THÈSE

Présentée et soutenue publiquement le 07 Mars 2008

Par

Hassane MOUSTABCHIR

Pour l'obtention du grade de
Docteur de l'Université Paul Verlaine de Metz

Spécialité : Sciences de l'Ingénieur
Option : Génie Mécanique

ÉTUDE DES DEFAUTS PRÉSENTS DANS DES TUYAUX SOUMIS À UNE PRESSION INTERNE

Composition du jury

G. PLUVINAGE	**Professeur à l'Université Paul Verlaine de Metz**	**Président**
J.M. ROELANDT	**Professeur à l'Université de Technologie Compiègne**	**Rapporteur**
G. MESMACQUE	**Professeur à l'Université de Lille**	**Rapporteur**
J. GILGERT	**Maître de conférence à l'ENIM, Metz**	**Examinateur**
S. HARIRI	**Professeur à l'ENSM, Douai**	**Examinateur**
A. IMAD	**Professeur à l'Ecole Polytech'Lille**	**Examinateur**
Z. AZARI	**Professeur à l'Université de Picardie**	**Directeur de Thèse**

Laboratoire de **F**iabilité **M**écanique **(LFM)**
ENIM et **U**niversité **P**aul **V**erlaine de **M**etz, Île du Saulcy, 57045 **M**etz Cedex 01



AVERTISSEMENT

Cette thèse est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et disponible à l'ensemble de la communauté universitaire élargie.
Elle est soumise à la propriété intellectuelle de l'auteur au même titre que sa version papier. Ceci implique une obligation de citation, de référencement dans la rédaction de tous vos documents.
D'autre part, toutes contrefaçons, plagiats, reproductions illicites entraînent une poursuite pénale.
Enfin, l'autorisaton de diffusion a été accordée jusqu' à nouvel ordre.

- Contact SCD Metz : daniel.michel@scd.univ-metz.fr

Ecrire au doctorant:

Code de la Proriété Intellectuelle. articles L 122. 4
Code de la Proriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10
http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php
http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au sein du **L**aboratoire de **F**iabilité **M**écanique, **E**cole **N**ationale d'**I**ngénieurs de **M**etz sous la direction de Monsieur Z. AZARI, Professeur à l'**U**niversité de **P**icardie **J**ules **V**erne (**A**miens).

Ma gratitude et ma profonde reconnaissance s'adressent tout d'abord à Z. AZARI qui a accepté de diriger cette thèse. Il a su orienté ce travail au moyen de nombreuses discussions que nous avons eues, tout en me laissant une complète autonomie, qu'il trouve ici mes sincères remerciements.

J'adresse mes remerciements à Monsieur le Professeur Saïd HARIRI, pour sa contribution dans la partie expérimentale à l'**E**cole des **M**ines de **D**ouai. Qu'il soit remercié ici pour son aide, ses conseils et surtout pour l'intérêt qu'il a porté à mon travail.

Mes remerciements vont également à :

- Messieurs Guy PLUVINAGE, Professeur à l'**U**niversité de **M**etz, Abdellatif IMAD Professeur à l'**E**cole **P**olytech'**L**ille et Saïd HARIRI Professeur à l'**E**cole des **M**ines de **D**ouai pour leur participation au jury de cette thèse.

- Messieurs J. Gilgert, Maître de Conférence à l'**E**cole **N**ationale d'**I**ngénieurs de **M**etz, pour son assistance technique et sa disponibilité.

- Messieurs les Professeurs Jean Marc ROELANDT et Gérard MESMACQUE qui ont bien voulu accepter la lourde tâche d'être rapporteurs de ce travail.

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

Je remercie mes parents, mes sœurs et frères et tous les autres membres de ma famille pour leur soutien, sans quoi ce travail n'aurait pu voir le jour. Malgré mon l'éloignement, ils n'ont pas cessé de me soutenir.

Pour terminer, je remercie toutes les personnes du **L**aboratoire de **F**iabilité **M**écanique de l'**E**cole **N**ationale d'**I**ngénieurs de **M**etz pour m'avoir permis d'effectuer ce travail de recherche.

Tables des matières

Remerciements
Table des matières
Liste des Figures
Liste des Tableaux

INTRODUCTION GÉNÉRALE 1
CHAPITRE 1 : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE 4

1. Introduction 5
1.1. Généralités sur les structures sous - pression 5
1.1.1. Critères de conception et de dimensionnement des structures sous - pression 5
1.1.1.1. Choix des matériaux de construction des structures sous - pression 5
1.1.1.2. Règles de calculs 5
1.1.1.3. Règles de fabrication 6
1.1.1.4. Différents défauts dans les tuyaux sous pression 6
1.1.1.5. Bilan des travaux effectués sur les tuyaux 7
1.1.1.5.1. Travaux d'Elhakimi 7
1.1.1.5.2. Travaux de Delvallée 9
1.1.1.5.3. Travaux de Saffih 10
1.2. Application de la mécanique de la rupture aux structures sous - pression 12
1.2.1. Critères utilisés 12
1.2.1.1. Approche d'Irwin. 12
1.2.1.2. Approche de Panasyuk 14
1.2.1.3. Approche de Creager 15
1.2.1.4. Approche volumétrique 16
1.2.1.4.1. Critères de rupture basés sur le Facteur d'Intensité de Contraintes de fissure en mode I 18
1.2.1.4.2. Méthode du gradient et distance effective 19
1.2.1.4.3. Contrainte effective 20
1.3. Application de la méthode des éléments finis 20
1.3.1. Effets d'entaille 21
1.3.2. Analyse de la concentration des contraintes sur des éprouvettes entaillées 22
1.3.2.1. Domaine élastique 22
1.3.2.2. Domaine élastoplastique 24
1.3.3. Distribution des contraintes élastiques en fond d'entaille 24
1.3.4. Distribution des contraintes élastoplastiques en fond d'entaille 25
1.3.5. Critère de la contrainte maximale 27
1.4. Conclusion 29
1.5. Contrainte élastique T, Biaxialité et fissuration en mode I 30
1.5.1. Définition 30
1.5.2. Approche locale sur l'évolution de la contrainte T 33
1.5.3. Calcul de la biaxialité 35

CHAPITRE 2 : ÉTUDE EXPÉRIMENTALE 43

2. Introduction 44
2.1. Caractérisation du matériau 44
2.2. Essai Charpy : Etude Bibliographique 46
2.2.1. Principe de l'essai Charpy 47
2.2.1.1. Mouton pendule de Charpy 48
2.2.1.2. Eprouvette 49
2.2.2. Critère énergétique pour déterminer la ténacité à partir d'essai Charpy 50
2.2.3. Relations entre la ténacité, la résilience et autres paramètres issus d'essais mécaniques Simples. 52
2.2.3.1. Relation entre K_{Ic} et Kv 52
2.2.3.2 Corrélations globales 53
2.2.4. Procédure expérimentale 54
2.2.5. Résultas 57
2.2.6. Discussion 59
2.2.7. Essai de dureté 59
2.2.7.1. Présentation des types d'essais de dureté 59
2.2.7.2. Microstructure 60
2.2.7.3. Choix du type d'essai de dureté adapté à l'objectif de notre travail 63
2.2.7.3.1. Etapes du travail 64
2.2.7.3.1.1. Préparation des échantillons 64
2.2.7.3.1.2. Mesure de la microdureté HV 64
2.2.8. Résultats de la mesure de la dureté HV selon la section de rupture et à partir du fond d'entaille 65
2.2.9. Discussion 67
2.2.10. Conclusion. 67
2.3. Étude expérimentale de la nocivité des défauts dans les tuyaux sous-pression 68
2.3.1. Procédure expérimentale 68
2.3.1.1. Caractérisation de la structure étudiée 68
2.3.1.1.1. Géométrie 68
2.3.1.1.2. Vérification de la pression d'essai 69
2.3.1.1.3. Réalisation de défauts 70
2.3.1.2. Instrumentation de la maquette 71
2.3.1.2.1. Extensomètrie 72
2.3.1.2.2. Principe 72
2.3.2. Résultats 74
2.3.2.1. Défaut D1 74
2.3.2.2. Défaut D2 80
2.3.2.3. Défaut 3 82
2.3.3. Conclusion partielle 84

CHAPITRE 3 : ÉTUDE NUMÉRIQUE 87

3. Introduction 88

3.1. Présentation du code de calcul « CASTEM2000 » 88

3.1.1. Condition aux limites 90

3.1.2. Chargement 91

3.1.3. Résolution du calcul 91

3.2. Description géométrique de l'éprouvette étudiée 91

3.2.1. Calibration et optimisation du maillage 92

3.2.2. Conception de la géométrique du cylindre avec entaille externe 93

3.2.3. Caractéristiques mécaniques de l'éprouvette 94

3.2.3.1. Propriétés mécaniques 94

3.2.3.2. Loi de comportement 94

3.2.4. Application des conditions aux limites 95

3.2.5. Type de chargement appliqué au cylindre entaillé 95

3.2.6. Dépouillements des résultats 95

3.2.7. Conclusion partielle 97

3.3. Résultats numériques 97

3.3.1. Résultats numériques d'un cylindre possédant une entaille longitudinale de surface 98

3.3.1.1. Etude élastique 98

3.3.1.2. Distribution des contraintes analytiques en fond d'entaille 98

3.3.1.2.1. Modèle de Timoshenko 98

3.3.1.2.2. Modèle de Neuber 99

3.3.1.2.3 Modèle de Chen-Pan 101

3.3.1.2.4. Modèle de Usami 102

3.3.1.2.5. Modèle de Glinka Newport 103

3.3.1.3 Méthode des éléments finis 104

3.3.1.4. Calcul du facteur de concentration de contraintes k_t 104

3.3.1.5. Comparaison du facteur de concentration de contraintes et distribution de contraintes 105

3.3.1.5.1. Facteur de concentration de contraintes 105

3.3.1.5.2. Distribution de contraintes et analyse 106

3.3.1.6. Calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes 107

3.3.1.6.1. Méthode des éléments finis 108

3.3.1.6.1.1. Théorie d'élasticité 108

3.3.1.6.1.2. Rappel de quelques approches 109

3.3.1.6.1.3. Approche de Panasyuk 110

3.3.1.6.1.4. Approche de Creager 112

3.3.1.7. Comparaison des résultats 113

3.3.2. Etude élastoplastique 115

3.3.2.1. Distribution des contraintes en fond d'entaille 115

3.3.2.2. Calcul du Facteur d'Intensité de contraintes par l'approche volumétrique 116

3.3.3. Conclusion partielle 118

3.3.4. Résultats numériques d'un cylindre possédant une entaille circonférentielle de surface 120

3.3.4.1. Etude élastique 120

3.3.4.1.1. Distribution des contraintes en fond d'entaille 120

3.3.4.1.2. Calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes 121

3.3.4.1.2.1. Méthode des éléments finis 121

3.3.4.1.2.2. Théorie d'élasticité 121

3.3.4.1.2.3. Approche de Panasyuk **121**
3.3.4.1.2.4. Approche de Creager **122**
3.3.4.1.3. Comparaison des résultats **123**
3.3.4.2. Etude élastoplastique **124**
3.3.4.2.1. Distribution des contraintes en fond d'entaille **124**
3.3.4.2.2. Calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes par l'approche volumétrique **125**
3.3.5. Conclusion partielle **126**

CHAPITRE 4 : SYNTHESE ENTRE LES VALEURS EXPERIMENTALES ET NUMERIQUES **130**

4. Comparaison de la méthode expérimentale et la méthode numérique **131**
4.1. Défaut D1 **131**
4.2. Défaut D2 **134**
4.3. Défaut D3 **136**
4.4. Synthèse **138**
4.5. Conclusion **139**

CHAPITRE 5 : CONTRAINTE ELASTIQUE T, BIAXIALITE ET FISSURATION **141**

5. Calcul de la contrainte T et la biaxialité, par Eléments Finis **142**
5.1. Défaut longitudinal **142**
5.1.1. Calcul de la contrainte T **142**
5.1.2. Biaxialité β **143**
5.2. Défaut circonférentiel **144**
5.2.1. Calcul de la contrainte T **144**
5.2.2. Biaxialité β **146**

CONCLUSION GÉNÉRALE **148**

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Chapitre 1 **37**
Chapitre 2 **86**
Chapitre 3 **128**
Chapitre 4 **140**

LISTE DES FIGURES

LISTE DES FIGURES

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Figure 1: Rupture au mouillage du pétrolier 'Liberty Ship'.
Figure 2: Exemple de réservoirs sous pression contenant une fissure axiale ou circonférentielle : photo de la catastrophe de la zone industrielle de Ghislenghien

CHAPITRE 1 : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Figure 1.1: Dimensions de la fissure semi-elliptique.
Figure 1.2: Tube avec un défaut longitudinal et circonférentiel.
Figure 1.3: Tube avec une fissure inclinée.
Figure 1.4: Cylindre fissuré avec une transition d'épaisseur.
Figure 1.5: Champ de Contraintes au voisinage de l'extrémité d'une fissure.
Figure 1.6: Schématisation de la profondeur de la zone plastique.
Figure 1.7: Distribution de contraintes selon Panasyuk.
Figure 1.8: Schéma de la distribution des contraintes de Creager.
Figure 1.9: Diagramme bi-logarithmique, de la distribution σ_{yy} et du gradient de contraintes élastoplastique, obtenus par éléments finis.
Figure 1.10: Différents paramètres géométrique définissant une entaille simple.
Figure 1.11: Définition du facteur théorique de concentration de contraintes.
Figure 1.12: Facteur de concentration de contraintes $k_{t,}$ pour une entaille elliptique et une entaille en U.
Figure 1.13: Contraintes appliquées au voisinage de la fissure.
Figure 1.14 Champ de Contraintes contenant le terme T au voisinage de l'extrémité d'une fissure.
Figure 1.15: Conditions limites pour le modèle circulaire.
Figure 1.16: Répartition des contraintes pour le modèle circulaire en aval de l'extrémité de la fissure ($\theta = 0$).
Figure 1.17: Branchement de la fissure pour différentes situations de la contrainte T.
Figure 1.18: Rapport de biaxialité pour différentes configurations d'éprouvettes.

CHAPITRE 2 : ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

Figure 2.1: Géométrie et dimensions des éprouvettes de traction.
Figure 2.2: Courbe de traction.
Figure 2.3: Ensemble essai Charpy.
Figure 2.4: Représentation du mouton pendule de Charpy et hauteurs à prendre en compte pour le calcul de l'énergie absorbée.
Figure 2.5: Description du mouton Charpy.
Figure 2.6: Eprouvette Charpy V.
Figure 2.7: Evolution du coefficient η avec le rayon d'entaille et la profondeur relative (cas d'une éprouvette Charpy V).
Figure 2.8: Facteur d'Intensité de Contrainte K_{Ic}, en fonction de l'énergie absorbée par l'éprouvette Charpy V.
Figure 2.9: Compteur du mouton Charpy
Figure 2.10: Les échantillons utilisés.
Figure 2.11: Photo optique en fond d'entaille des éprouvettes utilisées
Figure 2.12c: Géométrie de grains de l'acier utilisé.

Figure 2.12a: Microscope optique.
Figure 2.12b: Microstructure de l'acier utilisé.
Figure 2.13 : Essai de dureté Vickers.
Figure 2.14: Microduromètre Vickers.
Figure 2.15 : Lieu de mesure de la dureté.
Figure 2.16 : Variation de la dureté du matériau.
Figure 2.17 : Géométrie de la maquette.
Figure 2.18 : Dimensions de la virole cylindrique
Figure 2.19 : Position des défauts
Figure 2.20 : Pont d'extensomètrie
Figure 2.21 : Type de jauges métalliques
Figure 2.22 : Montage en quart de pont.
Figure 2.23 : Vues des jauges au voisinage du défaut.
Figure 2.24 : Position des chaînettes au voisinage d'un défaut D1.
Figure 2.25 : Déformation $\varepsilon_{\theta\theta}$ pour la jauge (J_1) en fonction de la pression dans le défaut longitudinal.
Figure 2.26 : Déformation $\varepsilon_{\theta\theta}$ pour la jauge (J_2) en fonction de la pression dans le défaut longitudinal.
Figure 2.27 : Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_1).
Figure 2.28 : Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_2).
Figure 2.29: Déformations longitudinales en fonction de la distance. (Chaînette C_3).
Figure 2.30: Position des chaînettes au voisinage d'un défaut D2
Figure.2.31: Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_4).
Figure 2.32: Déformations longitudinales en fonction de la distance (Chaînette C_5).
Figure 2.33: Position des chaînettes au voisinage du défaut D3.
Figure 2.34: Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_6).
Figure 2.35: Déformations longitudinales en fonction de la distance (Chaînette C_7).

CHAPITRE 3 : ÉTUDE NUMÉRIQUE

Figure 3.1: Etapes à suivre pour la programmation.
Figure 3.2: Chargement appliqué dans le cylindre entaillé.
Figure 3.3: Distribution des contraintes selon Timoshenko.
Figure 3.4: Géométrie d'entaille.
Figure 3.5: Distribution des contraintes selon Neuber.
Figure 3.6: Distribution des contraintes selon Chen-Pan.
Figure 3.7: Distribution des contraintes selon Usami.
Figure 3.8: Distribution des contraintes selon Glinka-Newport.
Figure 3.9: Distribution des contraintes par la méthode des éléments finis.
Figure 3.10: Distribution des contraintes élastiques en fond d'entaille.
Figure 3.11: Détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes selon Irwin.
Figure 3.12: Distribution des contraintes et méthode d'application du critère de Panasyuk
Figure 3.13: Détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes selon Creager.
Figure 3.14: Evolution de la pression plastique, entre P_e et la valeur appliquée 60 bars, en fonction de la déformation.
Figure 3.15: Distribution des contraintes circonférentielles en fonction de la distance, obtenue par un calcul élastoplastique.
Figure 3.16: Détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes par la méthode volumétrique.
Figure 3.17: Distribution de contraintes d'ouverture en fond d'entaille circonférentielle.
Figure 3.18: Détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes selon Panasyuk.

Figure 3.19: Distribution des contraintes par Creager.
Figure 3.20: Distribution des contraintes longitudinales en fonction de la distance, obtenue par un calcul élastoplastique.
Figure 3.21: Détermination du Facteur d'Intensité de Contrainte par la méthode volumétrique.

CHAPITRE 4 : SYNTHESE ENTRE LES VALEURS EXPERIMENTALES ET NUMERIQUES

Figure 4.1: Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_1).
Figure 4.2: Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_2).
Figure 4.3: Déformations longitudinales en fonction de la distance (Chaînette C_3).
Figure 4.4: Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_4).
Figure 4.5: Déformations longitudinales en fonction de la distance (Chaînette C_5).
Figure 4.6: Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_6).
Figure 4.7: Déformations longitudinales en fonction de la distance (Chaînette C_7).

