditions de calculs

IV.2.1 Géométrie de la valve et localisation du défaut

La valve est de forme cylindrique complexe, d'épaisseur 160 mm, en acier moulé 15CDV4, fonctionnant sous les conditions suivantes : une pression de 165 bars et une température de 565°C. Le corps de la valve d'admission comporte une fissure de forme semi-elliptique. Une réparation par meulage a été opérée afin d'éliminer la singularité du défaut en vue d'augmenter la durée de vie de la valve. Ce meulage d'une profondeur de 56 mm est de forme ovale.

La figure IV-1-a présente le dessin suivant une vue en 3D de la valve qui est considérée comme étant une structure présentant une symétrie. Le défaut (meulage + fissure) est localisé par la «tâche rouge» sur le dessin. La figure IV-1-b montre le détail de l'opération de réparation.

Lors des phases d'arrêt et de démarrage de la centrale, il se produit des cycles thermiques qui ont engendré un nouvel amorçage et propagation d'une fissure au fond du meulage. Les contrôles non destructifs ont mis en évidence les dimensions : longueur $2a = 60 \text{ mm}$, profondeur $b = 15 \text{ mm}$.

La cinétique de la propagation de cette fissure est illustrée par la figure IV-3.

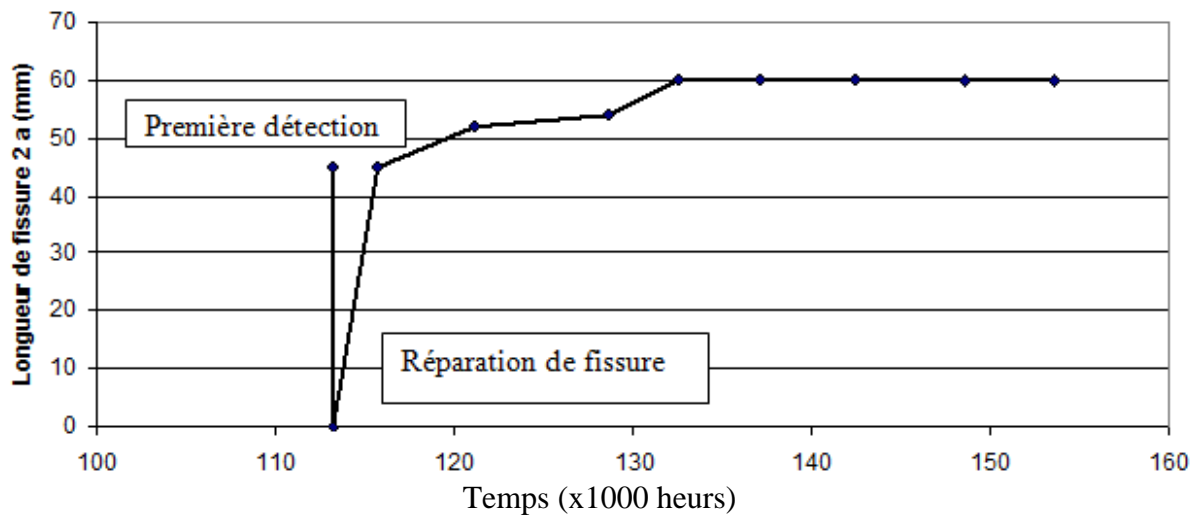


Fig. IV-3: Cinétique de la propagation de la fissure

IV.2.2 Caractéristiques du matériau

La valve est constituée d'un acier moulé 15CDV4 dont les caractéristiques mécaniques à 20°C sont: $S_e = 275 \text{ MPa}$; $S_m = 620 \text{ MPa}$; $RA = 22\%$, **Résilience** = $11,5 \text{ J/cm}^2$

Le Tableau IV-1 donne les caractéristiques mécaniques et thermiques en fonction de la température de 20 à 550°C. T : température, E : module de Young, ν : coefficient de Poisson, α : coefficient de dilatation thermique, K : conductibilité thermique, ρ : densité et C_p : chaleur massique.

T (°C)	E (10^3 MPa)	ν	α (10^{-6} K $^{-1}$)	K (W/m $^{\circ}$ K)	ρ Kg/m 3	C_p kJ/kg $^{\circ}$ C
20	211	0,3	11,1	44	7850	450
100	204	0,3	11,1	43	7850	460
200	196	0,3	12,1	42	7850	470
300	186	0,3	12,9	40	7850	480
350	181	0,3	13,2	38	7850	480
400	177	0,3	13,5	37	7850	490
450	172	0,3	13,7	36	7850	490
500	164	0,3	13,9	34	7850	490
550	151	0,3	14	33	7850	500

Tableau IV-1 : Caractéristiques de l'acier moulé 15CDV4 en fonction de la température

La composition chimique du matériau 15CDV4 est donnée dans le Tableau IV-2.

C	Si	Mn	S	P	Cr	Mo	V	Ni
0.185	0.6	0.71	0.012	0.012	1.16	0.9	0.3	0.13

Tableau IV-2 : Composition chimique du l'acier 15CDV4 (%)

IV.2.3 Conditions de calcul

Il s'agit d'étudier la tenue mécanique de la valve, en présence d'une fissure avec meulage (entaille), soumise à une pression interne de 165 bars et fonctionnant à une température de 565°C. La montée en température est donnée par la figure IV-4.

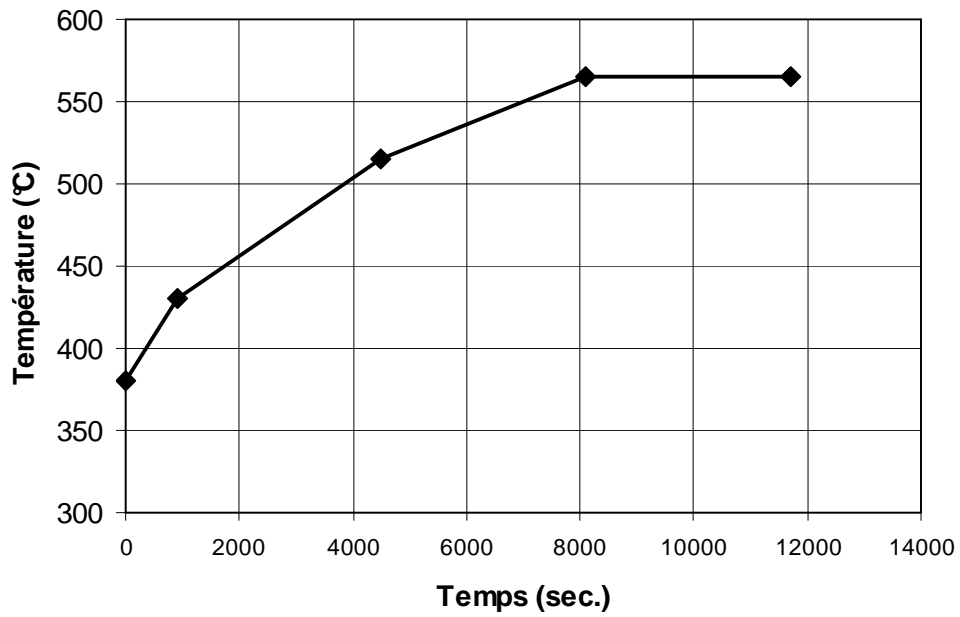


Fig. IV-4: Montée en température lors du démarrage

IV.3 Modélisation numérique

IV.3.1 Maillage de la valve

La géométrie globale de la valve et sans maillage sont présentés par les figures IV-5-a et IV-5-b.