CHAPITRE 5 : CONTRAINTE ELASTIQUE T, BIAXIALITE ET FISSURATION

Figure 5.1: Distribution des contraintes (σ_{xx} , σ_{yy}) en fonction du ligament
Figure 5.2: Distribution de la contrainte T et les contraintes σ_{xx} et σ_{yy} en fonction du ligament
Figure 5.3: Distribution de biaxialité β en fonction du ligament
Figure 5.4: Distribution des contraintes (σ_{xx} , σ_{yy}) en fonction du ligament
Figure 5.5: Distribution de la contrainte T et les contraintes σ_{xx} et σ_{yy} en fonction du ligament
Figure 5.6: Distribution de biaxialité β en fonction du ligament

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE 1 : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Tableau 1.1: Paramètres géométriques des défauts.
Tableau 1.2: Répartition des contraintes élastiques en fond d'entaille.
Tableau 1.3: Répartition des contraintes élastoplastiques en fond d'entaille.
Tableau 1.4: Différents formalismes du Facteur d'Intensité de Contraintes K_I dans une coque cylindrique.

CHAPITRE 2 : ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

Tableau 2.1: Caractéristiques mécaniques à température ambiante de l'acier P264GH utilisé.
Tableau 2.2: Composition chimique de l'acier des maquettes (masse %).
Tableau 2.3: Principales dimensions caractéristiques d'un mouton pendule.
Tableau 2.4: Différents modèles de corrélation K_{1c} - Kv .
Tableau 2.5: Caractéristiques géométriques des échantillons utilisés.
Tableau 2.6: Résultats enregistrés au cours de l'essai Charpy V.
Tableau 2.7: Microdureté HV enregistrée de la section de rupture.
Tableau 2.8: Dimensions de défauts étudiés.

CHAPITRE 3 : ÉTUDE NUMÉRIQUE

Tableau 3.1: Géométries de défaut et de cylindre étudiées.
Tableau 3.2: Différentes étapes de la conception de boudin.
Tableau 3.3: Différentes étapes de conception d'éprouvette entaillée pour la simulation
Tableau 3.4: Démarche suivie pour le post traitement, validation puis comparaisons des résultats numériques dans le cas élastique.
Tableau 3.5: Algorithme numérique dans le cas élastoplastique.
Tableau 3.6: Facteur de concentration de contraintes k_t – comparaison des résultats.
Tableau 3.7: Contrainte maximales par différentes auteurs.
Tableau 3.8: Facteur d'Intensité de Contrainte de fissure et d'entaille.
Tableau 3.9: Facteur d'Intensité de Contrainte de fissure et d'entaille.
Tableau 3.10: Facteur d'Intensité de Contrainte par différents auteurs.

CHAPITRE 4 : SYNTHESE ENTRE LES VALEURS EXPERIMENTALES ET NUMERIQUES

Tableau 4.1: Schéma de défaut longitudinal et circonférentiel présentant les distances de calcul de déformation.

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Introduction Générale

Dans les structures industrielles, les appareils à pression et plus généralement les structures métalliques constituent un sujet majeur de recherche depuis plusieurs dizaines d'années. Elle concerne surtout l'identification des modes de ruine et du type de chargement associé. De nombreux exemples jalonnent l'histoire du développement industriel. Parmi les plus célèbres accidents, nous citons le naufrage du navire 'Liberty Ship' dans le port de New-York causé par l'effet de concentration de contraintes et du froid [1], (Figure 1).

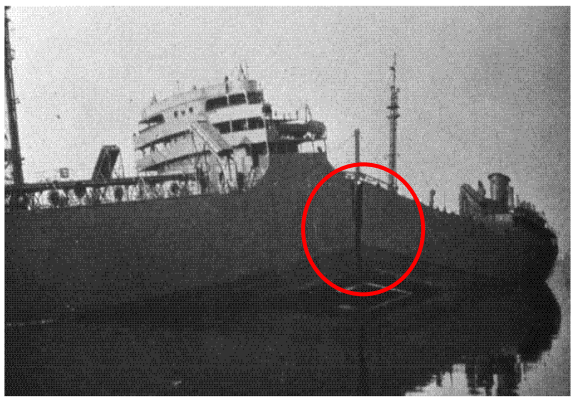


Figure 1 : Rupture au mouillage du pétrolier 'Liberty Ship' [1]

Pour cette raison, les chercheurs du début du siècle dernier ont tenté de comprendre comment une fissure pouvait conduire à la ruine d'un composant. La tâche n'est pas simple car les fissures conduisent, en théorie, à une singularité mathématique (les contraintes et les déformations augmentent jusqu'à l'infini, lorsque l'on s'approche du front de fissure) [2]. Griffith [2] est le premier à mettre en évidence un terme caractérisant le chargement et le critère associé : lorsque la fissure est chargée, le champ de contraintes en pointe de fissure est proportionnel à un scalaire. Le Facteur d'Intensité de Contraintes est noté K_I. Si le chargement croit et le matériau est fragile, K_I reste proportionnel au chargement et la propagation apparaît lorsque ce facteur atteint une valeur critique, caractéristique du matériau, notée K_{Ic}.

Cette découverte constitue un des fondements de la mécanique de la rupture. Depuis, d'autres mécanismes de propagation de fissure, pour d'autres comportements (élasto-plastiques, viscoplastiques) ont été analysés, avec plus ou moins de succès. Pourtant, même pour ces chargements ou comportements complexes, K_I reste omniprésent dans les analyses, et il caractérise principalement à lui seul le chargement de la fissure. Nous citons les exemples d'applications suivants :

- Pour les matériaux fragiles, K_{Ic} est toujours le critère le plus efficace et le plus utilisé pour estimer la propagation de la fissure. Ces matériaux ont un comportement quasi-linéaire, ce qui correspond aux définitions de Griffith [2].
- Pour les matériaux ductiles, pouvant admettre des déformations plastiques, différents types de critères existent. Le plus utilisé, pour les risques d'amorçages, est l'équivalent de K_{Ic}, le terme énergétique J_{Ic}. L'intérêt est que J caractérise l'énergie en pointe de fissure. Des modèles analytiques permettent d'estimer J à partir de K_I et de la courbe de traction du matériau.

Dans toutes ces applications, K_I est le point de départ de l'analyse de la nocivité du défaut (risque de propagation brutale dans le matériau). Malheureusement, en pratique pour une structure et une forme de fissure données, ce terme n'est pas toujours simple à calculer et il ne peut être déterminé analytiquement que dans des milieux infinis ou semi-infinis. Dans les autres cas, il faut avoir recours aux calculs par éléments finis.

Pour toutes ces raisons, notre thèse entre dans le cadre de l'application de la mécanique de la rupture au domaine des structures sous pression portant des défauts sous forme d'entaille de surface et de forme semi-elliptique (Figure 2). Ce type de structures est soumis à des normes, codes et règlements guidés par le risque potentiel qu'elles présentent. La connaissance des pressions limites dans ces structures permet de borner et d'apprécier le domaine de sécurité maximale d'utilisation. Ce travail a pour objectif de proposer une étude complète, expérimentale et numérique définissant le Facteur d'Intensité de Contraintes par l'application des différentes méthodes et sa validation par comparaison à d'autres résultats de littératures.



Figure 2 : Exemple de réservoirs sous pression contenant une fissure axiale et circonférentielle : photo de la catastrophe de la zone industrielle de Ghislenghien [3].

Ce manuscrit est divisé en cinq parties :

Dans **le chapitre I,** nous présentons un aperçu des principales théories de la mécanique de la rupture appliquées aux tuyaux sous pression. Nous donnons, en particulier, une introduction de la mécanique de la rupture linéaire élastique et élastoplastique. L'application de la méthode volumétrique est réalisée au laboratoire de Fiabilité Mécanique (LFM) de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz (ENIM). La définition de la contrainte transverse T et l'effet du rapport de biaxialité sont étudiés.

Dans **le chapitre II,** des essais expérimentaux « essais Charpy » ont été réalisés sur l'acier P264GH. Nous rappellons le principe de la méthode expérimentale et les différents modéles de corrélations K_{Ic}-Kv, pour déterminer l'énergie absorbée par la rupture et le Facteur d'Intensité de Contraintes critique.
Des essais sont réalisés sur une maquette constituée d'une virole cylindrique fermée par deux fonds torisphériques présentant un défaut axial et circonférentiel en acier P264GH. Pour déterminer la pression ultime, nous mesurons les déformations au voisinage des défauts dans la maquette grâce à des jauges de déformations. Les essais expérimentaux sous-pressions ont été réalisés au Laboratoire du Département Technologie des Polymères et Composites & Ingénierie Mécanique de l'École des Mines de Douai.

Le chapitre III s'attache à décrire la modélisation élastique et élastoplastique de la structure traitée par simulation (éléments finis) et par le code de calcul castem2000. Dans le cas élastique, nous déterminerons le Facteur d'Intensité de Contraintes. Dans le cas élastoplastique, nous analyserons la contrainte au fond du défaut pour déterminer la contrainte effective, la distance effective et le Facteur d'Intensité de Contraintes en mode I par la Méthode Volumétriques.
L'ensemble des résultats numériques et expérimentaux sera rassemblé au quatrième chapitre.

Le chapitre IV est une synthèse et une comparaison entre les valeurs expérimentales et numériques.

Le chapitre V est consacré à la détermination de la contrainte transverse T en mode I, pour un défaut axial et circonférentiel. On calculera le paramètre de biaxialité β.

Enfin, nous terminons par l'interprétation des résultats numériques et expérimentaux. Les différentes remarques et analyses, concernant les essais réalisés, sont développés.

CHAPITRE 1 : ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1. Introduction

La rupture fragile ou ductile des structures entaillées est caractérisée par le fait que les paramètres qui permettent de déterminer l'état de sollicitation de l'entaille (Facteurs d'Intensité de Contrainte K_I, Intégral J…) atteignent des valeurs critiques dans les tuyaux soumis à une pression interne.

Le but essentiel de ce travail est de rechercher les causes et les processus de dégradation conduisant à la rupture. Ceci garantit une grande fiabilité des tuyaux.

1.1. Généralités sur les structures sous - pression

Dans cette partie, nous étudions les critères de dimensionnement et les conditions auxquelles sont soumises les structures sous-pression.

1.1.1. Critères de conception et de dimensionnement des structures sous - pression

1.1.1.1. Choix des matériaux de construction des structures

Les matériaux doivent résister aux différentes sollicitations appliquées. Le code de construction des tuyaux sous-pression, non soumis à l'action de flamme (CODAP) [3], présente les catégories suivantes :

- Aciers inoxydables austénitiques ;
- Aciers inoxydables austéno-ferritiques ;
- Aciers inoxydables martensitiques ;
- Aciers inoxydables ferritiques et semi-ferritiques.

1.1.1.2. Règles de calculs

De même que pour le choix des matériaux, l'étude du dimensionnement des tuyaux sous pression est indispensable à la sécurité. Ces règles de calcul doivent tenir compte de toutes les sollicitations et conditions de fonctionnement (mécanique, thermique,...) de ces tuyaux dans le domaine élastique, pour garantir la sécurité maximale. Elles permettent de choisir les formes, de concevoir les assemblages et de déterminer les épaisseurs et les dimensions, afin de prévenir les différents modes de défaillance. Ceci dans le respect de la réglementation et de la normalisation de ces tuyaux, (CODAP [3], BS 5500 [4], AMSE [5]). Tous les codes de construction imposent la détermination avec précision des contraintes maximales que subissent les tuyaux. Ces contraintes maximales associées aux modes de

fabrication, d'assemblage, d'inspection et aux choix des matériaux imposent les épaisseurs à retenir et optimisent le coût.

1.1.1.3. Règles de fabrication

Dans la fabrication d'un tuyau sous-pression, les règles de fabrication jouent un grand rôle dans la solidité et la résistance. Ces règles, doivent en particulier prendre en compte les paramètres suivants :

- Catégorie de construction ;
- Conditions de service des éléments assemblés : sollicitations mécaniques et thermiques répétées, sollicitations variables cycliques, efforts extérieurs, corrosion ;
- Moyens de fabrication dont dispose le fabricant : découpage, usinage, soudage, formage ;
- Nature et étendue des contrôles requis par le code ;
- Exigences réglementaires éventuellement applicables et complémentaires au code.

1.1.1.4. Différents défauts dans les tuyaux sous - pression

Les défauts rencontrés dans les soudures des tuyaux sous - pression sont classés en groupe dans la norme française ISO 6520 « classification des défauts dans les soudures par fusion des métaux, avec commentaires explicatifs » [6] :

- **Groupe 1 :** Les fissures (microscopiques, longitudinales, transverses, rayonnantes, de cratère, en réseau et marbrées, ramifiées);
- **Groupe 2 :** Les soufflures sphénoïdales, en nids, alignées (ou en chapelet), allongées, vermiculaires, piqûres;
- **Groupe 3 :** Les inclusions (solides, en laitier, de flux, métalliques);
- **Groupe 4 :** Les manques de fusion (ou collage), les manques de pénétration;
- **Groupe 5 :** Les formes défectueuses (les caniveaux, les morsures, les surépaisseurs).

Le caractère brutal de la rupture des structures sous - pression impose une exigence maximale du taux d'acceptation des défauts. Parmi lesquels, on cite les fissures débouchantes (défauts plans), semi-circulaire ou semi elliptique. Ce dernier est le défaut le plus nocif (figure 1.1).

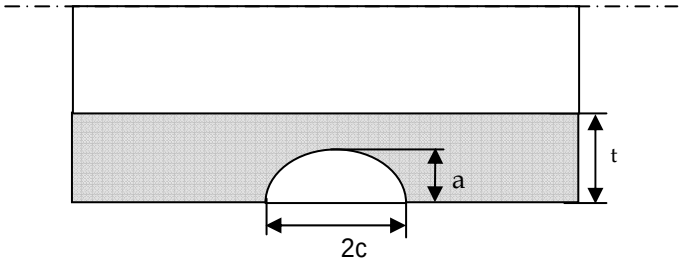


Figure 1.1 : Dimensions de la fissure semi-elliptique [7]

Les formes de défauts étudiées sont semi-elliptiques normales et débouchent en peau interne ou externe par leur plan de symétrie. Elles sont donc caractérisées par deux dimensions : la profondeur **a** mesurée radialement à la paroi, la longueur de la fissure **2c** mesurée le long de la peau de la structure, interne ou externe selon les cas. Deux paramètres sont nécessaires pour caractériser complètement la fissure.

- La profondeur maximale de la fissure normalisée par l'épaisseur (rapport a/t),
- Un paramètre de forme définissant l'élongation de l'ellipse (rapport a/c).

1.1.1.5. Bilan des travaux effectués sur les tuyaux

1.1.1.5.1. Travaux d'Elhakimi

Le laboratoire de Mécanique et Comportement des Matériaux de l'Ecole des Mines de Douai [7] a débuté un important travail de recherche sur les tubes comportant des défauts de forme semi-elliptiques longitudinaux ou circonférentiels débouchant en surface interne ou externe, sous chargements complexes. La modélisation numérique, sur CASTEM2000, a pour objective de réaliser un formulaire de calcul du Facteur d'Intensité de Contrainte couvrant une large étendue des formes de défauts et de tubes. Ainsi les tubes sont soient épais (rapport épaisseur du tube/rayon interne $t/R_i = 1$) ou bien minces ($t/R_i = 1/80$) et les défauts différent par leurs positions, (figure 1.2) :

- Les défauts longitudinaux, internes ou externes,
- Les défauts circonférentiels, internes et externes.

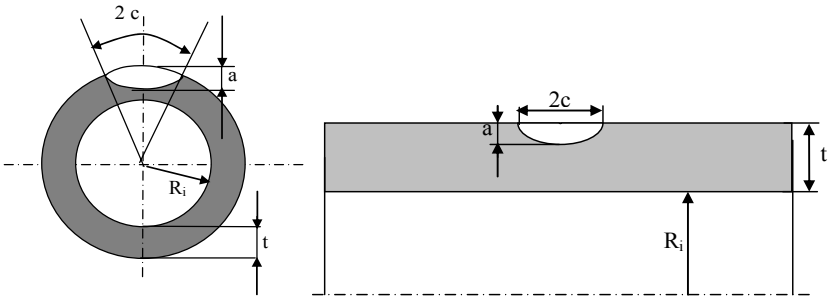


Figure 1.2 : Tube avec un défaut longitudinal et circonférentiel [7].

Avec,

t : épaisseur du tube,

R_i : rayon interne du tube,

c : longueur du défaut,

a : profondeur du défaut.

Les formes des défauts sont variables :

- Des défauts peu profonds (rapport profondeur/épaisseur a/t=0,1), à profonds (a/t= 0,8),
- Des défauts semi-circulaire (rapport profondeur/demi-longueur a/c=1), à très longs (a/c=1/16).

Pour les chargements dans la paroi des tubes, une description polynomiale dans l'épaisseur du tube est adoptée [7] :

$$\sigma\left(\frac{u}{t}\right) = \sigma_0 + \sigma_1\left(\frac{u}{t}\right) + \sigma_2\left(\frac{u}{t}\right)^2 + \sigma_3\left(\frac{u}{t}\right)^3 \qquad (1.1)$$

Où,

u : représente la distance radiale d'un point dans la paroi du tube à la surface où débouche le défaut;

σ_0 est la contrainte correspondant à des chargements constants,

σ_1 est la contrainte correspondant à des chargements linéaires,

σ_2 est la contrainte correspondant à des chargements paraboliques,

σ_3 est la contrainte correspondant à des chargements cubiques.

Le Facteur d'Intensité de Contraintes est défini à partir des composantes de chargement, par la relation suivante [7] :

$$K_I = \left[\sigma_0 i_0 + \sigma_1 i_1 \left(\frac{a}{t} \right) + \sigma_2 i_2 \left(\frac{a}{t} \right)^2 + \sigma_3 i_3 \left(\frac{a}{t} \right)^3 \right] \sqrt{\pi a} \qquad (1.2)$$

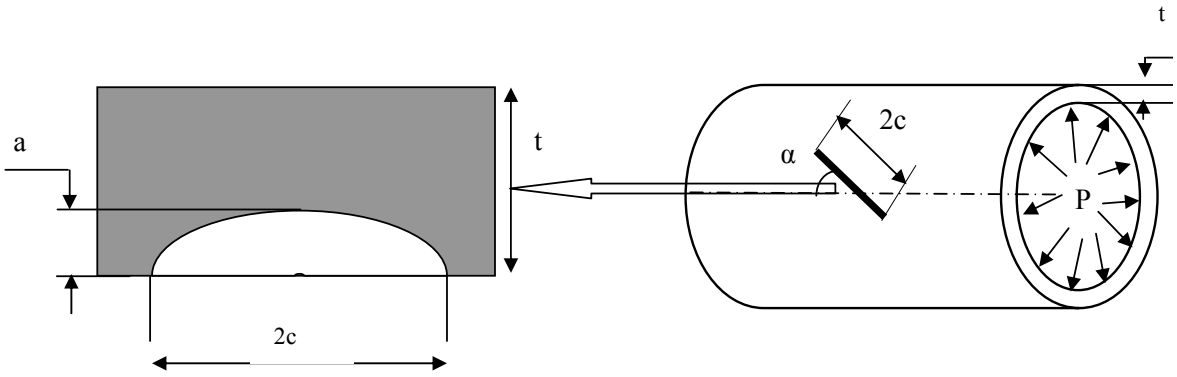
avec :

$$i_j = a_0 + a_1 \left(\frac{2\phi}{\pi} \right) + a_2 \left(\frac{2\phi}{\pi} \right)^2 + a_3 \left(\frac{2\phi}{\pi} \right)^3 + a_4 \left(\frac{2\phi}{\pi} \right)^4 + a_5 \left(\frac{2\phi}{\pi} \right)^5 + a_6 \left(\frac{2\phi}{\pi} \right)^6 \qquad (1.3)$$

Où (j=0, 1, 2, 3) ; a_1, $a_{2,\ldots,}$ a_6 sont les valeurs issues du lissage, et ϕ angle définit le long du front de fissure.

1.1.1.5.2. Travaux de Delvallée

Delvallée [8] a étudié la nocivité d'une fissure semi-elliptique d'orientation arbitraire dans une coque cylindrique soumise à une pression interne, dans le domaine élastique et élastoplastique, à travers deux paramètres : le Facteur d'Intensité de Contraintes et l'intégrale J.



(a) - Fissure semi-elliptique **(b) - Tube portant une fissure**

Figure 1.3 : Tube avec une fissure inclinée [8]

Les différents paramètres géométriques et les défauts étudiés sont donnés dans le tableau 1.1 :

Tableau 1.1 : Paramètres géométriques des défauts

t/R	0,01 ; 0,1
a/c	0,2 ; 0,5 ; 1
a/t	0,2 ; 0,5 ; 0,8

La fissure s'incline d'un angle α variant entre 0° et 90°, avec un pas de 15°.

Dans le domaine élastique, les Facteurs d'Intensité de Contraintes en mode I, II, et III ont été déterminés numériquement par éléments finis, en fonction des rapports géométriques de la

coque et de la fissure. L'auteur constate que le mode I est nettement prédominant comparé aux modes II et III.

Dans le domaine élastoplastique, Delvallée [8] détermine la pression limite dans une coque cylindrique contenant un défaut semi-elliptique incliné et l'intégrale J, par un calcul non linéaire par éléments finis. Le calcul de l'intégrale J est rendu possible par le biais des méthodes d'estimation simplifiées A16 et R6.

La méthode A16 est basée sur les travaux d'Ainsworth [12], qui propose de calculer l'intégrale J plastique par le biais de sa valeur élastique, corrigée au moyen d'un facteur K_{A16} tenant compte de la plasticité [9, 10] :

$$J_{A16} = K_{A16} J_e \qquad \text{avec,} \quad K_{A16} = \frac{1}{2}\frac{\sigma_{ref}^2}{\sigma_{ref}^2 + \sigma_e^2} + \frac{\varepsilon_{ref}.E}{\sigma_{ref}} \tag{1.4}$$

Le facteur K_{A16} est un coefficient correcteur qui quantifie le niveau de plastification au voisinage de la fissure, σ_e la limite d'élasticité, σ_{ref} la contrainte de référence, c'est à dire la contrainte équivalente dans la section fissurée, correspond à l'intersection exacte de la courbe contrainte-déformation avec l'hyperbole de Neuber [11], ε_{ref} la déformation de référence qui correspond à la contrainte de référence sur la courbe de la loi de comportement réelle du matériau et E le module de young.

Le principe de la méthode R6 a été présenté par Ainsworth [12, 13] puis par Miller [14]. Cette méthode simplifiée permet de calculer l'intégrale J, en se basant sur le niveau de plasticité dans une structure fissurée soumise à un chargement complexe déterminé par la formulation suivante :

$$J_{R6} = J_e.K_{R6} \qquad \text{avec,} \quad K_{R6} = \frac{\sigma_{ref}^3}{2E\sigma_e^2\varepsilon_{ref}} + \frac{\varepsilon_{ref}.E}{\sigma_{ref}} \tag{1.5}$$

1.1.1.5.3. Travaux de Saffih

Saffih [15] étudie la nocivité des fissures semi-elliptiques circonférentielles et axisymétriques dans une coque cylindrique comportant une transition d'épaisseur (de même diamètre interne, mais de diamètres externes différents). Le travail, entièrement numérique, est une étude comparative entre les défauts dans un cylindre droit et les défauts dans un cylindre avec transition d'épaisseur, et ce pour les cas d'un chargement de traction et d'un chargement de flexion. La figure 1.4 représente les géométries étudiées.

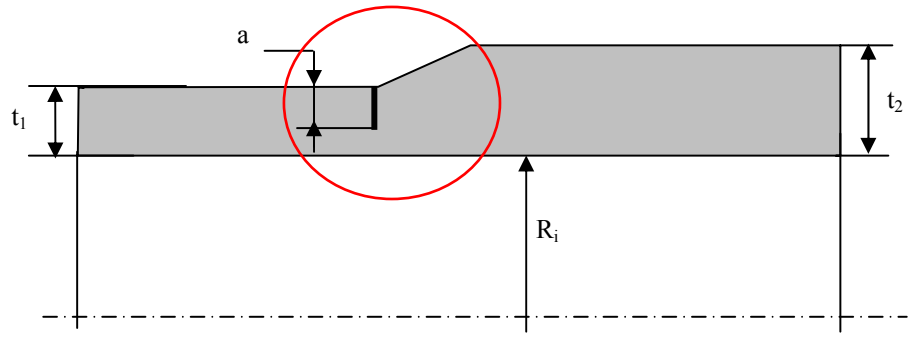


Figure 1.4 : Cylindre fissuré avec une transition d'épaisseur [15]

La fissure, axisymétrique et semi-elliptique externe, est localisée à la base de la transition et du côté de la partie mince du cylindre. La fissure semi-elliptique est caractérisée par sa profondeur **a** (fissure axisymétrique) et par sa longueur **2c.** La géométrie est définie par les paramètres adimensionnels $\mathbf{a/t_1}$, $\mathbf{t_1/R_i}$, $\mathbf{t_2/t_1}$, où $\mathbf{t_1}$ est l'épaisseur de la partie mince, $\mathbf{t_2}$ l'épaisseur de la partie épaisse et $\mathbf{R_i}$ le rayon interne.

Dans l'analyse élastique, l'auteur utilise la décomposition des contraintes appliquées dans le plan de la fissure et calcule les paramètres du Facteur d'Intensité de Contraintes. Pour les défauts à la base de transition d'épaisseur, les valeurs des Facteurs d'Intensité de Contraintes, dans le cas d'un chargement de traction, sont légèrement inférieures à celles d'un défaut identique dans le cylindre droit. Par contre, pour le cas d'un chargement de flexion globale, les valeurs des F.I.C du défaut, à la base de transition, sont plus grandes que celle pour un autre défaut similaire dans un cylindre droit.

Dans le cas de l'analyse élastoplastique, l'intégrale J est déterminée pour différentes géométries. D'après les résultats de calcul, l'intégrale J dans le cas des défauts à la base de transition est toujours supérieure l'intégrale J dans le cas d'un défaut similaire dans un tube droit. Pour l'application de la méthode simplifiée R6 de l'intégrale J, dans un cylindre avec une transition d'épaisseur, l'auteur propose un réaménagement de cette règle, et ajoute un coefficient indépendant de la géométrie de la fissure et du chargement appliqué. Ce coefficient tient compte de la géométrie du cylindre.

1.2. Application de la mécanique de la rupture aux tuyaux sous-pression

La mécanique de la rupture a pour but d'étudier la nocivité des défauts à l'échelle macroscopique. Ceci nécessite la connaissance des champs des contraintes et des déformations au voisinage de la fissure. Depuis le début du siècle, différentes études ont été développées afin de comprendre et d'expliquer le phénomène de la ruine des structures en présence de défauts. La tâche n'est pas aisée, on obtient par exemple en théorie linéaire de la mécanique de la rupture, des niveaux de contraintes et de déformations qui tendent vers l'infini lorsqu'on s'approche du fond de fissure. Pour contourner ce problème, Griffith [16] a trouvé, pour les matériaux fragiles, un terme caractérisant le chargement et le critère associé : lorsque la fissure est chargée, le champ des contraintes au voisinage de la fissure est proportionnel à un scalaire appelé Facteur d'Intensité de Contrainte et noté K_I.

1.2.1. Critère utilisés

1.2.1.1. Approche d'Irwin.

L'objectif de cette approche est de déterminer le Facteur d'Intensité des Contraintes en mode I, en tenant compte de la présence d'une zone plastique supposée petite en comparaison à la longueur de fissure. **Irwin** [17] suppose un accroissement de la fissure de $r_y << a$, figure 1.6, et considère que la contrainte σ_{yy} obtenue dans cette zone ne dépasse pas la limite d'élasticité (loi d'un comportement élastique parfaitement plastique sans écrouissage).

Il s'agit d'estimer la valeur r_y pour une valeur donnée de la contrainte appliquée au loin de $\sigma_{yy\infty}$.

Le champ de contraintes, déterminé en élasticité linéaire en mode I, est donné par :

$$\begin{cases} \sigma_{xx} = \dfrac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\dfrac{\theta}{2}\left(1 - \sin\dfrac{\theta}{2}\sin\dfrac{3\theta}{2}\right) \\ \sigma_{yy} = \dfrac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\dfrac{\theta}{2}\left(1 + \sin\dfrac{\theta}{2}\sin\dfrac{3\theta}{2}\right) \\ \tau_{xy} = \dfrac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin\dfrac{\theta}{2}\cos\dfrac{\theta}{2}\sin\dfrac{3\theta}{2} \end{cases} \qquad (1.6)$$

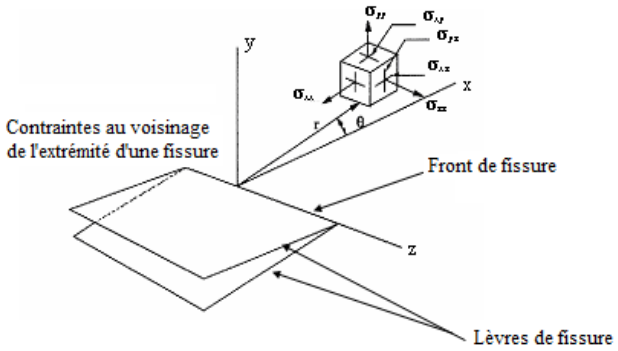


Figure 1.5 : Champ de Contraintes au voisinage de l'extrémité d'une fissure selon [17]

On peut écrire pour θ = 0 :

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \quad \text{avec} \quad K_I = \sigma_{yy\infty}\sqrt{\pi a} \tag{1.7}$$

On considère deux parties **S_I** et **S2**, figure 1.6, limitées par la limite d'élasticité. La somme **S_I** des contraintes $\sigma_{yy}(\theta = 0)$, entre r = 0 et r = r_y, s'écrit :

$$S_I = \int_0^{r_y} \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} dr \tag{1.8}$$

$$S_I = \sqrt{\frac{2}{\pi}} K_I \sqrt{r_y} \tag{1.9}$$

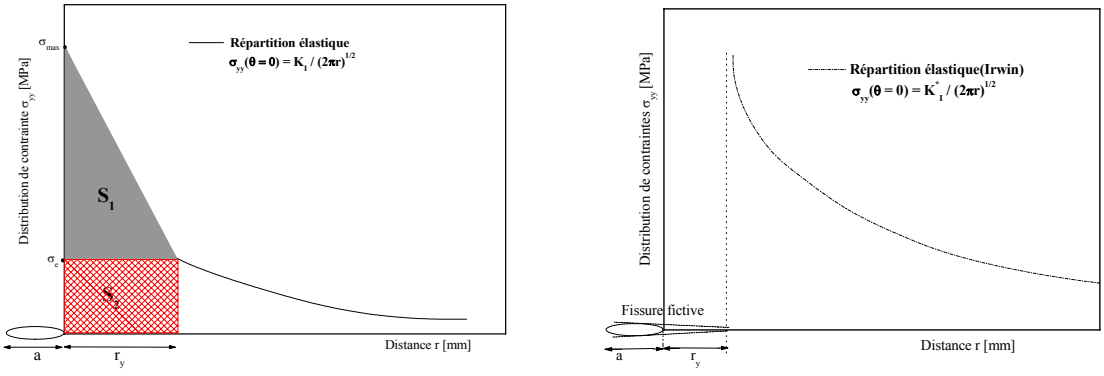


Figure 1.6 : Schématisation de la profondeur de la zone plastique [17]

Irwin considère l'existence d'une **fissure fictive** de profondeur (**a+r_y**), dont l'extrémité se situe au centre d'une zone plastique de rayon r_y au bout de cette entaille fictive. Le comportement est supposé élastique parfaitement plastique (**σ_y = σ_e** = constante à l'intérieur de cette zone).

$$\lim_{r \to r_y} \sigma_{yy}(r) = \sigma_e \tag{1.10}$$

L'équation (1.7), nous permet d'écrire que :

$$\sigma_e = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r_y}} \tag{1.11}$$

Soit :

$$r_y = \frac{K_I^2}{2\pi\sigma_e^2} \tag{1.12}$$

En injectant **(1.9)** dans l'équation **(1.11),** on obtient :

$$S_1 = 2\ \sigma_e\ r_y \tag{1.13}$$

Si l'on considère l'hypothèse d'Irwin de plasticité parfaite à l'intérieur de la zone plastique, la somme des contraintes correspond à :

$$S_2 = \sigma_e\, r_y = \frac{1}{2}\ \sigma_e\ r_p \tag{1.14}$$

Avec r_p : Zone plastique

La comparaison entre $\mathbf{S_1}$ et $\mathbf{S_2}$ montre qu'on doit doubler la profondeur $\mathbf{r_y}$ de la zone plastique, de manière à avoir une somme identique de contraintes, soit :

$$r_p = 2r_y = \frac{K_I^2}{\pi\sigma_e^2} \tag{1.15}$$

A partir de la valeur $\mathbf{r_y}$, **Irwin** définit un Facteur d'Intensité de Contraintes plastiques $\mathbf{K_I^*}$ tel que **:**

$$K_I^* = \sigma_{\max}\sqrt{\pi(a + r_y)} \tag{1.16}$$

1.2.1.2. Approche de Panasyuk

L'approche de **Panasyuk** [18] permet de calculer le Facteur d'Intensité de Contrainte par une équation paramétrique pour obtenir une distribution des contraintes en fond d'entaille en mode I. Cette équation est de la forme :

$$\sigma_y^* = \frac{\sigma_y(0)}{\sqrt{1 + 4.5x/\rho}} \tag{1.17}$$

avec :

σ_y^* : Contrainte locale,

$\sigma_y(0)$: Contrainte maximale de l'allure de distribution de la contrainte élastique en fond d'entaille calculée par la méthode des éléments finis, et **ρ** le rayon d'entaille de la structure.

L'intersection entre l'allure de l'équation paramétrique proposé par Panasyuk et l'allure de distribution de contraintes déterminée par éléments finis, figure (1.7), a permis d'identifier la contrainte $\boldsymbol{\sigma_y^*}$ qui correspond à une distance $\mathbf{d}^*$, caractéristique de la distance effective. $K_{I,Panasyuk}$ est donné par :

$$K_{I,Panasyuk} = 0.886\sigma_y^*\sqrt{d^*} \tag{1.18}$$

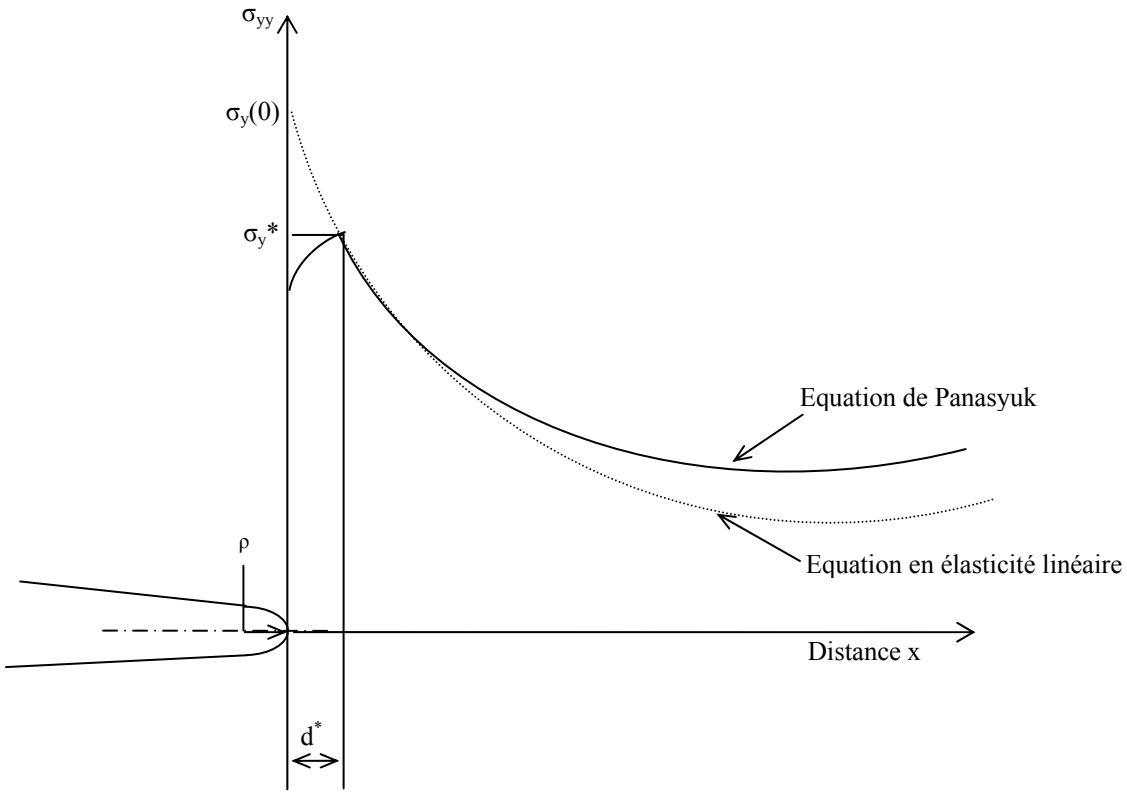


Figure 1.7 : Distribution de contraintes selon Panasyuk [19]

1.2.1.3. Approche de Creager

Creager et Paris [19] ont étendu l'analyse d'Irwin, pour exprimer le champ des contraintes au voisinage d'une entaille en U. Ils considèrent un trou elliptique dans une plaque de dimensions infinies soumise à une contrainte globale de traction σ_g, dans la direction du petit axe de l'ellipse. Ils déterminent la distribution des contraintes au voisinage du trou. L'hypothèse suivante est proposée :
La distribution des contraintes en fond d'entaille est identique à celle d'une fissure, mais décalée dans la direction du fond d'entaille d'une distance égale à **ρ/2**. Dans ces conditions, le champ des contraintes, en mode I, s'exprime par :

$$\sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\left[1-\sin\frac{\theta}{2}\sin\frac{3\theta}{2}\right] - \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\frac{\rho}{2r}\cos\frac{3\theta}{2} \tag{1.19}$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\frac{\theta}{2}\left[1+\sin\frac{\theta}{2}\sin\frac{3\theta}{2}\right] + \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \cos\frac{3\theta}{2} \quad (1.20)$$

$$\sigma_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos\frac{\theta}{2}\sin\frac{\theta}{2}\cos\frac{3\theta}{2} - \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \frac{\rho}{2r} \sin\frac{3\theta}{2} \quad (1.21)$$

Dans le cas d'une fissure émoussée, le champ des contraintes se trouve modifier par l'influence du rayon en fond d'entaille. La distribution des contraintes ainsi obtenue est représentée dans la figure (1.8).