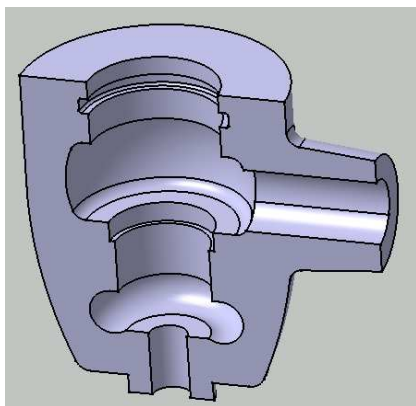


Fig. IV-5-a: Vue globale de la valve

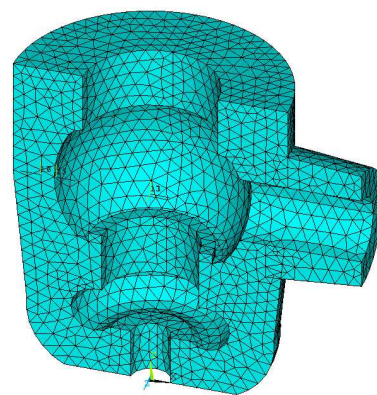


Fig. IV-5-b: Maillage de la valve

Afin de mieux gérer les dimensions du meulage et de la fissure, une boîte à fissure (BAF) a été créée, dont les détails sont illustrés par la figure IV-6-a et IV-6-b. Le maillage est donné par la figure IV-7 qui comporte au total 28312 mailles et 12540 nœuds.

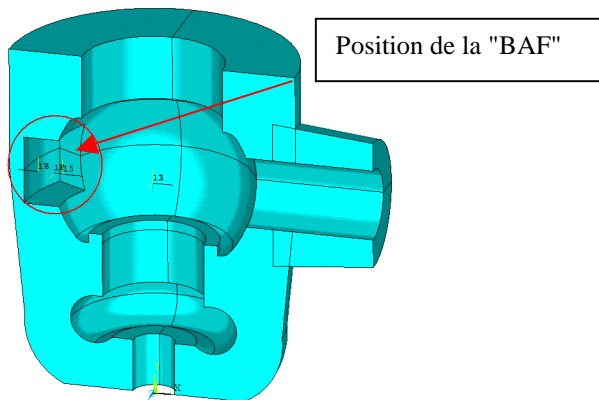


Fig. IV-6-a: Vue globale de la valve et position de la « BAF »

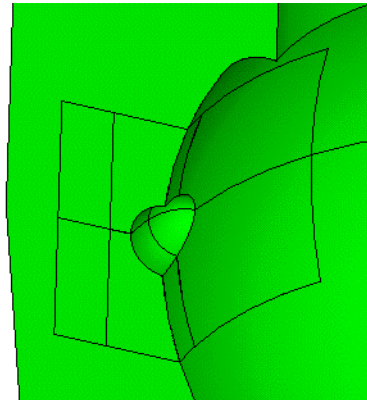


Fig. IV-6-b: Détail au fond du meulage et au voisinage de la fissure

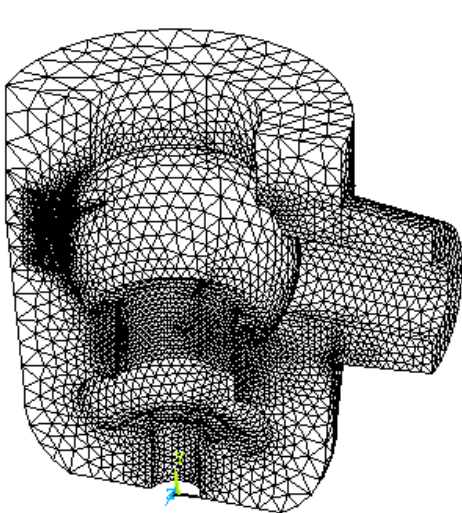


Fig. IV-7-a: Maillage de la valve

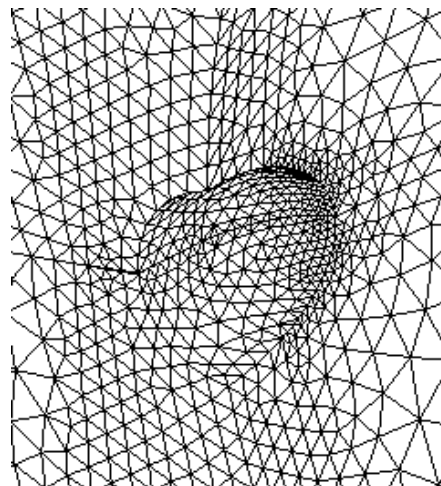


Fig. IV-7-b: Détail du maillage au fond du meulage et au voisinage de la fissure

IV.3.2 Les conditions des calculs

a. Conditions de chargement mécanique et conditions aux limites

La figure IV-8 montre les différentes conditions de chargement et conditions aux limites:

- Sur la paroi intérieure, une pression de 165 bars est appliquée (couleur rouge),
- Sur les surfaces supérieures, une traction équivalente à 46,5 bars pour modéliser les actions du couvercle.
- Sur les surfaces inférieures, une liaison sous forme d'un appui plan est modélisée.

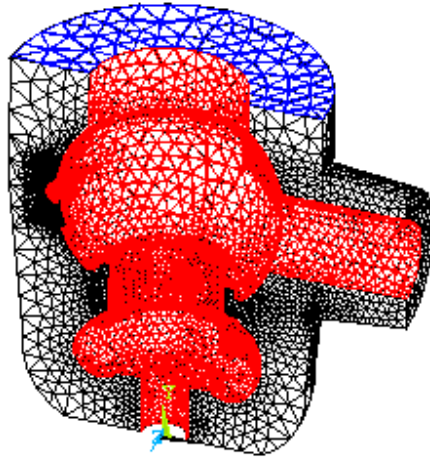
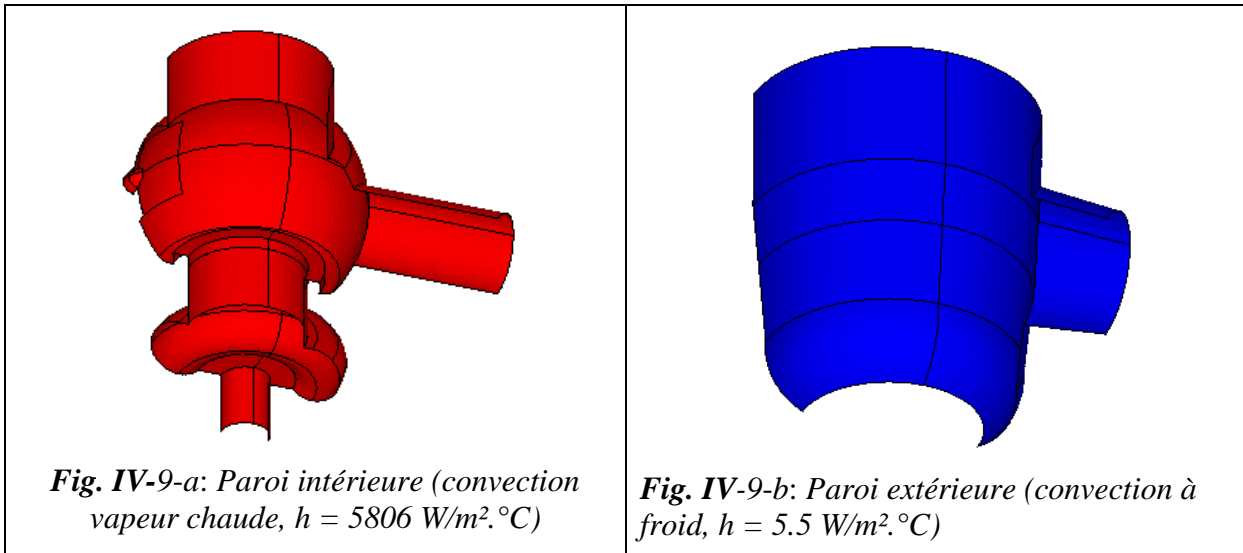