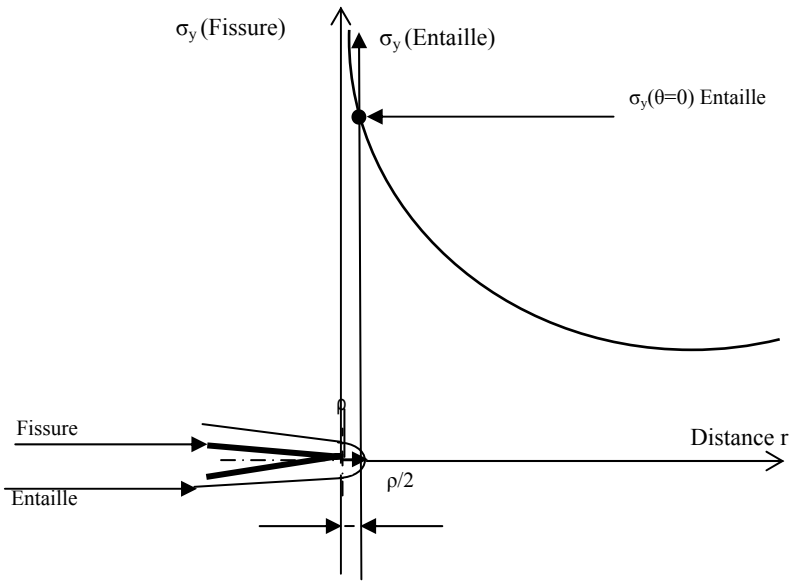


Figure 1.8 : Schéma de la distribution des contraintes de Creager [19]

Lorsque le rayon d'entaille tend vers zéro, le Facteur d'Intensité de Contraintes critique, dans ce cas particulier, est défini par l'expression:

$$K_I^* = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \lim_{\rho \to 0} \sigma_{yy}^{max} (r = \frac{\rho}{2}; \theta = 0) \rho^{1/2} \quad (1.22)$$

1.2.1.4. Approche volumétrique

L'approche volumétrique est une méthode semi-locale qui permet d'étudier les problèmes de rupture élastoplastique en s'appuyant sur la méthode des éléments finis [20, 21]. Cette méthode est spécifique au Laboratoire de Fiabilité Mécanique. Elle est basée sur l'hypothèse que le processus d'élaboration du phénomène de rupture nécessite un volume

physique caractérisé par une distance effective x_{eff}. A l'intérieur de ce volume règne une contrainte effective, qui est une contrainte moyenne pondérée donnée par la distribution des contraintes à l'intérieur précisément de cette zone d'élaboration de rupture.

Cette hypothèse a été utilisée au départ par Kuguel [22]. Cet auteur suggère de prendre en compte non seulement la contrainte maximale superficielle (point chaud), mais également le volume du métal sous-jacent soumis à une contrainte au moins égale à 95% de la contrainte superficielle. Le plus souvent, le corollaire de cette proposition a été utilisé par différents auteurs : contrainte de profondeur caractéristique Neuber [23], contrainte à une certaine profondeur caractéristique Buch [24], gradient de contrainte Brand [25].

Ritchie et al. [26], supposent que, dans le cas d'une fissure, le volume d'élaboration de rupture est cylindrique, et son diamètre « distance caractéristique » est de l'ordre de la taille du grain.

Bermins [27] suppose que la charge critique de rupture est proportionnelle au volume d'élaboration. Ce volume est précisément la zone plastique.

Bareson et al. [28] et Clark [29] ont utilisé cette approche, dans le cas d'une entaille, en considérant que la distance caractéristique est de l'ordre de grandeur du rayon d'entaille.

Des travaux récents [30, 31, 32] ont montré que cette distance n'est pas liée à la géométrie de l'entaille, mais plutôt à la distribution des contraintes. Cette distance est en relation avec une zone de pseudo-singularité de contrainte apparaissant à la distance x_{eff} du fond d'entaille. Par ailleurs, cette distance effective est précisément la distance d'élaboration du processus de rupture. Ces auteurs concluent alors, qu'il est nécessaire de tenir compte de tous les facteurs influençant la rupture des structures entaillées, notamment le gradient relatif de contraintes, la contrainte effective et la distance effective qui introduisent le rôle de la zone d'endommagement et la relaxation de contrainte au fond d'entaille.

Les études [33] montrent que l'amplitude de la contrainte effective est inférieure à l'amplitude de la contrainte maximale. En plus, le calcul de cette amplitude de contrainte doit prendre en compte les effets de la relaxation plastique.

Il faut noter que les méthodes traditionnelles (point chaud), calculant l'amplitude de la contrainte effective à partir d'un point, ne sont pas capables d'expliquer ni le mode de

chargement, ni l'effet d'échelle [34]. Ceci explique la nécessité de calculer cette amplitude de contrainte à partir d'un volume appelé « volume d'élaboration de rupture ».
Cette amplitude de la contrainte effective doit prendre en compte l'état du gradient de contrainte dans le volume d'élaboration de rupture. L'importance de ce gradient et son rôle sur le point d'amorçage de la rupture ont été signalés par divers auteurs [35].

1.2.1.4.1. Critères de rupture basés sur le Facteur d'Intensité de Contraintes de fissure en mode I

Dans la littérature, on trouve plusieurs formalismes du Facteur d'Intensité de Contraintes d'entaille en mode I. Les travaux récents, effectués par Pluvinage et coll. [36], montrent que l'approche volumétrique, basée sur la contrainte effective σ_{eff} et la distance effective x_{eff}, est l'approche la plus prometteuse.

Dans ce qui suit, nous montrons comment ces auteurs définissent le Facteur d'Intensité de Contraintes d'entaille en mode I par cette méthode.

Les travaux de Pluvinage et coll. [37, 38], basés au départ sur des contraintes élastiques, se trouvent étendus au cas d'un comportement élasto-plastique. En effet, Kadi [39] exprime les distributions de contraintes normales « élastoplastique » en mode I, en fonction du Facteur d'Intensité de Contraintes d'entaille.

Sur la figure 1.9, nous présentons la distribution des contraintes à partir d'un diagramme obtenu par calcul aux éléments finis.

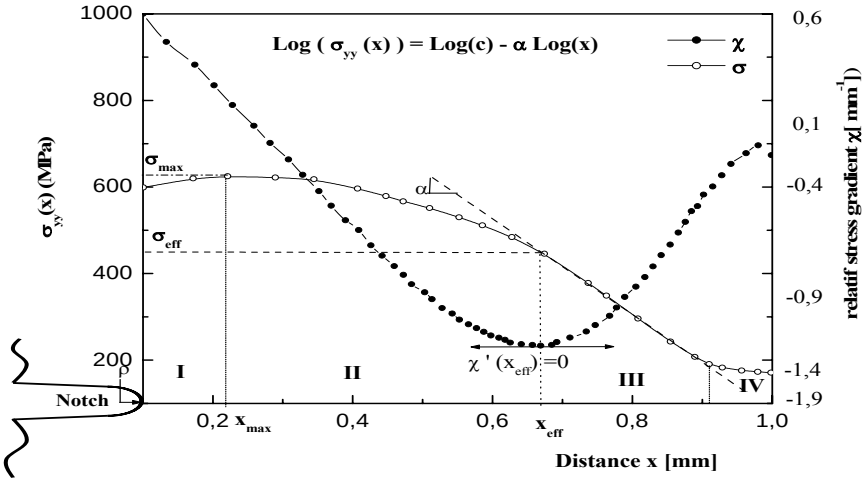


Figure 1.9: Diagramme bi-logarithmique de la distribution de la contrainte σ_{yy} et du gradient de contraintes élastoplastique, obtenu par éléments finis [38]

La contrainte élastoplastique (contrainte d'ouverture en rupture) et le gradient des contraintes sont présentés dans ce diagramme. Quatre zones particulières sont distinguées :

Zone I : Très proche du point d'amorçage, où la contrainte élastoplastique en fond de fissure augmente jusqu'à atteindre la contrainte maximale. On remarque que la contrainte n'est pas maximale en fond d'entaille, mais décalée d'une certaine distance.

Zone II : La contrainte élastoplastique diminue jusqu'à la distance effective x_{eff}.

Zone III : L'évolution de la contrainte élastoplastique a un comportement linéaire dans le diagramme logarithmique. Ce comportement s'exprime par une loi puissance :

$$\sigma_{ij}(\theta) = \frac{K_\rho}{(2\pi r)^\alpha} f(\theta) \tag{1.23}$$

Où K_ρ : Facteur d'Intensité de Contraintes,
r : Distance du point d'amorçage,
$\alpha = 1/2$ (Cas d'une fissure),
θ : Angle polaire.

Zone IV : Cette zone est loin du fond d'entaille et ne joue aucun rôle dans le processus de la rupture.

La contrainte d'ouverture et la distance effective sont toutes les deux déterminées par un calcul par éléments finis. La distance effective est déterminée de la manière suivante :

1.2.1.4.2. Méthode du gradient et distance effective

Dans le cas de la rupture, on ne prend en compte que le gradient suivant la distance x afin d'exprimer l'influence des points de contraintes sur le point d'amorçage. On écrit :

$$grad\ \sigma = \frac{d\sigma}{dx} \tag{1.24}$$

La distance effective correspond au diamètre du volume d'élaboration de rupture supposé cylindrique. Pour déterminer cette distance Kadi [38] et Qylafku [39] ont utilisé le gradient de contraintes relatives, défini comme le rapport du gradient de contraintes et la contrainte σ (x) :

$$\chi = \frac{1}{\sigma(x)} \frac{d\sigma(x)}{dx} \tag{1.25}$$

χ : Gradient relatif de contrainte (mm^{-1}),

x : Distance (mm)

$$\frac{d\chi}{dx} = \frac{\sigma''}{\sigma} - \left(\frac{\sigma'}{\sigma}\right)^2 = \frac{\sigma''}{\sigma} - \chi^2 \qquad (1.26)$$

La fonction $\sigma = \sigma(x)$ a un point d'inflexion pour $x = x_{eff}$

et :

$$x \leq x_{eff} \quad \Rightarrow \quad \frac{d\chi}{dx} \leq 0$$

$$x \geq x_{eff} \quad \Rightarrow \quad \frac{d\chi}{dx} \geq 0$$

- La fonction du gradient de contraintes représente un minimum, qui correspond à la distance effective x_{eff}.
- La distance effective, plus grande que le diamètre de la zone plastique, est inférieure à la limite élastique.
- La distance effective est la limite inférieure de la zone II, zone de « pseudo-singularité ».

1.2.1.4.3. Contrainte effective.

La contrainte effective (σ_{eff}) correspond à la moyenne pondérée des contraintes dans le volume d'élaboration de la rupture.

Plusieurs méthodes sont proposées pour calculer cette contrainte :

1. choisir directement sa valeur sur la distribution de la contrainte.
2. choisir sa valeur moyenne sur une distance x_{eff}.

$$\sigma_{eff} = \frac{1}{x_{eff}} \int_0^{x_{eff}} \sigma_{ij}(1 - x\chi)dx \qquad (1.27)$$

A la rupture, le Facteur d'Intensité de Contrainte maximum est déterminé par :

$$K = \sigma_{eff} \sqrt{2\pi x_{eff}} \qquad (1.28)$$

1.3. Application de la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis a pour objective :

1. d'élaborer un calcul numérique pour les problèmes de fissuration et d'entaille.

2. de déterminer le champ de contraintes dans la structure contenant les défauts pour calculer K_I.

Le comportement asymptotique de la solution en élasticité linéaire est connu en ce qui concerne les problèmes bidimensionnels en contraintes planes et déformations planes. Les équations (3.1) correspondent au problème plan en mode I et pour $\theta = 0$.
On rappelle que les contraintes montrent une singularité de $1/r^{1/2}$, et tendent vers l'infini à la pointe de la fissure quand r tend vers 0.

Le Facteur d'Intensité de Contraintes K_I, qui relie le comportement au voisinage de la fissure à la géométrie globale et aux conditions aux limites du problème considéré dans l'analyse, n'est pas déterminé par l'analyse asymptotique. Il est donc important d'élaborer un modèle numérique capable de déterminer K_I, pour différentes géométries et conditions aux limites.

1.3.1. Effets d'entaille

D'une manière générale, les entailles peuvent être de deux types : métallurgique ou de service. En pratique, l'emploi du mot entaille est restreint aux discontinuités résultantes de la géométrie de la pièce. Une description d'une entaille, d'angle d'entaille ψ et de rayon en fond d'entaille ρ, est donnée par la figure 1.10. L'examen des valeurs de ces deux paramètres permet de distinguer :

- Fissure $\rho = 0$ et $\psi = 0$
- entaille en V $\rho = 0$ et $\psi \neq 0$
- entaille en U $\rho \neq 0$ et $\psi = 0$
- entaille simple $\rho \neq 0$ et $\psi \neq 0$

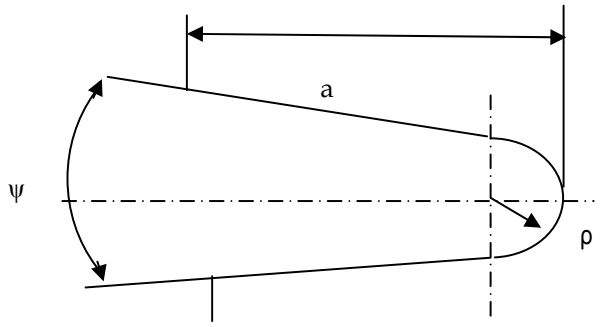


Figure 1.10 : Différents paramètres géométriques définissant une entaille simple [41].

1.3.2. Analyse de la concentration des contraintes sur des éprouvettes entaillées

L'expérience montre que l'amorçage d'une fissure se produit soit au voisinage d'une entaille ou d'un défaut (discontinuité géométrique), soit au voisinage d'une zone dans laquelle des contraintes résiduelles existent (exemple les contraintes résiduelles de traction en surface dues au soudage). Ces concentrations des contraintes affectent localement la résistance de la structure considérée.

1.3.2.1. Domaine élastique

Dans le domaine élastique, en statique, Peterson [42] définit le facteur de concentration des contraintes k_t de deux manières :

- **La première** est le rapport de la contrainte maximale $\boldsymbol{\sigma_{max}}$ en fond d'entaille et la contrainte nominale $\boldsymbol{\sigma_{nom}}$ dans la section entaillée :

Pour la contrainte normale (traction et flexion) : $$k_t = \frac{\sigma max}{\sigma nom} \qquad (1.29)$$

Cas de cisaillement (torsion) : $$k_\tau = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{nom}} \qquad (1.30)$$

$\boldsymbol{\sigma_{max}}$ et $\boldsymbol{\tau_{max}}$ sont des contraintes maximales, en fond d'entaille, calculées numériquement par les méthodes aux éléments finis ou déterminées expérimentalement par photoélasticimétrie.

$\boldsymbol{\sigma_{nom}}$ et $\boldsymbol{\tau_{nom}}$ sont des contraintes nominales, en fond d'entaille, calculées par les équations analytiques de résistance des matériaux.

- **La deuxième** est le rapport de la contrainte maximale $\boldsymbol{\sigma_{max}}$ en fond d'entaille sur la contrainte globale $\boldsymbol{\sigma_g}$

Pour (traction et flexion) : $$k_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_g} \qquad (1.31)$$

Pour (torsion) : $$k_\tau = \frac{\tau_{\max}}{\tau_g} \qquad (1.32)$$

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

La figure 1.11 illustre les répartitions des contraintes dans une plaque comportant une entaille.

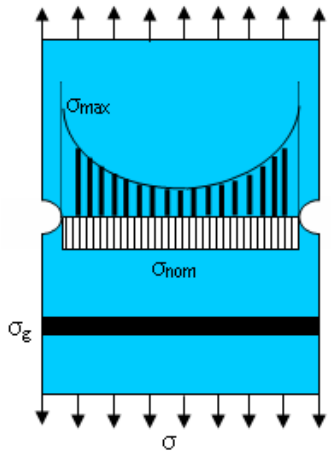


Figure 1.11 : Définition du facteur théorique de concentration de contrainte.

Peterson [42] détermine, pour une entaille semi-elliptique (Profondeur/Rayon d'entaille (t/r)=8), la valeur de k_t. La norme anglaise peut être extrapolée de la norme U.S.A, en utilisant le diagramme de la figure 1.12.

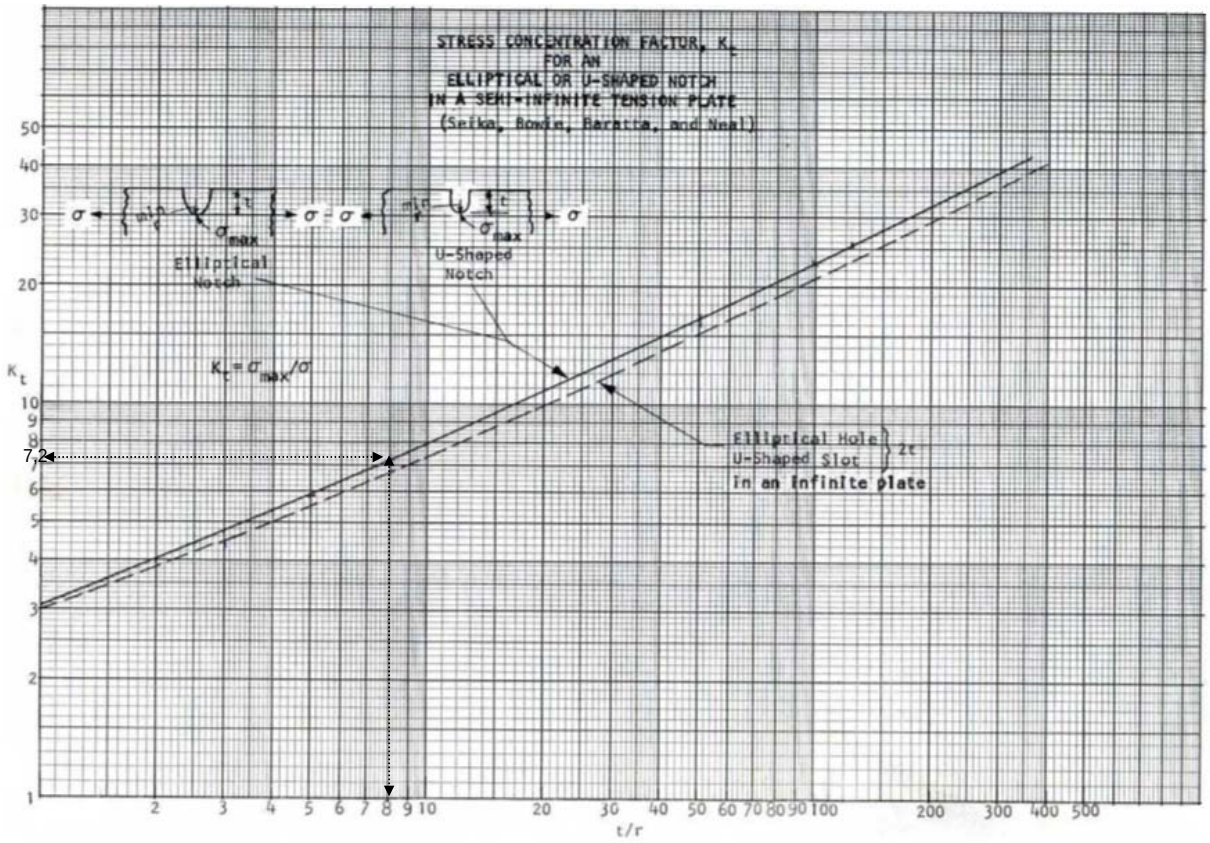


Figure 1.12 : Facteur de concentration de contrainte k_t pour l'entaille elliptique et l'entaille en U [42]

1.3.2.2 Domaine élastoplastique

Dans la littérature, on trouve plusieurs travaux publiés et qui expriment le facteur de concentration des contraintes dans le domaine élastoplastique [43]. Ce facteur de concentration de contraintes k_t est défini de deux façons :

- **La première** est le rapport de la contrainte locale et la contrainte nominale en fond d'entaille :

Cas de traction et flexion : $$k_\sigma = \frac{\sigma_l}{\sigma_{nom}} \quad (1.33)$$

Cas de torsion : $$k_\tau = \frac{\tau_l}{\tau_{nom}} \quad (1.34)$$

$\boldsymbol{\sigma_l}$ et $\boldsymbol{\tau_l}$ sont les contraintes locales, généralement plastiques, trouvés à partir de la distribution de la contrainte élastoplastique,

$\boldsymbol{\sigma_{nom}}$ et $\boldsymbol{\tau_{nom}}$ sont des contraintes nominales, en fond d'entaille, calculées par les équations analytiques de résistance des matériaux.

- **La deuxième** est le rapport de la contrainte locale en fond d'entaille et la contrainte globale (contrainte loin de la zone perturbée)

Cas de traction et flexion : $$k_\sigma = \frac{\sigma_l}{\sigma_g} \quad (1.35)$$

Cas de torsion : $$k_\tau = \frac{\tau_l}{\tau_g} \quad (1.36)$$

$\boldsymbol{\sigma_g}$ et $\boldsymbol{\tau_g}$ sont des contraintes globales calculées à l'aide des formules de résistance des matériaux

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

1.3.3. Distribution des contraintes élastiques en fond d'entaille

Différentes écritures ont été proposées pour décrire la répartition des contraintes élastiques en fond d'entaille, faisant intervenir des paramètres suivants :

σ_{yy} : contrainte en fond d'entaille,

k_t : Facteur de Concentration de contraintes,

σ_{nom} : contrainte nominale,

x : distance caractéristique à partir du font d'entaille, et ρ : rayon d'entaille.

Le tableau 1.2 regroupe différentes équations décrivant la répartition des contraintes normales au plan d'entaille σ_{yy}.

Tableau 1.2 : Répartition des contraintes élastiques en fond d'entaille

Auteurs	Distribution des contraintes élastique	
Timoshenko [44]	$\sigma_{yy} = \sigma_{nom}\left[1 + \frac{1}{2}\left(1 + \frac{x}{2\rho}\right)^{-2} + \frac{3}{2}\left(1 + \frac{x}{3\rho}\right)^{-4}\right]$	(1.37)
Neuber [43]	$\sigma_{yy} = \sigma_{max}\sqrt{\frac{\rho}{\rho + 4x}}$	(1.38)
Chen-Pan [45]	$\sigma_{yy} = \sigma_{max}\sqrt{\frac{\rho}{\rho + 8x}}$	(1.39)
Usami [46]	$\sigma_{yy} = \frac{1}{3}k_t\sigma_{nom}\left[1 + 0.5\left(1 + \frac{x}{2}\right)^{-2} + 1.5\left(1 + \frac{x}{2}\right)^{-4}\right]$	(1.40)
Glinka-Newport [47]	$\sigma_{yy} = \frac{1}{2}k_t\sigma_{nom}\left[\frac{1}{3} + \frac{\sqrt{2}}{2}\left(\frac{x}{\rho} + \frac{1}{2}\right)^{-1/2} + \frac{\sqrt{2}}{4}\left(\frac{x}{\rho} + \frac{1}{2}\right)^{-3/2} + \frac{1}{6}\left(\frac{x}{\rho} + 1\right)^{-2} + \frac{1}{2}\left(\frac{x}{\rho} + 1\right)^{-4}\right]$	(1.41)

1.3.4. Distribution des contraintes élastoplastiques en fond d'entaille

Différents travaux, en élastoplasticité, ont permis de définir les contraintes au fond d'entaille, tableau 1.3.

Tableau 1.3 : Répartition des contraintes élastoplastiques en fond d'entaille

Auteurs	Distribution de contraintes élastoplastiques
Hill [48]	$\sigma_1 = 2k\left[1+\ln\left(1+\frac{x}{\rho}\right)\right]$, (1.42) où $k=\sigma_1-\sigma_3$ est la limite d'élasticité en cisaillement, σ_1 et σ_3 sont les contraintes principales.
Tetelman-McEvily [49]	$\sigma_1 = (\frac{2}{3})^{1/2} R_C\left[1+\ln\left(1+\frac{x}{\rho}\right)\right]$ (1.43) où R_C est la contrainte d'écoulement obéissant à la loi de comportement de type Ramberg-Osgood.
Xu [50]	$\frac{\sigma_1}{\sigma_0} = Q_r \exp(-Aa_1 nx/\rho)[1+\ln(1+x/\rho]$ (1.44) où σ_0 est la contrainte de référence élastique, n le coefficient d'écrouissage monotone, a_1 une constante de déformation, A=0.85 (valeur expérimentale), $Qr=(\frac{2}{3})^{1/2}(\frac{\varepsilon_{pr}}{a_2\varepsilon_0}\varepsilon)^n$, 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[51]	$\sigma_{yy} = R_e\left[1+\ln\left(1+\frac{x}{\rho}\right)\right]$ (1.45) où R_e est la limite d'élasticité (critère de tresca) $0<x<r_\beta$ est la position du point de contrainte maximale. $\sigma_I(x) = R_e[1+\ln(1+\frac{x}{\rho})]$ 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 $\sigma_{II}(x) = \sigma_{nom} k_t \sqrt{\frac{\rho}{\rho+4x}}$ pour $r_y<x<L$ avec $L = \frac{\rho}{4}(k_t^2 - 1)$.

1.3.5. Critère de la contrainte maximale

Ce critère postule que la propagation d'un défaut s'effectue dans une des deux directions principales du tenseur de contraintes en front de fissure, celle où la traction est maximale.

Selon l'approche de Williams[59], les composantes du tenseur de contraintes, déterminées en élasticité linéaire en mode I au voisinage du front de fissure, conformément à la figure 1.13, sont données par les relations suivantes :

$$\sigma_{rr} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\left(\frac{5}{4}\cos\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4}\cos\frac{3\theta}{2}\right) \quad (1.46)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\left(\frac{3}{4}\cos\frac{\theta}{2} + \frac{1}{4}\cos\frac{3\theta}{2}\right) \quad (1.47)$$

$$\tau_{r\theta} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\left(\frac{1}{4}\sin\frac{\theta}{2} + \frac{1}{4}\sin\frac{3\theta}{2}\right) \quad (1.48)$$

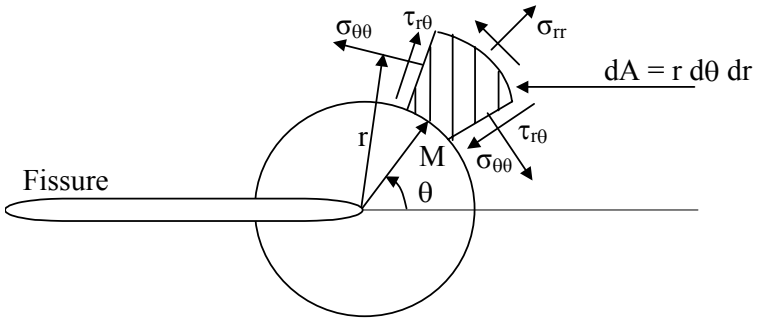


Figure 1.13 : Contraintes appliquées au voisinage de la fissure.

Le tableau 1.4 résume les différentes formulations du calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes K_I dans une coque cylindrique :

Tableau 1.4 : Différents formalismes du Facteur d'Intensité de Contraintes K_I dans une coque cylindrique

Auteurs	Domaine d'étude			Facteur de forme	Méthode numérique
	a/c	a/t	t/R		
Kobayashi [52]	0,2; 0,98	0,8	0,1; 0,25; 0,5	$i = K_I / \left[\sigma\sqrt{\pi a/Q} \left(\cos^2\phi + \frac{a^2}{c^2}\sin^2\phi \right)^{1/4} \right]$ (1.49)	Eléments finis
Atluri [53]	0,1; 0,2; 0,5	0,5; 0,8	0,25; 0,5; 1	$i = K_I / \left[\sigma\sqrt{\pi a/Q} \left(\sin^2\phi + \frac{a^2}{c^2}\cos^2\phi \right)^{1/4} \right]$ (1.50)	Eléments finis
Héliot [54]	1/3	0,25; 0,5; 0,8	0,1	Idem Kobayashi	Eléments frontières
McGrwan [55]	1/3	0,25; 0,5; 0,8	0,1	Idem Kobayashi	Eléments finis
Raju [56]	0,2 à 1	0,2 ; 0,5 ; 0,8	0,1 à 0,25 pas 0,1	$i = K_I / \left[PR / t\sqrt{\pi a / Q} \right]$ (1.51)	Eléments finis
Chen [57]	0,25 ; 0,5 ; 1	0 à 0,8 pas 0,2	0,1 à 0,5 pas 0,1	$i = K_I / \left[P \sqrt{\pi a / Q} \right]$ (1.52)	Méthode des forces
Wang [58]	0,05 ; 0,1	0,2 ; 0,5 ; 0,8	0,1	$i = K_I / \left[\sigma\sqrt{\pi a / Q} \right]$ (1.53)	Eléments finis

1.4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons rappelé les principaux travaux relatifs à la détermination du champ de contraintes au voisinage d'une entaille et le facteur de concentration de contraintes dans le cas élastique et élastoplastique. Nous avons présenté les différentes approches pour la détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes.
L'analyse du champ de contraintes, au voisinage du fond d'entaille, a été largement abordée pour le mode I.

Nous constatons que, pour un défaut elliptique, le tenseur de contraintes s'exprime en fonction du Facteur d'Intensité de Contraintes. La majorité des modèles, permettant de déterminer la distribution des contraintes au voisinage du fond d'entaille, sont basées sur les travaux de Williams.

Le Facteur d'Intensité de Contraintes est étudié pour une structure type tuyau, et pour différentes dimensions de défauts.

Dans le cas d'une fissure, l'ordre de singularité est $\alpha = 0,5$, valeur établie pour la première fois par Irwin, pour une plaque infinie soumise au mode I.

Le concept du Facteur d'Intensité de Contraintes d'entaille permet d'analyser les caractéristiques associées à une structure entaillée. La distribution des contraintes au voisinage d'une entaille peut être approximativement formulée par des caractéristiques telles que la distance effective, l'exposant de singularité, l'acuité d'entaille et le Facteur d'Intensité de Contraintes.

Nous avons présenté les travaux récents basés sur le Facteur d'Intensité de Contrainte d'entaille en mode I. Pluvinage et all. [37, 38] montrent une zone proche du fond de fissure où règne une «pseudo singularité» de contraintes caractérisées par le Facteur d'Intensité de Contraintes d'entaille. Cette nouvelle méthode analyse les distributions réelles de contraintes au fond d'entaille. Elle est basée au départ sur le comportement élastique [37, 38], et a été étendue au cas élastoplastique par Kadi [39] et Q.Genti [34]. Ces auteurs montrent que l'approche volumétrique est la plus appropriée pour décrire l'amorçage et la propagation.

1.5. Contrainte élastique T, biaxialité et fissuration en mode I

1.5.1. Définition

Généralement, Le comportement à la rupture est caractérisé par un seul paramètre tel le Facteur d'Intensité de Contraintes (FIC). Traditionnellement, ce facteur est utilisé pour déterminer l'amorçage et la propagation des fissures dans les matériaux fragiles. Cependant, un deuxième paramètre de rupture, appelé contrainte T, est utilisé dans le but de connaître l'effet de la structure et du chargement à la pointe de la fissure, bien que sa signification physique reste à éclaircir.

Williams [59] a montré que les champs de contraintes à l'extrémité d'une fissure, dans un matériau isotrope et élastique, peuvent être exprimés à l'aide de séries infinies en puissance de *r* dont le 1er terme prépondérant correspond à la singularité en $1/\sqrt{r}$, le 2nd terme est constant, le 3e terme est proportionnel à $\sqrt{r}$. La théorie classique de la mécanique de la rupture néglige habituellement tous les termes à l'exception du terme singulier. Cependant si les termes au delà du second terme, en $r^{1/2}$, $r^{3/2}$… s'annulent à l'extrémité de la fissure, le second terme constant garde sa valeur. Ce terme peut avoir une influence importante sur la forme de la zone plastifiée et sur les contraintes à l'intérieur de cette zone. Pour une fissure, dans un matériau élastique et isotrope, sollicitée en mode d'ouverture sous déformations planes, les deux premiers termes intervenant dans l'expression (1.49) sont :

$$\sigma_{ij} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta) + T\delta_{1i}\ \delta_{1j} \qquad (1.49)$$

Avec f_{ij} : Fonction de l'angle θ, K_I : Facteurs d'Intensité de Contraintes,

δ_{1i} , δ_{1j} : Symbole de Kronecker.

T est une contrainte uniforme correspondant aux contraintes de traction - compression transverses.

Williams [59], a définit la contrainte T comme étant une contrainte constante active, parallèlement à la propagation de la fissure, figure 1.14.

Le développement de (1.49), dans le plan (x, y), devient :

$$\sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} cos\frac{1}{2}\theta\left[1 - sin\frac{1}{2}\theta sin\frac{3}{2}\theta\right] + T + 0\left(r^{\frac{1}{2}}\right) \quad (1.50)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} cos\frac{1}{2}\theta\left[1 + sin\frac{1}{2}\theta sin\frac{3}{2}\theta\right] + 0\left(r^{\frac{1}{2}}\right) \quad (1.51)$$

$$\sigma_{xy} = \sigma_{yx} = \tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} cos\frac{1}{2}\theta sin\frac{1}{2}\theta cos\frac{3}{2}\theta + 0\left(r^{\frac{1}{2}}\right) \quad (1.52)$$

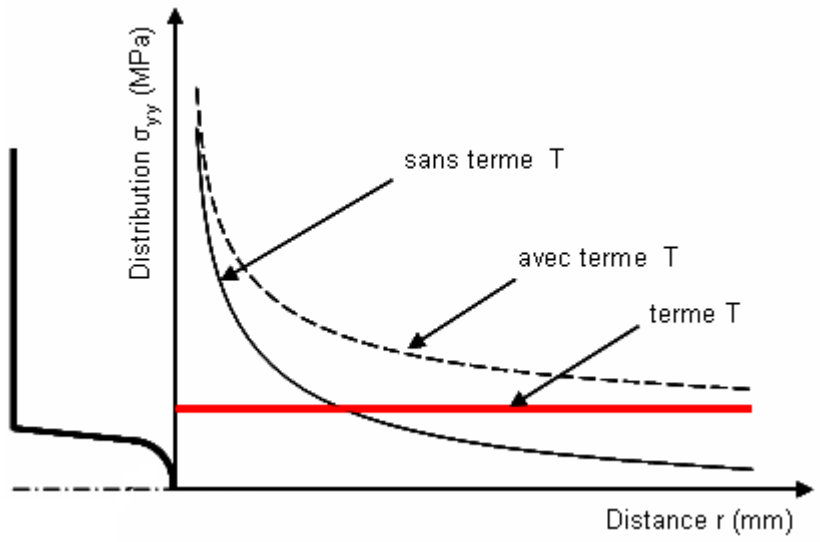


Figure 1.14 : Champ de Contraintes contenant le terme T au voisinage de l'extrémité d'une fissure [59]

Dans le cas particulier de la fissure de Griffith [60], T est défini par $T = \lim_{r \to 0}(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})$. Pour évaluer l'influence de cette contrainte T, on construit un modèle simple circulaire obtenu par découpage d'un disque entourant l'extrémité de la fissure. Les conditions limites sur les bords de ce disque sont indiquées sur la figure 1.15. On l'appellera par la suite le modèle circulaire.