Fig. IV-8: Conditions de chargement (pression et conditions aux limites)

b. Conditions de chargement thermique

Les figures IV-9-a et IV-9-b illustrent les conditions aux limites thermiques :

- Sur la paroi intérieure de la valve, une convection de vapeur chaude est appliquée avec un coefficient de convection $h = 5806 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.
- Sur la paroi extérieure de la valve, une convection à froid est appliquée avec un coefficient de convection $h = 5,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.
- Sur les autres surfaces, nous avons considéré des conditions adiabatiques.



IV. 3.3 Résultats des calculs

IV.3.3.1 Calcul thermique

Les calculs numériques ont permis de déterminer les champs thermiques dans les parois de la valve pour 5 pas de temps différents : 0, 900, 4500, 8100 et 11700 secondes.

L'évolution des températures sur les parois intérieures (froides) et les parois extérieures (chaudes) en fonction du temps est présentée dans la figure IV-10. Le récapitulatif des résultats est donné par le tableau IV-3.

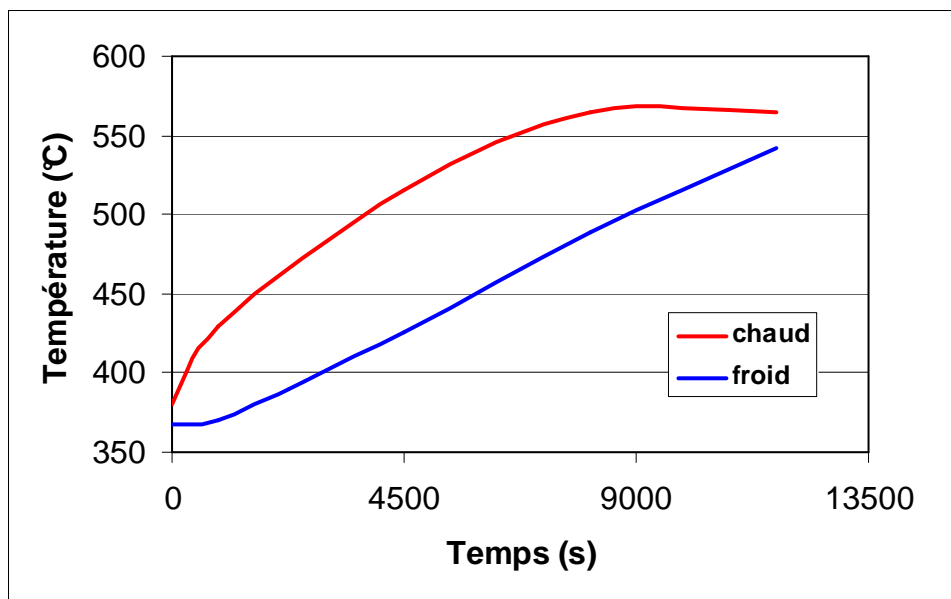


Fig. IV-10: Evolution de la température des parois extérieure (chaud) et intérieure (froid) de la valve en fonction du temps.

Temps (s)	Chaud	Froid	Différence de température
0	379,997	368,257	11,74
900	429,706	369,815	59,891
4500	514,877	426,256	88,621
8100	564,927	488,292	76,635
11700	564,999	541,965	23,034

Tableau IV-3: Evolutions des températures dans les parois extérieures (froides) et intérieures (chaudes)

A partir de ces résultats, nous avons calculé l'évolution du gradient de température dans la valve, en fonction du temps (figure IV-11). Cette évolution se présente sous la forme d'une

« cloche », mettant en évidence une valeur maximale du gradient, située à la fin de la 2^{ème} phase de montée en température. Ce maximum de gradient, de 88,6°C est atteint à 4500 s (1h 15 min) environ. L'existence d'un maximum de gradient de température engendre une augmentation des contraintes et par conséquent du facteur d'intensité de contrainte K_I .

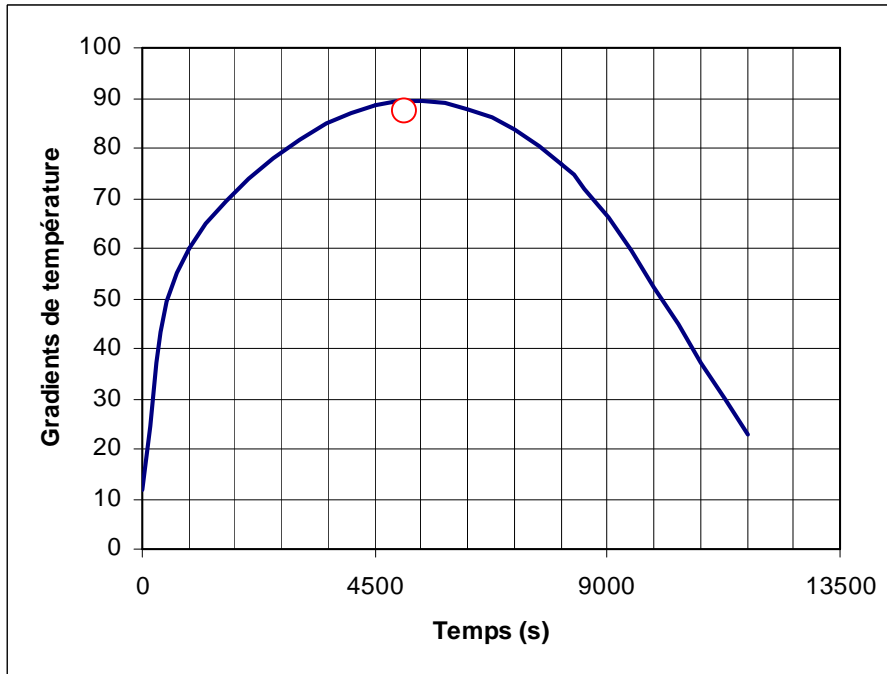


Fig. IV-11: Evolution du gradient de température en fonction du temps

La figure IV-12 présente la configuration correspondant au point où le gradient de température est maximum ($t = 4500s$).