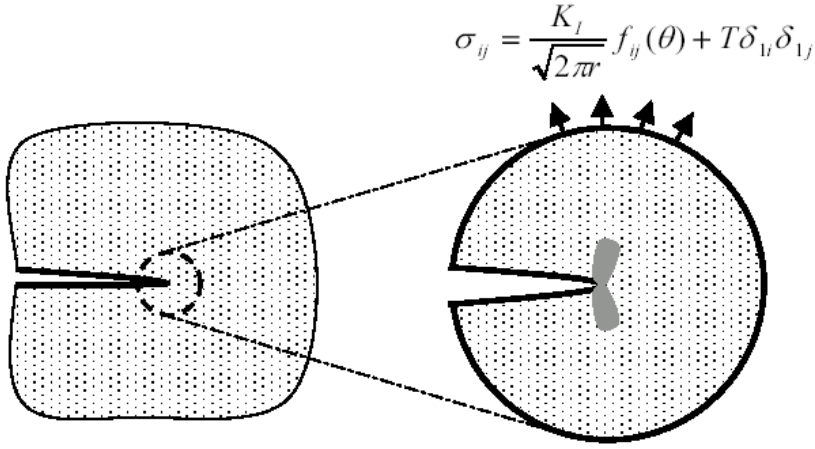


Figure 1.15 : Conditions limites pour le modèle circulaire

Le champ des contraintes, issu de la relation précédente, est appliqué sur la frontière du disque découpé autour de l'extrémité d'une fissure. Une zone plastifiée se développe en pointe de fissure, mais demeure largement confinée dans le disque pour s'assurer de la validité des conditions aux limites imposées et de la solution élastique. Le modèle circulaire permet, en régime de plasticité confinée, la simulation des conditions existantes au voisinage de l'extrémité d'une fissure et indépendamment de la géométrie de la structure fissurée.

La figure 1.16 est une illustration des résultats obtenus par la MEF dans un modèle circulaire. Ces résultats, exprimés pour différentes valeurs de T/σ_e (σe : limite d'élasticité), montrent l'influence de la contrainte T en profondeur dans la zone plastifiée. Le cas T = 0 correspond à la limite du régime de plasticité confinée, lorsque le terme de singularité décrit tout seul les champs près de l'extrémité. Les valeurs négatives de T (contraintes de compression) influent de façon beaucoup plus significative la distribution des contraintes que les valeurs positives de T.

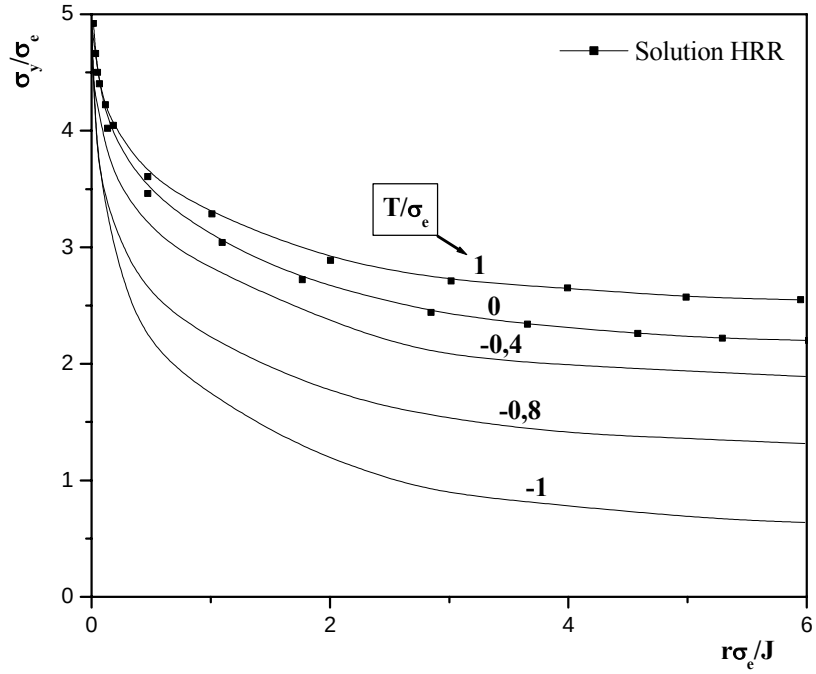


Figure 1.16 : Répartition des contraintes pour le modèle circulaire en aval de l'extrémité de la fissure (θ = 0)

Il faut noter que la solution de Hutchinson, Rice et Rosengren (HRR) [61, 62], n'est pas confondue avec T= 0. Le champ des contraintes, en profondeur à l'intérieur de la zone plastifiée, peut être représenté par une série en puissance de *r* dont le 1er terme correspond à la solution HRR. La figure 1.16 montre que l'influence des autres termes n'est pas négligeable lorsque T= 0.

Les travaux de [61, 62] montrent que la contrainte T, où elle représente la contrainte élastique linéaire non singulière activant parallèlement la fissure, caractérise le champ local de la contrainte à la pointe de la fissure pour un matériaux élastique linéaire et pour un matériau élastoplastique, avec une restriction des conditions de petites échelles (Small Scale-Yielding, SSY).

1.5.2. Approche locales sur l'évolution de la contrainte T

Différentes études [63, 64] montrent que la contrainte T a une influence sur la direction de l'avancement de la fissure, la stabilité de la propagation, la distribution des contraintes à la

pointe de la fissure et la ténacité à la rupture [61, 65] et [66, 67]. En plus, le chemin de la direction de la fissure a reçu une attention particulière pour les matériaux homogènes.

- **Approche de Cotterell**

Deux études ont été présentées par Cotterell [65, 66], pour une éprouvette en traction (CT). Dans la première étude, Cotterell [65,66] démontre analytiquement que le signe de la contrainte T détermine la stabilité du chemin de la fissure. Pour les valeurs positives de T, la fissure dérive de son chemin original, tandis que si les valeurs sont négatives, la fissure continue le long de la direction de la fissure principale. Dans la seconde étude, Cotterell [65, 66] observe que le premier critère ne prédit pas correctement la stabilité du chemin de la fissure. Pour T- positive, des expériences donnent une stabilisation [65, 66].

- **Approche de Cotterell et Rice**

Cotterell et Rice [68] ont trouvé que la courbe où le chemin principal de la fissure diverge du chemin original de la fissure lorsque la contrainte du cisaillement T est positive (T le trajet de fissuration est instable). L'angle d'amorçage de la fissure augmente avec l'augmentation du rapport (K_I /T). Pour T négative, le chemin de la fissure tend vers le chemin de la direction principale (T stabilise le trajet de fissuration).

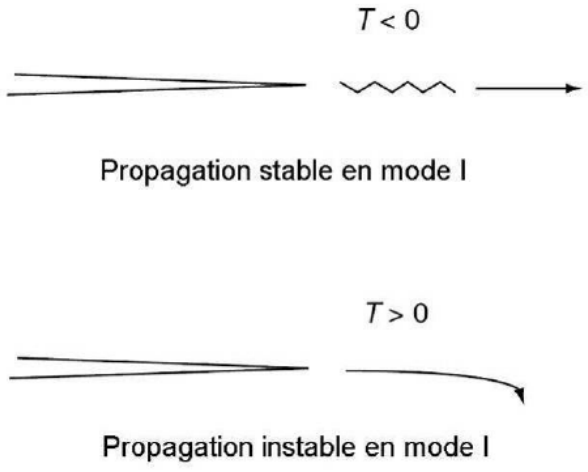


Figure 1.17 : Branchement de la fissure pour différentes situations de la contrainte T

- **Approche Selvarathinam et Goree**

Une extension du modèle de Cotterell et Rice a été développé par Selvarathinam et Goree [69], pour de petits branchements de fissures à différentes orientations. Ils ont défini une valeur de la contrainte critique de T, T_{crit}, représentant un paramètre intrinsèque du matériau obtenu par des essais de rupture. Si $T < T_{crit}$, le chemin de la propagation de la fissure est stable. Si elle est supérieure à T_{crit} , le chemin est instable

1.5.3. Calcul de la biaxialité

On définit un rapport de biaxialité du fait de la présence de la contrainte *T*. Dans une structure fissurée soumise à un chargement en mode I, ce rapport noté β est défini par :

$$\beta = \frac{T\sqrt{\pi.a}}{K_I} \tag{1.53}$$

La biaxialité apparaît comme une indication qualitative des contraintes pour différentes configurations de chargement. La contrainte T peut aussi être utilisée comme second paramètre caractéristique des champs à l'extrémité d'une fissure.

Dans une éprouvette infinie comportant une fissure traversante de longueur 2*a* et soumise à un chargement en mode I sous l'effet d'une contrainte σ_0, le paramètre β est égale à -1. Autrement dit la contrainte de traction σ, selon l'axe (y), conduit à des contraintes de compression transversales $T = -\sigma^{\infty}$ dans la direction (x), ce qui se traduit par une relaxation significative des contraintes si l'on se réfère à la figure 1.16.

Dans les éprouvettes d'essais en laboratoire (CCT, SENT, SENB), les solutions du F.I.C K_I peuvent se mettre sous forme polynomiale. La contrainte *T* est donnée par :

$$T = \beta.\frac{F}{t\sqrt{\pi.a.l}}.f(a/l) \tag{1.54}$$

Où *f(a/l)* est un polynôme dont l'expression dépend du type d'éprouvette. *F*, *t* et l sont respectivement la charge appliquée, l'épaisseur et la largeur de l'éprouvette.

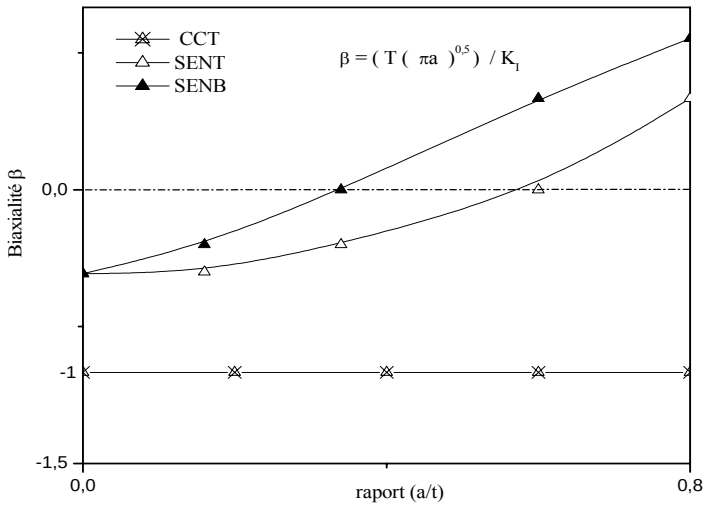


Figure 1.18 : Rapport de biaxialité pour différentes configurations d'éprouvettes

Les variations du rapport de biaxialité β, pour différents chargements d'éprouvettes d'essais standard, sont représentées sur la figure 1.18. Dans l'éprouvette CCT, où la relaxation des contraintes est la plus importante, le rapport de biaxialité dans cette éprouvette vaut –1, c'est à dire, en se référant aux résultats de la figure 1.16, la distribution des contraintes dévie fortement de la solution HHR. Le rapport de biaxialité devient positif lorsque la fissure est suffisamment profonde dans les éprouvettes SENT et SENB, où le ligament non fissuré est soumis essentiellement à la flexion. Dans ces éprouvettes, la triaxialité des contraintes demeure forte en régime de plasticité étendue. Des valeurs positives de la contrainte transverse T contribuent à maintenir cette triaxialité élevée, alors que celle-ci diminue fortement avec la déformation pour des valeurs négatives de T. Le rapport de biaxialité apparaît donc comme une indication qualitative de la triaxialité des contraintes pour différentes configurations de chargement.

La contrainte T, déterminée à partir de la relation 1.49, peut aussi être utilisée comme second paramètre caractéristique des champs de contraintes à l'extrémité d'une fissure, pour une géométrie donnée.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Toyoda M.et al.
Fracture mechanics approach for fracture performance evaluation of steel structures under seismic loading DOC IIS- IIWX-1462-00, 2000.

[2] Chapuliot S.
Formulaire de KI pour les tubes un défaut de surface semi-ellyptique longitudinal ou circonférentiel interne ou externe. Rapport CEA-R- 5900, 2000.

[3] Code Français
Construction des Appareils à Pression non soumis à l'action de la flamme, édition 2002.

[4] BS 5500
Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels. British Standard Institution, 1882.

[5] A.S.M.E
Boiler and Pressure Vessel Code, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1998.

[6] Norme ISO 6520
Classification des défauts dans les soudures par Fusion des Métaux, avec Commentaires Explicatifs, 1982.

[7] Elhakimi A.
Etude numérique et expérimentale de la nocivité des défauts dans des coques cylindriques et sphériques sous pression.
Mémoire de thése doctorat d'université de technologie de Compiègne, 30 Juin 2006.

[8] Delvallée I.
Nocivité d'un défaut semi elliptique d'orientation complexe dans une coque cylindrique fermée soumise à une pression interne.
Mémoire de thése doctorat d'université des sciences et technologies de Lille I, 20 septembre. 1999.

[9] Moulin D., Drubay B., Nedelec M.
Méthode pratique de calcul de J dans l'annexe du RCC-MR : Méthode J_s, 1995.

[10] Drubay B.
Guide pour l'analyse de la nocivité des défauts et la fuite avant rupture troisième préliminaire CEA, Décembre 1995.

[11] Neuber H.
Theory of notch stresses, J. W. Edwards co, Ann Arbor, Mich, 1956.

[12] Ainsworth R.A.
The assessment of defects in structures of strain hardening material, Engineering Fracture Mechanis, vol.19, N°4, 1984, P : 633-642.

[13] Ainsworth R.A., Zerst U., Schwalbe K.H.
Basic principles of flaw assessment methods, International Journal Vessels and piping, Vol. 77, 2000, P : 855-867.

[14] Miller A.G.
Review of limit loads of structures containing defects, Journal of Pressure Vessel and Piping, Vol. 32, 1988, P : 197-327.

[15] Safih A.
Etude de la nocivité des fissures dans un cylindre comportant une transition d'épaisseur comparaison avec un cylindre droit.
Mémoire de thése doctorat d'université des sciences et technologies de Lille, 1 Juillet 2003.

[16] Griffith A.
The phenomena of rupture and flow in solids, Philosophical Trans. Royal Soc of London, Série A, Vol. 221, 1920.

[17] Recho N.
Rupture par fissuration des structures, Editions Hermès, 1995, P : 125-126.

[18] Ostash O. P., Panasyuk V.V.
Fatigue process zone at notches, International Journal of Fatigue. Vol. 23, 2000, P : 627-636.

[19] Creager M., Paris P.C.
Elastic field equations for blunt cracks with reference to stress corrosion cracking,
International Journal of Fracture. Vol. 3, 1967, P : 247-252.

[20] Elminor H.
Fracture toughness of high strength steel (using the notch stress intensity and volumetric approach), Structural safety 25, 2003, P : 35- 45

[21] Adib H. and Pluvinage G.
Theoretical and numerical aspects of the volumetric approach for fatigue life prediction in notched components, International Journal of fatigue 25, 2003, P : 67- 76

[22] Kuguel R.
A relation between theorical stress concentration facto rand fatigue notch factor deduced form the concept of highly stress volume, Proceeding, ASTM, Vol. 61, 1961, P : 732-748.

[23] Neuber H.
Theorical determination of fatigue strengh at stress concentration, Air force materials laboratoire, report AFML-TR, 1968, P: -68-20.

[24] Buch A.
Analytical approach to size and notch size effects in fatigue of aircraft of material specimens, Material Science and Engineering, Vol.15, 1974, P : 75-85.

[25] Brand A, Sutterlin R.
Calcul des pièces à la fatigue. Méthode du gradient, Publication Cotin, Senlis-France, 1980.

[26] Ritchie R.O., Knott J. F, Rice J.R.
On the relationship between critical tensile stress and fracture toughness in mild steel, International Journal of the Mechanics Physics of Solids, Vol. 21, 1973, P : 395- 410.

[27] Bermin F.M.
Metall. Transaction, Vol.14 A, 1983, P : 2287-2296.

[28] Barson J.M., Nicol R.C.Mc.
Effect of stress concentration on fatigue crack initiation in Hy-130 steel, ASTM STP559, 1974, P: 183-204.

[29] Clarck W.G., Jr.
Evaluation of the fatigue crack initiation properties of type 403 straintess steel in air and stress environments, ASTM STP559, 1974, P : 205-224.

[30] Pluvinage G., Azari Z., Kadi N., Dlouhý I. and Kozák V.
Effect of ferritic microstructure on local damage zone distance associated with fracture near notch, Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Volume 31, Issue 2, 1999, April-May, P : 149-156.

[31] Pluvinage G.
Fatigue and fracture emanating from notch; the use of the notch stress intensity factor, Nuclear Engineering and Design, Volume 185, Issues 2-3, 15, 1998, October, P : 173-184.

[32] Boukharouba T. and Pluvinage G.
Prediction of semi-elliptical defect form, case of a pipe subjected to internal pressure, Nuclear Engineering and Design, Volume 188, Issue 2, 1999, 2 April, P : 161-171.

[33] Pluvinage G.
Rupture et fatigue amorcées à partir d'entaille-Application du facteur d'intensité de contrainte, Revue Française de Mécanique, 1997, P : 53-61.

[34] Qylafku G.
Effet d'entaille en fatigue de grand nombre de cycles effet du gradient.
Mémoire de thése doctorat d'université de Metz, 7 Mai 2000.

[35] Peterson R.E.
Notch sensitivity, Metal Fatigue, (edited by Sines G., Waisman J.L.), McGraw Hill, Neuw-York, 1959, P : 293-306.

[36] Qylafku G., Azari Z., Kadi N., Gjonaj M. and Pluvinage G.
Application of a new model proposal for fatigue life prediction on notches and key-seats, International Journal of Fatigue, Volume 21, Issue 8, 1999, September, P : 753-760.

[37] Boukharouba T., Tamine, Niu L., Chehimi C. and Pluvinage G.
The use of notch stress intensity factor as a fatigue crack initiation parameter Engineering Fracture Mechanics, Volume 52, Issue 3, 1995, October, P : 503-512.

[38] Pluvinage G.
Rupture et fatigue amorcées à partir d'entaille – Application du facteur d'intensité de contrainte, Revue Française de Mécanique, 1997, P : 53-61, N° 1997-1.

[39] Qilafku G., Kadi N., Dobranski J., Azari Z., Gjonaj M. and Pluvinage G.
Fatigue of specimens subjected to combined loading. Role of hydrostatic pressure, International Journal of Fatigue, Volume 23, Issue 8, 2001, September, P : 689-701.

[40] Qylafku G., Azari Z., Kadi N., Gjonaj M. and Pluvinage G.
Application of a new model proposal for fatigue life prediction on notches and key-seats, International Journal of Fatigue, Volume 21, Issue 8, 1999,September, P : 753-760.

[41] Nyoungue A., Azari Z., Abbadi M., Dominiak S.and Hanim S.
Glass damage by impact spallation, Materials Science and Engineering: A, Volume 407, Issues 1-2, 25, 2005, October, P : 256-264.

[42] Peterson R.E.
Stress concentration factors, USA, John Willey et Sons, 1974, P : 317.

[**43] Neuber H.**
Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary non-linear stress-strain law, Jour. OF applied Mech, 1969, Vol.28, N^0 4, P: 544-551.

[44] Timoshenko S., Goodier N.
Theory of elasticity, Second Edition, McGraw-Hill Book Compagney, New York, 1951.

[45] Chen C.C, Pan H.I.
Collection of papers on fracture of metals, Edition C.CHEN, Metallurgy Industry Press, Bejing, 1985, P : 119-219.

[46] Usami S.I.
Current research on crack, Edition Tanaka, Jono, Komai, the Society of Material Science, Kyoto, Japan, 1985, P : 199.

[47] Glinka G., Newport A.
Universal feature of elastic notch tip stress fields, Inter. Jour.OF Fract, 1985, Vol.9, P : 143.

[48] Hill R.
The mathematical theory of elasticity, oxford university press, 1959, P : 248.

[49] Tetelman A.S., McEvily A.J.
Fracture of structural materials, 1967, P : 309.

[50] Xu X.X., Cai Q.G, Su Y., Ma W.D.
Notch root strain and stress distribution in power hardening materials, International journal of fracture, 1989, N° 41, P : 275-282.

[51] Tetelman A.S., Wilshaw T.R., Jr Rau C.A.
The critical tensile stress criterion for cleavage, International Journal of fracture, 1989, Vol 41, P : 275-282.

[52] Kobayashi A.S., Polvanich N., Emery A.F., LOVE W.J.
Inner and outer cracks in internally pressurized cylinders, Journal of Pressure Vessel Technology, 1977, P : 83-89.

[53] Atluti S.N., Kathiresan K.
Outer and inner surface flaws in thick-walled pressure vessels, Trans of the 4th Int. Conf. On Structure Mechanics and Reactor Technology, San Fransisco, 1977.

[54] Heliot J., Labbens R.C., Pellissier-Tanan A.
Semi-elliptical cracks in a cylinder subjected to stress gradients, Fracture Mechanics, ASTM STP 677, 1979, P : 365-380.

[55] Mc Gowan J.J., Raymund M.
Stess intensity factor solutions for an internal longitudinal semi-elliptical surface flaw in a cylinder under arbitrary loadings, Fracture Mechanics, ASTAM ATP 677, 1979.

[56] Raju I.S., Newman J.C.
Stress intensity factors for internal and external surface cracks in cylindrical vessels, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 104, 1982, P : 293-298.

[57] Chen D.H, Nisitani H., Mori K.
Stress intensity factors for an internal semi-elliptical surface crack in cylindrical pressure vessels, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 117, 1995, P : 213-221.

[58] Wang X., Lambert S.B.
Stress intensity factors and weight functions for longitudinal semi-elliptical surface cracks in thin pipes, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 65, 1996, P : 75-87.

[59] Williams J., Ewing P.
Fracture under complex stress—the angled crack problem, International Journal of Fracture; 1972, P : 416–41.

[60] Hamam R.
Simulation de la propagation des fissures par fatigue dans les toiles des roues de train sous chargement à amplitude variable.
Mémoire de thése doctorat de l'école normale supérieure de cachan, 6 octobre 2006.

[61] Nakamura T., Parks D.
Determination of elastic T -stress along three dimensional crack fronts using an interaction integral, International Journal of Solids Struct, Vol. 29, 1991, Vol.: 1597 .611.

[62] Smith D., Ayatollahi M., Pavier M.
The role of T-stress in brittle fracture for linear elastic materials under mixed-mode loading, Fatigue Fract Eng Mater Struct; Vol.24 (2), 2001, P : 137–50.

[63] Cotterell B.
Notes on the paths and stability of cracks, International Journal of Fracture Mechanics, Vol. 2, 1966, P : 526–533.

[64] Cotterell B.
On fracture path stability in the compact tension test, International Journal of Fracture Mechanics, Vol.6, 1970, P : 189–192.

[65] Williams G., Ewing P.
Fracture under complex stress-the angled crack problem. International Journal of Fracture, Vol.8 (4), 1972, P : 416–41.

[66] Cotterell B., Rice J.
Slightly curved or kinked cracks, International Journal of Fracture, Vol. 16, 1980, P: 155–169.

[67] O'Dowd P., Shih C.
Family of crack tip fields characterized by a triaxiality parameter-I. Structure of fields, Journal of Mechanics and Physics of Solids, Vol. 39, 1991, P : 989–1015.

[68] Cotterell B., Rice J.
Slightly curved or kinked cracks, International Journal of Fracture, Vol. 16, 1980, P : 155-169.

[69] Selvarathinam A., Goree J.
T-stress based fracture model for cracks in isotropic materials, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 60, 1998, P : 543–561.

CHAPITRE 2 : ÉTUDE EXPERIMENTALE

2. Introduction

Ce travail, basé sur la mécanique de la rupture, a pour objectif de proposer des règles simples permettant de caractériser la nocivité d'un défaut existant dans une enceinte sous-pression. Cette partie expérimentale permet de déterminer le Facteur d'Intensité de Contraintes critique et la pression de plastification du matériau.

2.1. Caractérisation du matériau

Le matériau utilisé est l'acier P264GH. Nous avons réalisé des essais de traction à température ambiante. Le prélèvement des éprouvettes a été réalisé dans le sens longitudinal du tuyau. Nous avons usiné 6 éprouvettes cylindriques, de diamètre 7 mm et de section droite circulaire (s_0). Les éprouvettes ont une longueur total (L_t), une longueur initiale (L_0) et une longueur calibrée (L_c), figure 2.1.

Avec,

$L_0 = k\sqrt{s_0}$; k = 5,65 ; $L_0 + \frac{d}{2} < L_c < L_0 + 2d$ et $L_t \geq L_c + 2d$

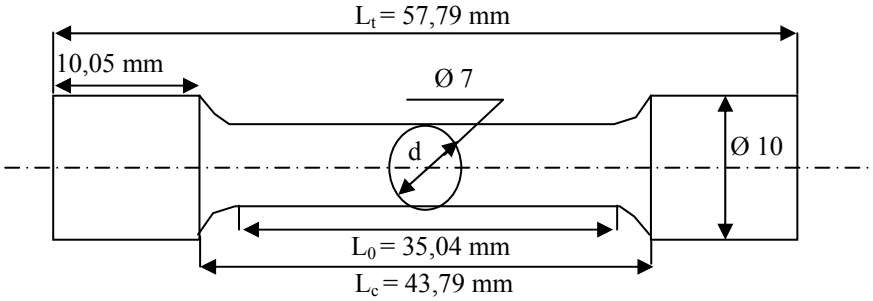


Figure 2.1 : Géométrie et dimensions des éprouvettes de traction

La figure 2.2 représente la courbe conventionnelle expérimentale de l'évolution de la contrainte en fonction de la déformation du matériau. L'allure générale de cette courbe a mis en évidence un comportement ductile.

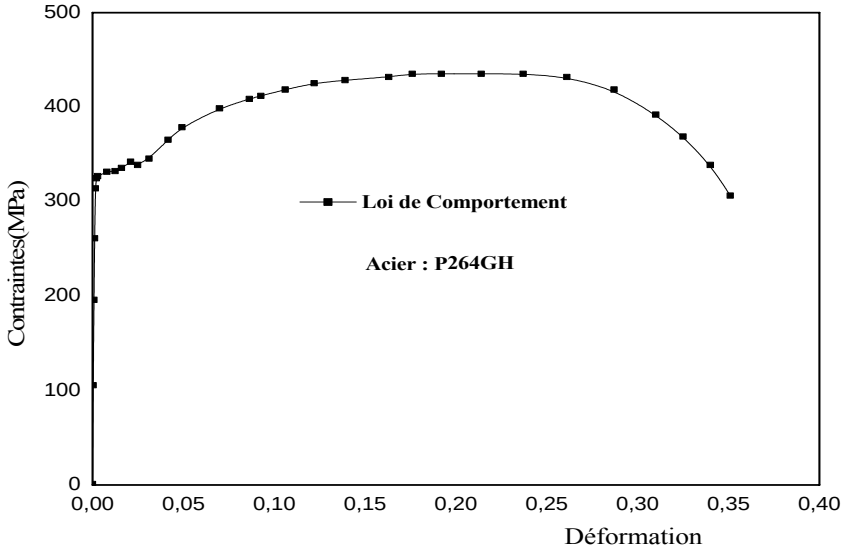


Figure 2.2 : Courbe de traction

Les valeurs principales des caractéristiques mécaniques du matériau, obtenues par les essais de traction, sont portées dans le tableau 2.1.

Tableau 2.1: Caractéristiques mécaniques à température ambiante de l'acier P264GH

Module de Young	207000 MPa
Coefficient de Poisson ν	0,3
Limite d'élasticité σ_0 à 0.2%	340 MPa
Charge à la rupture	440 MPa
Allongement A%	35%

La composition chimique du matériau a été déterminée à l'aide d'un microscope électronique à balayage MEB couplé à une microsonde. Les teneurs pondérales des éléments d'additions du matériau, (tableau 2.2), sont conformes à l'acier P264GH selon la norme EN10028.2-92, et A42 selon la norme (NF A 36-205, avril 1979).

Tableau 2.2 : Composition chimique de l'acier des maquettes (masse %)

%	C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	Mo
Matériau P264GH	0,171	0,176	0,669	0,004	0,015	0,027	0,047	0,007

%	Cu	Al	Sn	As	Pb	B*	V	Se
Matériau P264GH	0,055	0,026	0,002	0,004	0	0,002	0,002	0

%	Te	Ti	Nb	Ca*	N*	Sb	Bi
Matériau P264GH	0	0,002	0,002	0,019	0,097	0	0,001

2.2. Essai Charpy : Etude Bibliographique

Dans le but de déterminer le Facteur d'Intensité de Contraintes critique, on a réalisé des essais Charpy. Ces essais servent à caractériser la fragilité des matériaux. La grandeur mesurée dans ces essais est la résilience correspondant à une énergie absorbée par unité de surface.

La résilience KCV est définie comme étant le travail de rupture par unité de surface. Cette résilience est exprimée par la valeur critique de la ténacité J_{Ic} du paramètre énergétique J.

La détermination de la résilience se fait le plus souvent selon des corrélations empiriques spécifiques à chaque type de problème. L'emploi de ces corrélations s'avère donc peu recommandé dans le domaine industriel, compte tenu de la variété des paramètres qui le caractérise. Il s'agit donc d'établir la relation résilience- ténacité à l'échelle industrielle. Celle-ci permet de définir une corrélation mathématique entres les deux grandeur KCV et K_{Ic}, en se référant au critères de rupture.

L'essai de Charpy est considéré comme un essai dynamique lent, qui donne l'influence de la vitesse de déformation sur les propriétés mécanique des matériaux, et plus particulièrement la ténacité. Cette influence est le résultat de l'emploi du critère de plasticité thermiquement activé associé au critère local de rupture. Celle-ci est décrite par la variation de la distribution des contraintes dans les zones de discontinuités géométriques, compte tenu de la forme d'entaille et pour différents types d'éprouvette Charpy.

2.2.1. Principe de l'essai Charpy

Le but de l'essai Charpy, nommé essai de flexion par choc Charpy, est de mesurer la résistance d'un matériau à une sollicitation dynamique. Pour cela, une éprouvette entaillée est posée sur deux appuis et est rompue sous l'action du marteau d'un pendule qui vient la solliciter en son centre sur la face opposée, Fig 2.3. La grandeur obtenue est une énergie qui est la différence entre l'énergie initiale et finale du pendule. Après correction des pertes dues au frottement, on obtient l'énergie nécessaire à la déformation et à la rupture de l'éprouvette, (E_T), dont on déduit la résilience KCV, qui est l'énergie de la rupture, (E_T), divisée par la section nominale au droit de l'entaille. Cette grandeur s'exprime en Joules par cm^2. La résilience n'est pas une grandeur intrinsèque du matériau, elle est fonction de la géométrie de l'entaille.

L'énergie de rupture (E_T) est représentée par l'expression suivante :

$$E_T = P_M * h_i - P_M * h_f - E_{frot} - E_{appuis} - E_{cin} \quad (2.1)$$

Avec,

h_i : Hauteur initiale du marteau,
h_f : Hauteur finale du marteau,
E_{frot} : Energie absorbé par le frottement du pendule,
E_{appuis} : Energie absorbé par la déformation des appuis,
E_{cin} : Energie cinématique absorbé par l'éprouvette,
P_M : Poids (marteau + bras).

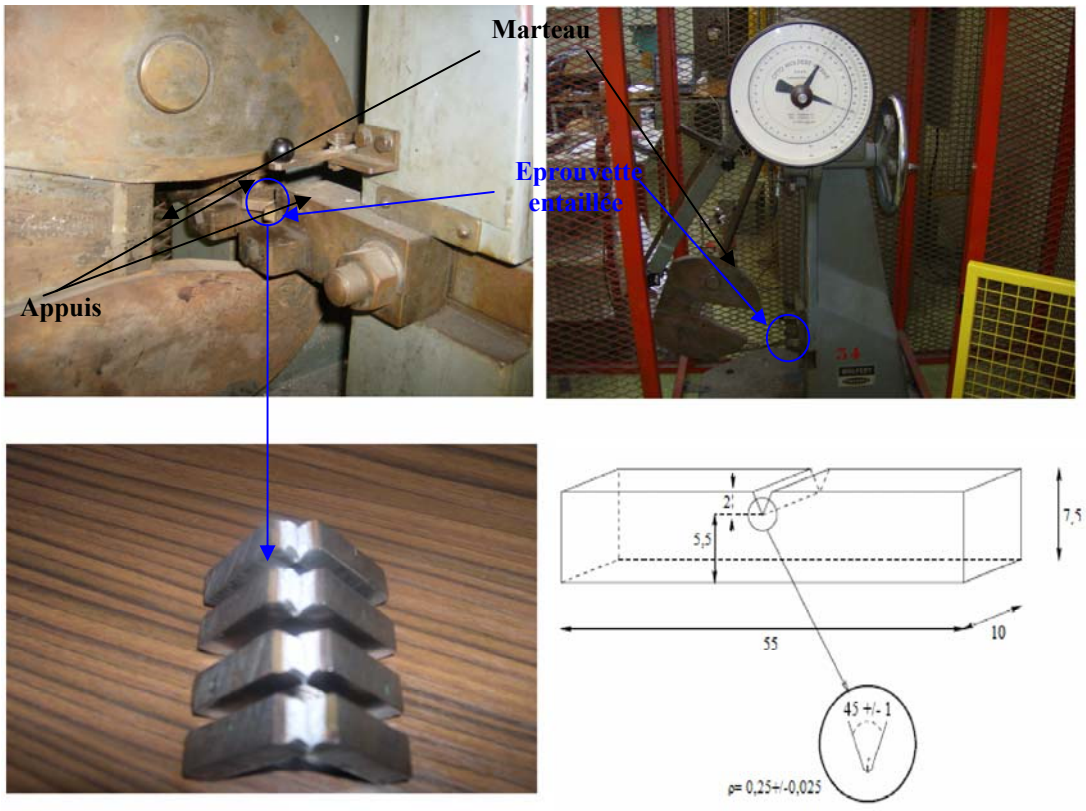


Figure 2.3 : Ensemble essai Charpy

2.2.1.1. Mouton pendule de Charpy

Le mouton pendule Charpy se compose d'un couteau fixé sur un marteau qui oscille dans un plan vertical autour d'un axe. Une partie de l'énergie emmagasinée dans la chute du pendule est utilisée pour rompre l'éprouvette. Le centre de gravité du pendule est toujours très voisin de l'arête du couteau du pendule, Fig 2.4.

Pour exécuter l'essai Charpy, le couteau est écarté de la verticale d'une hauteur h_0 correspondant à une énergie de départ (en général proche de W_0 = 300 joules). On libère le couteau, qui dans sa chute, en passant à la verticale, rompt l'éprouvette. On mesure alors la hauteur h_1 à laquelle remonte le pendule pour calculer l'énergie non absorbée W_1. L'énergie absorbée par l'éprouvette est représentée par la différence $W_0 - W_1$.

Avec, $W_0 = P_M * h_i$ et $W_1 = P_M * h_f$. (2.2)



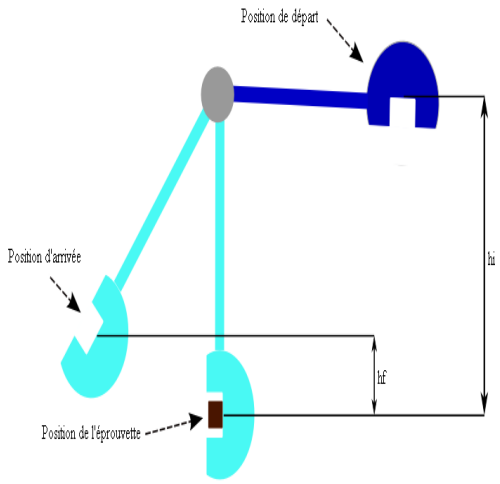


Figure 2.4 : Représentation du mouton pendule de Charpy et hauteurs à prendre en compte pour le calcul de l'énergie absorbée.

Les principales dimensions caractéristiques du Mouton pendule de Charpy, selon les normes NF EN 10045-1 et 100045-2 [AFNOR, 1990, AFNOR, 1992], sont présentés dans le tableau 2.3.

Tableau 2.3 : Principales dimensions caractéristiques d'un mouton pendule

Caractéristiques du mouton - pendule	Dimensions
Distance entre appuis	40 mm
Rayon des appuis	1 mm
Angle au sommet du couteau du mouton	30°
Rayon de l'arête du couteau	2 mm
Masse de mouton- pendule	18,75Kg
Longueur de pendule (rayon de rotation)	825 mm

2.2.1.2. Eprouvette

L'éprouvette est constituée d'un barreau de section carrée (généralement 10*10 mm^2) comprenant en son milieu une entaille. La forme de cette entaille tient compte des moyens d'usinage qui se sont développés au fil des années. Ainsi, les premières éprouvettes utilisées sont les éprouvettes dites KUF ou à trou de serrure. En effet, Charpy [1] a introduit cette forme d'entaille pour éviter les rayures d'usinage. Actuellement, les deux éprouvettes retenues par les normes internationales sont l'éprouvette à entaille V et l'éprouvette à entaille U, (Fig 2.5).