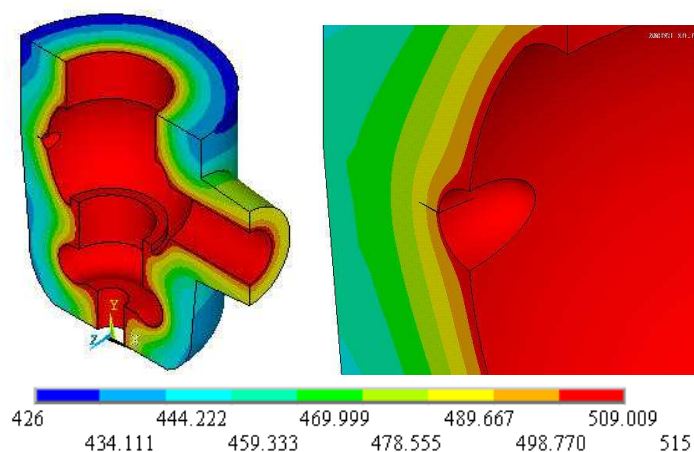


Fig. IV-12: Champs de températures à $t = 4500 s$

IV.3.3.2 Calculs thermomécaniques

Les calculs numériques, prenant en compte le couplage thermomécanique, ont permis d'évaluer le champ des contraintes dans la valve et plus particulièrement au voisinage du meulage et de la fissure à $t = 4500$ s correspondant au moment critique. La figure IV-13 donne la répartition des contraintes de Von Mises. Il est à noter que la valeur maximale des contraintes est située au fond de l'entaille.

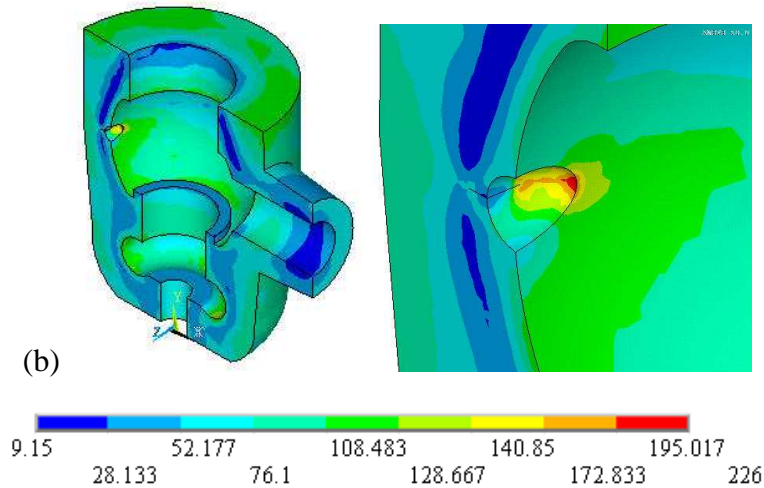


Fig. IV-13: Répartition des contraintes de Von Mises à $t=4500$ s

La figure IV-14 montre l'évolution des contraintes maximales selon Von Mises en fonction du temps. La courbe d'évolution est en forme de «cloche» également, avec un maximum observé à $t = 4500$ secondes, (la contrainte maximale est de 226 MPa environ). Cette configuration correspond bien au point où le gradient de température atteint son maximum (Voir figure IV-11).

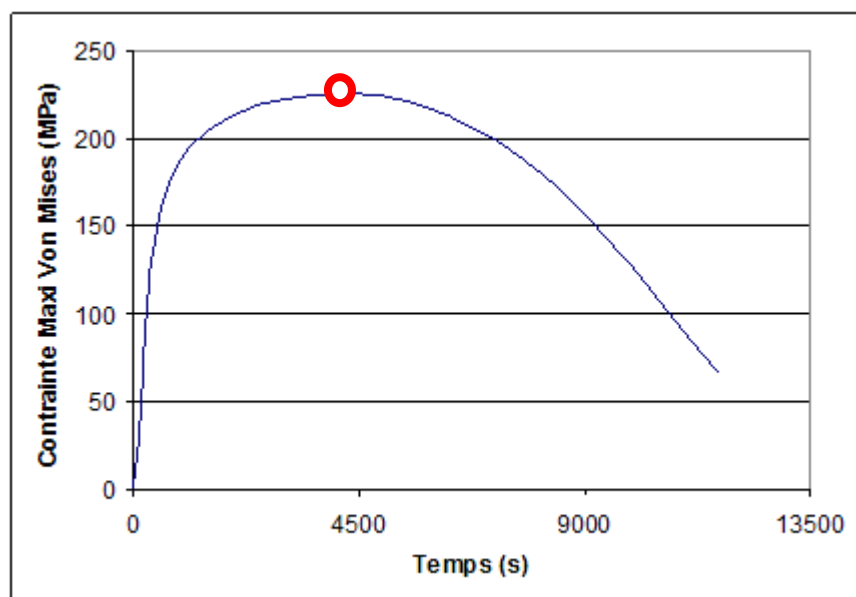


Fig. IV-14: Evolution de la contrainte maximale de Von Mises en fonction du temps.

IV.3.3.3. Approche de la mécanique de la rupture

Le facteur d'intensité de contrainte K_I est calculé à partir des valeurs des déplacements en fond de fissure déterminés par les calculs numériques, en utilisant l'expression suivante de la Mécanique Élastique Linéaire de la Rupture :

$$u = \frac{K_I}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left((2\kappa - 1) \cos \frac{\theta}{2} - \cos \frac{3\theta}{2} \right) - \frac{K_{II}}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left((2\kappa + 3) \sin \frac{\theta}{2} + \sin \frac{3\theta}{2} \right) + 0(r)$$

$$v = \frac{K_I}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left((2\kappa - 1) \sin \frac{\theta}{2} - \sin \frac{3\theta}{2} \right) - \frac{K_{II}}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left((2\kappa + 3) \cos \frac{\theta}{2} + \cos \frac{3\theta}{2} \right) + 0(r)$$

$$w = \frac{2K_{III}}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) + 0(r)$$

où:

u, v, w : déplacements dans un système local en coordonnées cartésiennes.

r, θ : coordonnées dans un système local en coordonnées cylindriques

G : module de cisaillement

K_I, K_{II}, K_{III} : facteurs d'intensité de contraintes en modes I, II et III

$\kappa = 3 - 4\nu$: en déformation plane

$= 3\nu / (1 + \nu)$: en contrainte plane

ν : coefficient de Poisson

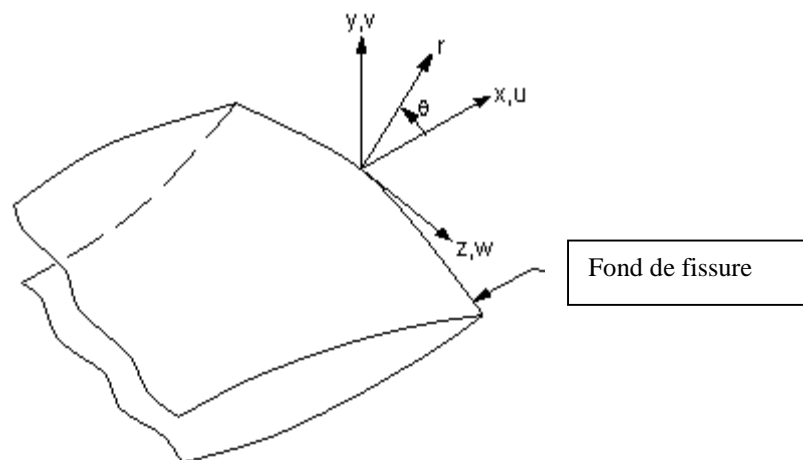


Fig. IV-15: Coordonnées locales pour un front de fissure en 3D.

Cette démarche de calcul permet de déterminer les valeurs du facteur d'intensité de contrainte K_I à partir de l'évaluation numérique de la variation de Δv , en utilisant l'expression suivante :

$$K_I = \sqrt{2\pi} \frac{G}{1 + \kappa} \frac{|\Delta v|}{\sqrt{r}}$$

Les valeurs du facteur d'intensité de contrainte K_I ont été calculées en fond de fissure en fonction du temps (figure IV-16). La courbe représentative de cette évolution montre l'existence d'une valeur maximale atteinte à 4500 secondes. Ceci s'explique par l'existence d'un maximum du gradient de température déjà mis en évidence lors du calcul thermique (voir figure IV-8).

La valeur maximale du facteur d'intensité de contrainte $(K_I)_{max} = 22,8 \text{ MPa.m}^{1/2}$. Cette valeur est inférieure à la valeur critique du facteur d'intensité de contrainte K_{IC} du matériau, qui est égale à $60 \text{ MPa.m}^{1/2}$, selon des données d'EDF. Ceci nous amène à un coefficient de sécurité en rupture brutale de $(60/22,8) = 2,63$.

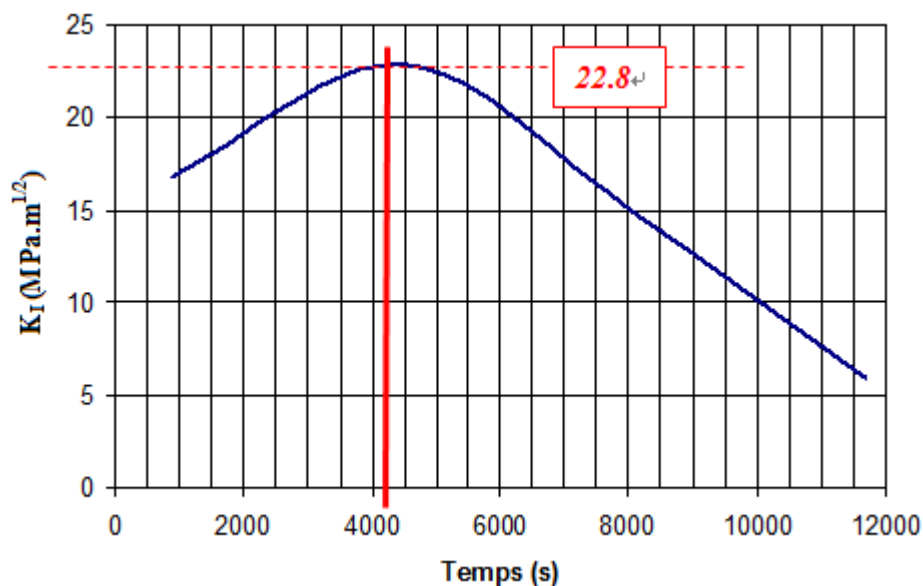


Fig. IV-16: Evolution du facteur d'intensité de contrainte en fonction du temps

IV.4 Optimisation du cycle de chauffage pour augmenter la durée de vie

Nous avons étudié le cas où la fissure est amenée à se propager. Pour cela nous avons considéré une fissure de profondeur b variant entre 15 et 45 mm et de longueur $2a$ variant entre 60 et 135 mm). Nous avons étudié l'évolution du facteur d'intensité de contrainte K_I au moment le plus défavorable correspondant à un gradient de température maximal.

Les figures IV-17 illustre les tendances de cette évolution et montre que même pour des valeurs importantes de longueur de la fissure $2a=135\text{mm}$ et de la profondeur $b=45\text{mm}$, la valeur

maximale du facteur d'intensité de contrainte $K_{I_{max}}$ atteint $32.5 \text{ MPa.m}^{1/2}$ et reste nettement inférieure à K_{IC} .

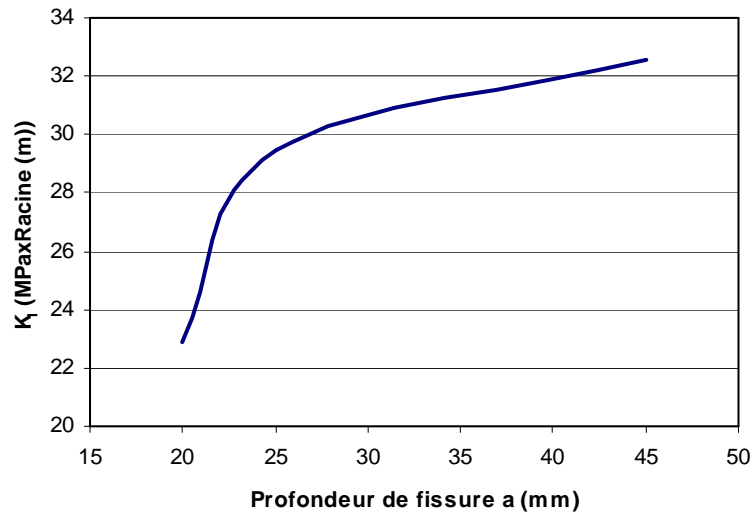


Fig. IV-17: Evolution du facteur d'intensité de contrainte en fonction de la profondeur de fissure, à $t=4500 \text{ s}$

Afin de diminuer le gradient de température, nous avons testé un cycle de chauffage dont les paramètres sont donnés par le Tableau IV-4. Pour y parvenir, nous avons maintenu la 1^{ère} phase de chauffage identique (soit 15 minutes) et nous avons augmenté le temps des autres phases sans dépasser les limites imposées par EDF :

- phase 2 : temps de montée 2h
- phase 3 : temps de montée 2h
- phase 4 : temps de montée 1h

Soit un total de temps de montée de 5h 15 min au lieu de 3h 15, dans la situation actuelle.

Temps (s)	Températures (°C)
0	370
900	430
8100	515
15300	565
18900	565

Le **Tableau IV-4** Cycle de chauffage proposé

Les résultats obtenus en termes de gradient de température sont données dans le tableau IV-5 et illustrés par la figure IV-18. La valeur maximale est égale à 59.89 °C et elle est atteinte à $t = 900 \text{ s}$, soit un gain de $28,7 \text{ °C}$ par rapport au cycle de chauffage actuel.

Temps	Chaud (°C)	Froid (°C)	Gradient (°C)
0	379,997	368,257	11,74
900	429,706	369,815	59,891
8100	514,938	455,46	59,478
15300	564,963	516,316	48,647
18900	564,999	541,73	23,269

Tableau IV-5 : Evolution du gradient de température

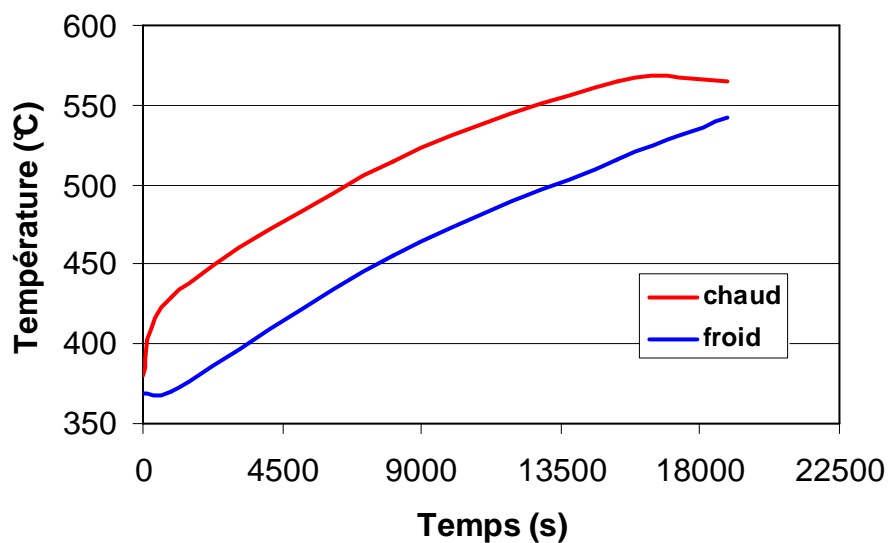


Fig. IV-18: Température en fonction du temps

Nous avons également recalculé l'évolution du facteur d'intensité de contraintes K_I en fonction du temps. La valeur maximale obtenue est de $16 \text{ MPa.m}^{1/2}$. En ce cas le coefficient de sécurité augmente et passe à $60/16 = 3,75$.

Cette première étude permet uniquement d'affirmer qu'il n'y a pas de risque de rupture brutale, donc pas de risque d'explosion.

Pour prévoir la durée de vie restante, il faut effectuer des calculs de propagation de fissure en fatigue.

IV.5 Calculs de propagation de la fissure

On suppose que la fissure est semi elliptique avec une profondeur de 60 mm et que le facteur d'intensité de contrainte thermomécanique passe de 0 à $22,8 \text{ MPa.m}^{1/2}$, donc un $\Delta K = 22,8$.

La loi de Paris [COU 83] qui donne la vitesse de propagation des fissures dans le cas de l'acier moulé utilisé est la suivante :

$$da / dN = 10^{-4} (\Delta K / 26)^{3.35}$$

Les paramètres de cette loi sont valables pour un domaine de température variant de 20°C à 200°C. D'où, avec la valeur ΔK_I ci-dessus, on obtient une vitesse de propagation égale à :

$$da/dN \approx 0,00006 \text{ mm /cycle}$$

Cette valeur est très faible au regard de l'épaisseur résiduelle de la paroi ($\approx 100\text{mm}$). Pour que la fissure débouche, il faudra un nombre de cycle $N=1.6$ millions de cycles. La centrale thermique est arrêtée au maximum tous les deux jours, ce qui nous donne environ 183 cycles par an. Nous pouvons conclure que la fissure ne peut pas déboucher avant la fin de vie de la centrale, en conséquence cette fissure ne présente aucun risque majeur.

IV. 6 Application de la nouvelle méthode ϵ - N à la valve après la réparation

La valve a subi une réparation par la technique du meulage pour éliminer mécaniquement la fissure. Cette réparation a induit une entaille elliptique de dimension $b=65 \text{ mm}$ et $2c=112 \text{ mm}$. Pour déterminer la durée de vie à l'amorçage d'une nouvelle fissure, nous avons appliquées la méthode ϵ - N couplée à la théorie des fissures courtes que nous avons développée au chapitre III. Les propriétés cycliques du matériau de la valve en acier moulé 15CDV4 ne sont pas disponibles dans la littérature, nous avons utilisé les propriétés d'un autre acier le 302B/AISI dont les propriétés sont données dans le tableau IV-6:

S_e (MPa)	S_m (MPa)	E	σ'_f	ϵ'_f	b	c	ΔK_0 (MPa.m ^{1/2})	ΔS_0 (MPa)	γ
275	620	195GPa	930	0.45	-0.09	-0.59	6	140	6

Tableau IV-6: Propriétés mécaniques cycliques utilisées

L'amplitude de variation de la contrainte nominale $\Delta\sigma_n$ a été déterminée par la méthode des éléments finis. Tous les calculs ont été effectués avec une analyse thermomécanique sur la valve avec une entaille elliptique sans fissure. La procédure et les conditions aux limitées sont identiques à ceux déjà présentées dans le paragraphe (figure IV-4).

La figure IV-19 montre la répartition des contraintes suivant l'axe d'ouverture d'une fissure éventuelle. La contrainte est maximale en fond d'entaille avec une valeur $\sigma_{max} = 484 \text{ MPa}$. Nous avons considéré que la contrainte nominale maximale était située au niveau de la surface 1 (figure IV-19), sa valeur est $\sigma_{nmax} = 128 \text{ MPa}$. Comme le cycle de chauffage démarre d'une

pression nulle, le rapport de charge R est alors égal à 0, ceci nous donne une amplitude de chargement nominale $\Delta\sigma_n = 128 \text{ MPa}$. Le coefficient de concentration de contrainte calculé est donc égal à $K_t = \sigma_{max}/\sigma_{nmax} = 3,78$.

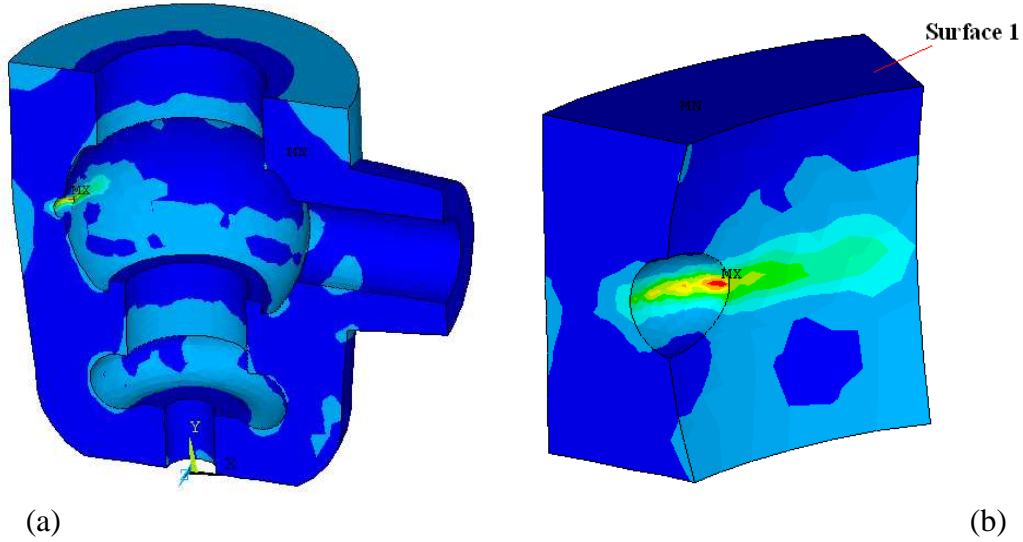


Fig. IV-19: Distribution des contraintes au voisinage de l'entaille elliptique

Nous avons calculé le coefficient de concentration de contrainte en fatigue $K_f = \Delta S_0/\Delta\sigma$ en utilisant la méthode analytique présentée dans le chapitre III. La valeur de $K_f = \Delta S_0/\Delta\sigma$ correspond à la valeur pour laquelle les courbes $\varphi(x)$ et $g(x)$ sont tangentes. Les expressions de ces deux fonctions sont rappelées dans les équations suivantes :

$$g(x) = \frac{\left(\frac{\Delta K_0}{\Delta S_0 \sqrt{\rho}}\right) \cdot \left(\frac{\Delta S_0}{\Delta\sigma}\right)}{\left[\left(\eta \sqrt{\frac{\pi a}{\rho}}\right)^\gamma + \left(\frac{\Delta K_0}{\Delta S_0 \sqrt{\rho}}\right)^\gamma\right]^{1/\gamma}}$$

$$\varphi(x) = \varphi\left(\frac{a}{b}, \frac{c}{b}\right) = K_t \sqrt{\frac{1 - \exp(-K_t^2 \cdot s)}{K_t^2 \cdot s}}, \quad \text{pour } c \leq b$$

Avec

$$K_t = \left(1 + 2\frac{b}{c}\right) \cdot \left[1 + \frac{0.1215}{(1 + c/b)^{2.5}}\right]$$

Les évolutions des courbes $\varphi(x)$ et $g(x)$ en fonction de a/ρ sont présentées dans la figure IV-20. La courbe $g(x)$ devient tangente à $\varphi(x)$ pour la valeur de $\Delta S_0/\Delta\sigma = 3.04$, donc le coefficient de concentration de contrainte en fatigue K_f est égal à 3,04.

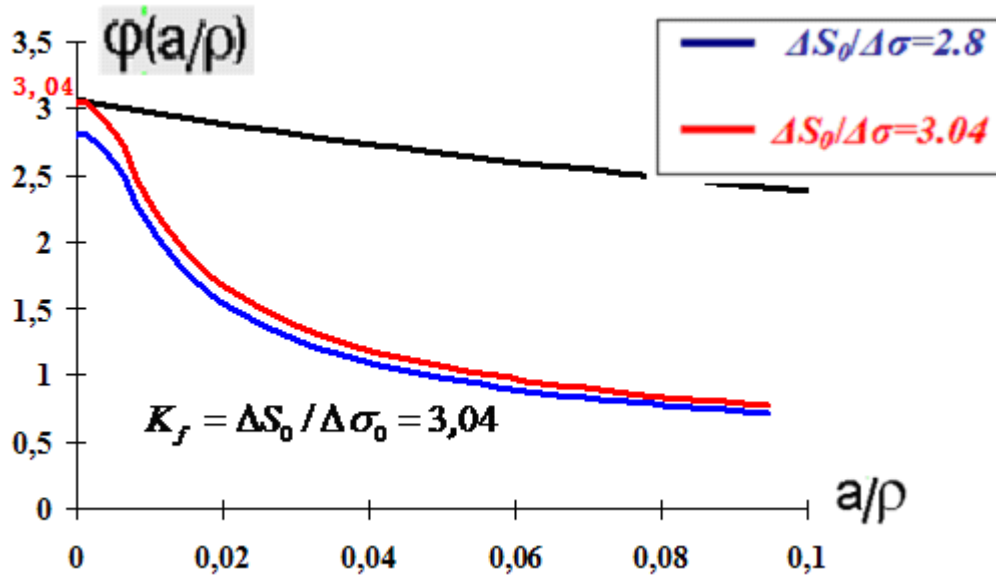


Fig. IV-20: Détermination du coefficient K_f de la valve avec une entaille elliptique

Le facteur de sensibilité à l'entaille peut alors être calculé $q = (K_f - 1) / (K_t - 1) = 0.74$.

Le calcul de la durée de vie par la nouvelle méthode ϵ - N nécessite de déterminer également la déformation maximale ϵ_{max} et l'amplitude de variation de celle-ci au cours du cycle de fatigue. Ces valeurs ont été calculées numériquement par la méthode des éléments finis sous le chargement thermomécanique défini auparavant. Les résultats que nous avons obtenus sont $\epsilon_{max} = 0,0044$, comme $R=0$ alors $\Delta\epsilon = \epsilon_{max} = 0,0044$.

La durée de vie en fatigue pour réamorcer une nouvelle fissure en fond d'entaille de meulage a été estimée par les trois modèles ϵ - N , utilisés dans le chapitre II, à savoir : Morrow élastique, Morrow élastoplastique et Smith Watson Topper, que nous rappelons ici:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N)^b + \epsilon'_f (2N)^c \quad (\text{Morrow élastique})$$

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N)^b + \epsilon'_f \left(\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{\sigma'_f} \right)^{c/b} (2N)^c \quad (\text{Morrow élasto-plastique})$$

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E\sigma_{max}} (2N)^{2b} + \frac{\sigma'_f \epsilon'_f}{\sigma_{max}} (2N)^{b+c} \quad (\text{Smith-Watson-Topper})$$

La contrainte moyenne en fond d'entaille ($\sigma_m = \sigma_{max} - \Delta\sigma/2$) nécessite de calculer d'abord σ_{max} (en fond d'entaille) par l'équation de Neuber modifiée en tenant compte du facteur de

concentration de contrainte en fatigue K_f , sachant que la contrainte nominale maximale a été obtenue numériquement $\sigma_{nmax} = 128 \text{ MPa}$.

$$K_f^2 \left[\sigma_{nmax}^2 + \frac{E \sigma_{nmax}^{(h'+1)/h'}}{(H')^{1/h'}} \right] = \sigma_{max}^2 + \frac{E \sigma_{max}^{(h'+1)/h'}}{(H')^{1/h'}}, \quad \varepsilon_{max} = \frac{\sigma_{max}}{E} + \left(\frac{\sigma_{max}}{H'} \right)^{1/h'}$$

L'amplitude de variation de contraintes $\Delta\sigma$ et des déformations $\Delta\varepsilon$ en fond d'entaille induite par la contrainte nominale et provoquée dans ce cas par K_f est calculée d'une manière semblable en utilisant l'équation suivante :

$$K_f^2 \left[\Delta\sigma_n^2 + \frac{2E \Delta\sigma_n^{(h'+1)/h'}}{(2H')^{1/h'}} \right] = \Delta\sigma^2 + \frac{2E \Delta\sigma^{(h'+1)/h'}}{(2H')^{1/h'}}, \quad \Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2 \left(\frac{\Delta\sigma}{2H'} \right)^{1/h'}$$

Les durées de vie à l'amorçage de'une fissure en fond d'entaille obtenues par les 3 modèles dans le cas de la valve d'une centrale thermique présentant une fissure, qui a été réparée par meulage sont récapitulées dans le tableau IV-7.

Modèles	N_a (cycles)
Morrow élastique	587000
Morrow élastoplastique	530000
S-W-T	1490000

Tableau IV-7: Durées de vie de la valve obtenues par les méthodes ε - N

Conclusion :

La durée de vie obtenue, même dans le cas le moins conservatif (530000 cycles), est très grande par rapport à l'observation sur site. Une des hypothèses que nous pouvons émettre est que la réparation par meulage n'a pas pu éliminer complètement la fissure qui a continué à se propager. Les techniques non destructives utilisées pour mesurer la taille de la fissure ne permettaient pas de mesurer sa profondeur, mais uniquement sa longueur en surface. Une autre hypothèse est que les propriétés mécaniques que nous avons considérées correspondent à un matériau neuf, alors que l'acier de la valve est vieilli d'une quarantaine d'années. A cause des contraintes thermomécaniques un endommagement très localisé induisant un réseau de fissure qui pourrait expliquer ces prévisions qui ne sont pas très réalistes. Il conviendrait d'ajuster les propriétés mécaniques du matériau à l'état vieilli.

Références

[ALE 07] J.M. ALEGRE, M. PRECIADO, D. FERREÑO. Study of the fatigue failure of an anti-return valve of a high pressure machine. *Engineering Failure Analysis*, v.14, Issue 2, Pages 408-416, 2007.

[CHE 09] Z. CHEN, G. LI, H. ZHANG, C. CHEN. *Engineering Failure Analysis*, v.16, Issue 5, p.1483-1492, 2009.

[CHO 01] S.G. CHOWDHURY, P. KUMAR, S.K. DAS, D.K. BHATTACHARYA, N. PARIDA. Failure analysis of high temperature studs. *Engineering Failure Analysis*, v.8, Issue 6, p.521-528, 2001.

[COU 81] P.A. COULON, H. SAISSE, G. THAUVIN. Life Expectancy for Fossil Steam Turbine Casings after 100 000 Hours. *Journal of Testing and Evaluation*, v.9, n°2, 1981.

[COU 81] P.A. COULON, H. SAISSE, G. THAUVIN. Life Expectancy for Fossil Steam Turbine Casings after 1000 000 Hours. *Journal of Testing and Evaluation*, v 9, n°2, 1981.

[PER 05] M. PERL, B. OSTRACH. The combined effect of pressure and autofrettage on uniform arrays of three-dimensional unequal-depth cracks in gun barrels, *Journal of Pressure Vessel Technology-transactions of the ASME*, 127, 4, 464-470, 2005.

[WU 09] H. Wu, N. BENSEDDIQ, A. IMAD. Fracture toughness prediction of a valve body: Numerical analysis. *Engineering Failure Analysis*, In Press, 2009.

[WU 09 (2)] H. Wu, A. IMAD, N. BENSEDDIQ, J.T.P. CASTRO, M.A. MEGGIOLARO. On the prediction of the residual fatigue life of cracked structures repaired by the stop-hole method. *International Journal of Fatigue*, In Press, 2009.

CONCLUSIONS GENERALES

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été consacrés à la prévision de la durée de vie résiduelle des structures fissurées après réparation par la technique de perçage d'un trou en fond de fissure, fréquemment utilisée pour augmenter la durée de vie de ces structures. En effet, le perçage du trou en fond de fissure de fatigue conduit à une diminution du phénomène de concentration de contrainte au fond de celle-ci. Dans cette étude, l'ensemble «fissure+trou» a été considéré comme étant une entaille semi-elliptique ce qui introduit un changement dans la façon de considérer les effets de la réparation.

La prévision de la durée de vie à l'amorçage d'une fissure, à partir du fond d'entaille, a été estimée par les modèles ϵ - N tels que Morrow élastique, Morrow élasto-plastique et Smith-Watson-Topper. Le facteur de concentration de contrainte élastique K_t a été déterminé en utilisant la méthode d'Inglis, la méthode Creager-Paris et la méthode par éléments finis. Le modèle de Neuber a permis de calculer les déformations en fond d'entaille. Les résultats analytiques ont été comparés aux résultats expérimentaux, déterminés dans le cas d'un alliage d'aluminium 6082 T6. Globalement, cette modélisation a donné des résultats corrects pour des grands rayons de 2,5 et 3 mm. Par contre, pour le trou de petit rayon $\rho = 1,0$ mm, les prévisions obtenues sont beaucoup plus conservatives. Une des raisons qu'on peut évoquer est l'effet des contraintes résiduelles compressives significatives, $\sigma_{res} \ll 0$. Cependant, tous les trous ont été alésés par des procédures identiques, et les durées de vie pour les rayons plus grands du trou étaient bien prédits ($\sigma_{res} = 0$). Par conséquent, il est difficile de justifier pourquoi les contraintes résiduelles compressives élevées seraient présentes seulement pour le rayon plus petit. Par contre, les plus petits trous produisent une entaille avec un plus grand coefficient de concentration de contraintes K_t , avec un gradient de contrainte beaucoup plus important sur leurs bords. Cet effet peut affecter la croissance des fissures courtes et, par conséquent, la sensibilité à l'entaille de fatigue q . Pour tenir compte de cet effet, une modélisation analytique originale a été proposée.

Cette modélisation est basée sur le couplage de la méthode ϵ - N et de la théorie des fissures courtes. La confrontation des résultats obtenus avec les données expérimentales démontre que cette modélisation constitue une démarche robuste de détermination des durées de vie des structures fissurées ayant subi une réparation par le perçage d'un trou centré en le fond de fissure, quelle que soit la valeur du rayon du trou.

Une extension de cette démarche a été testée dans le cas d'une structure tridimensionnelle, soumise à un chargement thermomécanique, contenant une fissure qui a été réparée par la méthode de meulage. Les contraintes et les déformations au fond d'entaille, ainsi que le coefficient de concentration de contraintes, ont été évalués par la méthode des éléments finis. La sensibilité à l'entaille en fatigue a été déterminée par une combinaison des résultats numériques et analytiques. La nouvelle méthode de couplage « ϵ - N »/fissure courte a permis de prévoir les durées de vie à l'amorçage d'une fissure.

PERSPECTIVES

En perspective à ce travail, nous proposons les pistes de recherche suivantes :

1. Enrichir la banque de données expérimentale en étudiant des cas avec différentes longueurs de fissures et des rayons de perçage plus petits. Ceci permettra de valider de manière beaucoup plus générale la modélisation proposée.
2. Etudier l'influence des contraintes résiduelles en fond d'entaille, notamment dans le cas de la méthode de réparation par perçage suivie par une expansion du trou.
3. Généraliser le modèle aux cas de chargements biaxiaux et multiaxiaux. Ceci nécessitera de bien préciser le couplage entre la méthode des éléments finis et le modèle analytique.