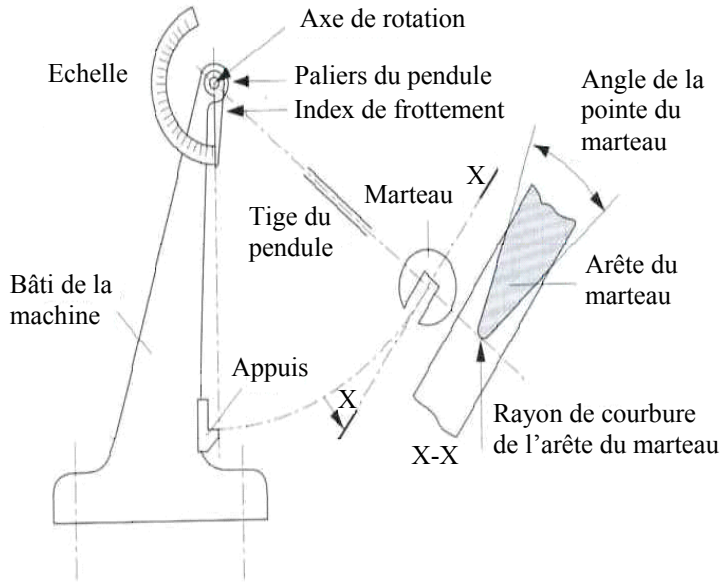


Figure 2.5 : Description du mouton Charpy [1]

2.2.2. Critère énergétique pour déterminer la ténacité à partir d'essai Charpy

La ténacité est proportionnelle au travail surfacique de rupture. Ce travail surfacique est défini comme étant le travail de rupture Uc par unité de surface au ligament w.b (w est la largeur de l'éprouvette, b le ligament), Fig 2.6. Ce travail surfacique de rupture est précisément la résilience.

$$KCV = Uc / wb \tag{2.3}$$

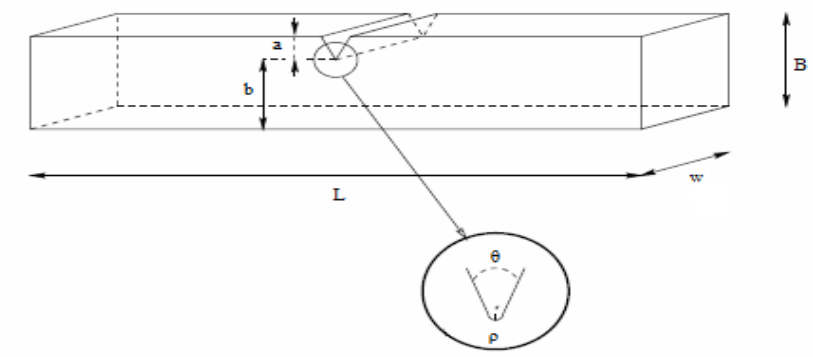


Figure 2.6 : Eprouvette Charpy V

La ténacité, à l'amorçage, est définie par Turner [1] :

$$J_{Ic} = \eta\, Uc/wb = \eta\, KCV \tag{2.4}$$

Les valeurs de η sont déterminées par deux méthodes :

- Formule ASTM 813.81 (Norme Américaine) : $\eta = 2 + (0.522\ b/w)$ (2.5)
- Formule BS (Norme Britannique): $\eta = 1.97 + (0.518\ b/w)$ (2.6)

b : Taille du ligament d'échantillon,

w : Largeur d'échantillon.

Le facteur de proportionnalité η est généralement calculé pour des essais réalisés sur des éprouvettes fissurées (rayon d'entaille nul). Dans le cas d'essais Charpy, il convient de tenir compte de l'influence du rayon d'entaille. Cette influence sur le coefficient η a été étudiée numériquement par modélisation de type éléments finis, en particulier pour les matériaux dont la loi de d'écrouissage suit le modèle de Ludwick [1], Fig 2.7.

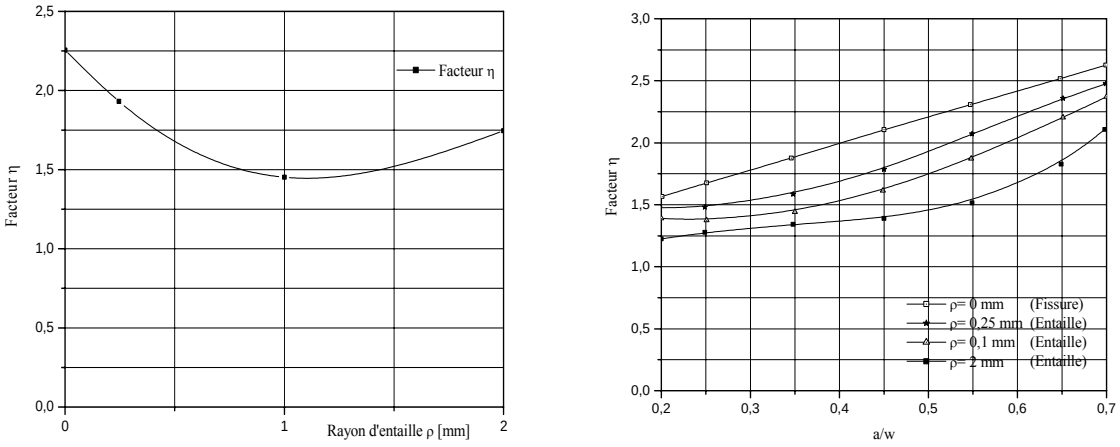


Figure 2.7 : Evolution du coefficient η avec le rayon d'entaille [2] et la profondeur relative [3] (cas d'une éprouvette Charpy V).

La ténacité K_{Ic} varie en fonction de l'énergie absorbée pour l'éprouvette Charpy V normalisée. Les essais ont été réalisés de façon statique. On remarque que la ténacité K_{Ic} augmente linéairement avec l'énergie absorbée par l'éprouvette Charpy V, Fig 2.8.

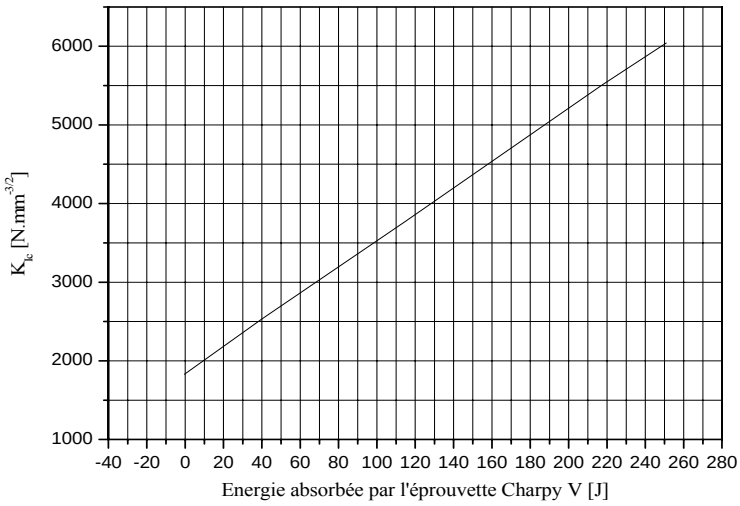


Figure 2.8 : Facteur d'Intensité de Contrainte K_{Ic}, en fonction de l'énergie absorbée par l'éprouvette Charpy V [4]

2.2.3. Relations entre la ténacité, la résilience et autres paramètres issus d'essais mécaniques simples.

Les essais de mécanique de la rupture sont longs et coûteux. La nécessité de réaliser un état de déformations plane conduit à utiliser des éprouvettes d'autant plus épaisses que la limite d'élasticité du matériau s'abaisse. A l'opposé, les essais classiques de fragilité (essai Charpy) ainsi que l'essai de traction sont peu onéreux. Le problème de la détermination expérimentale de K_{Ic} serait donc considérablement simplifié si l'on relie sa valeur à celles d'autres paramètres tels que la résilience Kv ou la limite d'élasticité σ_e. Plusieurs études ont été menées dans ce but [5] avec plus ou moins de succès. La plupart des relations proposées ne sont valables que dans un domaine restreint de température et pour des matériaux particuliers. Nous ne citerons donc ici que les résultats les plus généraux, compte tenu du fait que la dispersion des essais de résilience rend la recherche d'une bonne précision tout à fait illusoire.

2.2.3.1. Relation entre K_{Ic} et Kv

- Niveau ductile de la courbe de transition

Rolfe et Barsom [5] ont proposé la relation (2.7)

$$\left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_e}\right)^2 = 0{,}646\frac{Kv}{\sigma_e} - 6{,}35 * 10^{-3} \qquad (2.7)$$

Où K_{Ic} est exprimé en MPa $(m)^{1/2}$, σ_e en MPa et Kv en Joules.

- Niveau fragile et bas de la courbe de transition

Nous retiendrons la relation de Sailors et Corten proposée par Barsom [5]

$$K_{Ic}^2 = \alpha E(Kv) \qquad (2.8)$$

Où K_{Ic} est exprimé en MPa $(m)^{1/2}$, E en MPa et Kv en Joules.

Le coefficient α varie entre $0{,}65*10^{-3}$ et 10^{-3}, selon la nature du matériau. Pour les aciers doux de construction, nous choisirons $\alpha = 0{,}65*10^{-3}$.

2.2.3.2 Corrélations globales

De nombreuses études avaient pour but de corréler l'énergie de rupture Kv à la ténacité K_{Ic} [3]. Cependant, en raison de l'importante différence entre les essais de résilience et de ténacité, ces corrélations doivent être utilisées avec beaucoup de précaution.

Les ouvrages donnés en bibliographie [5] montrent que les meilleures corrélations K_{Ic}/KCV sont obtenues pour le niveau bas de la transition de résilience. Le tableau 2.4 présente les principales corrélations disponibles dans la littérature.

Tableau 2.4 : Différents modèles de corrélation K_{1c} - Kv [3,6]

Identification du modèle	Corrélation entre K_{1c} et Kv	Conditions de validité déterminées par les auteurs
Barsom et Rolf [3,6]	$(\frac{K_{1c}}{\mathrm{Re}})^2 = 6.47(100\frac{Kv}{\mathrm{Re}} - 1)$	770≤ Re ≤1720 96≤ K_{1c} ≤270 22≤ Kv ≤121
Barsom et Rolf [3,6]	$\frac{K_{1c}^{\ 2}}{\mathrm{Re}} = 0.222Kv^{3/2}$	Acier à moyenne résistance pour appareils à pression
Barsom [3,6]	$\frac{K_{1c}^{\ 2}}{E} = 0.65Kv$	Acier de construction à moyenne résistance 250≤ Re ≤ 950
Sailors et Corten [3,6]	$K_{1c} = 14.6\sqrt{Kv}$	Acier à moyenne résistance
Sanz [3,6]	$K_{1c} = 19\sqrt{Kv}$	300≤ Re ≤1000 Kv< 80J Cristallinité≥ 80 à 85% à Tk28
Girenko et Lyndin [3,6]	$K_{1c} = \sqrt{0.1\frac{EKv}{2A}} - 15$	Métal fondu (A : allongement)

2.2.4. Procédure expérimentale

Le laboratoire LFM - ENIM de l'Université Paul Verlaine est équipé de moyen permettant d'effectuer des essais Charpy. Les frottements du marteau sont déterminés par quatre essais à vide avant chaque campagne d'essais. La valeur de l'énergie correspondante est directement prise en compte par un compteur, Fig 2.9.

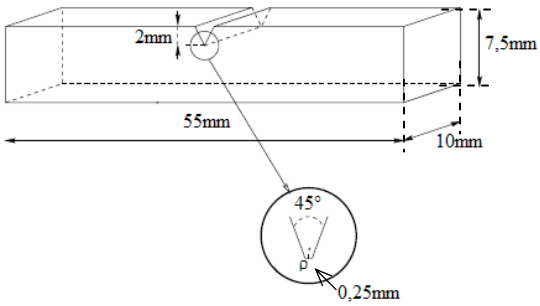


Figure 2.9 : Compteur du mouton Charpy.

Deux échantillons ont été analysés, figure 2.10 :

- 1 échantillon (L : Désigne la direction longitudinale du laminage),
- 2 échantillon (T : Désigne la direction transversale).





Sens Transversal Sens Longitudinal Dimensions de l'éprouvette

Figure 2.10 : Les échantillons utilisés

La figure 2. 11 montre la zone en fond d'entaille des éprouvettes après polissage.

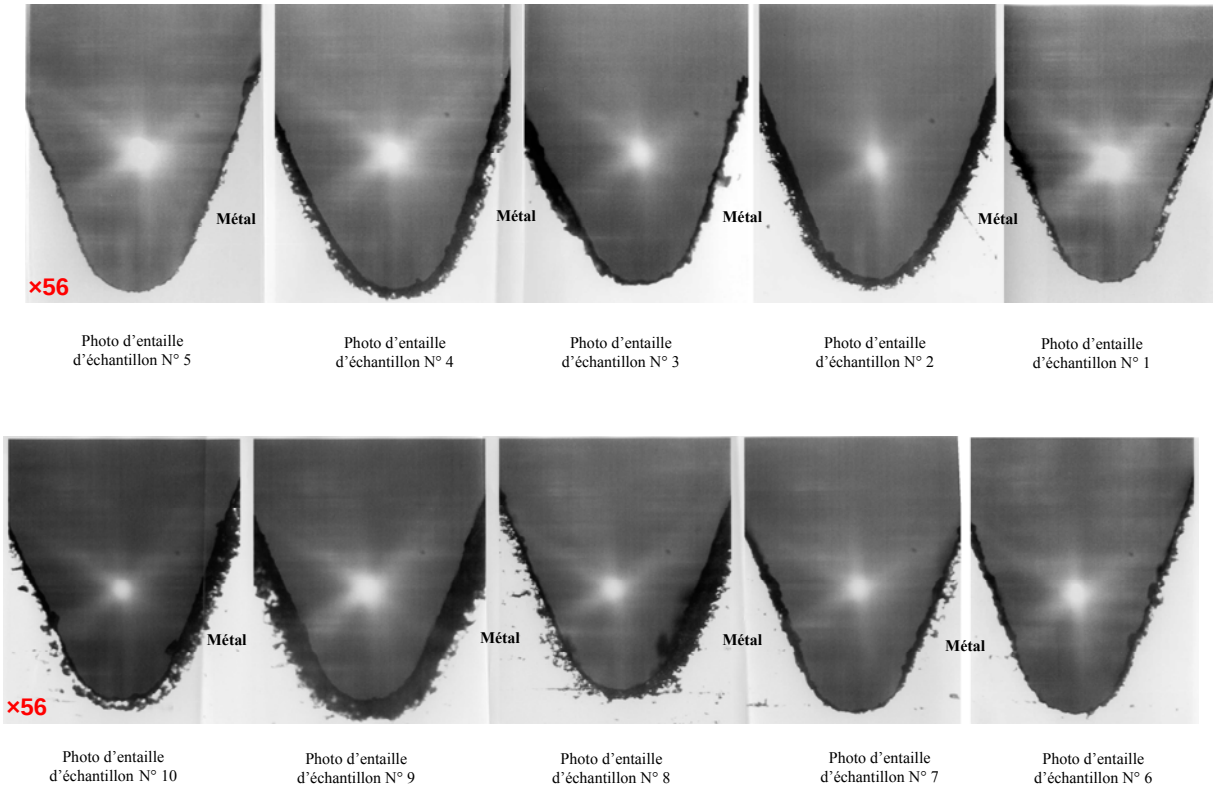


Figure 2.11: Photo optique en fond d'entaille des éprouvettes utilisées.

Les photos macroscopiques, Figure 2.11, ont permis de mesurer le rayon d'entaille de chaque éprouvette et de déterminer son influence sur l'énergie absorbée pour l'éprouvette Charpy V.

- **Conditions de réalisation de l'essai**

- L'essai est réalisé à une température ambiante.
- L'éprouvette doit être disposée sur les appuis du mouton de Charpy, de manière à ce que l'arrête du couteau du mouton vienne la frapper dans le plan de symétrie de l'entaille et sur la surface opposée à celle-ci.
- Pour l'essai normal, l'énergie nominale du mouton doit être de 300 joules.
- Si pendant l'essai, l'éprouvette ne se rompt pas complètement, la valeur obtenue pour la résilience est incertaine, dans ce cas il faudra mentionner : «Eprouvette non rompue par X joules», et on relèvera l'angle de rupture de la pièce.

- Echantillons utilisés

Nous avons utilisé des échantillons en acier P264GH entaillés en V (Tableau 2.5).

Tableau 2.5 : Caractéristiques géométriques des échantillons utilisés.

Sens d'échantillon Charpy V	Sens Transverse (T) de l'éprouvette					**Valeurs moyennes**	Sens Longitudinal (L) de l'éprouvette					**Valeurs moyennes**
Numérotation d'éprouvettes	N^0 : 1	N^0 : 2	N^0 : 3	N^0 : 4	N^0 : 5		N^0 : 6	N^0 : 7	N^0 : 8	N^0 : 9	N^0 : 10	
Longueur d'échantillon (L) mm	55	55	55	55	55	**55**	55	55	55	55	55	**55**
Hauteur (h)=épaisseur (B) mm	7,5	7,4	7,3	7,4	7,5	**7,42**	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	**7,5**
Largeur (l)=longueur d'entaille (w) mm	10	10	10	10	10	**10**	10	10	10	10	10	**10**
Profondeur d'entaille (a) mm	2	2	2	2	1,8	**1,96**	1,7	1,7	1,7	2	1,8	**1,78**
Rayon à fond d'entaille (ρ) mm	0,28	0,26	0,28	0,28	0,25	**0,27**	0,26	0,27	0,26	0,26	0,27	**0,26**
Angle de l'entaille (θ) degré	45°	45°	45°	45°	45°	**45°**	45°	45°	45°	45°	45°	**45°**

2.2.5. Résultats

Nous avons réalisé 10 essais Charpy. Les précautions suivantes ont été prises:

- Bien positionner l'échantillon sur ses deux points d'appui,
- L'échantillon ne doit pas comporter d'amorce de rupture,
- Vérifier la normalisation de l'échantillon,
- Pendant l'essai, la température (dans la salle d'épreuve) est stable ou conforme.

Les valeurs d'énergies de rupture enregistrées, pour chaque échantillon au cours des essais, sont présentées dans le Tableau 2.6. Les valeurs de ténacité liée à la résilience KCV sont obtenues en appliquant l'équation (2.3), et les valeurs du Facteur d'Intensité de Contraintes K_{Ic} en appliquant la courbe de la figure 2.8 :

$$J_{Ic} = \eta KCV \tag{2.9}$$

La valeur de η est déterminée par la Formule ASTM 813.81 (Norme américaine) :

$$\eta = 2 + (0.522\ b/w) \tag{2.10}$$

b : Taille du ligament d'échantillon,

w : Largeur d'échantillon.

Ce qui donne :

$$\eta = 2{,}3.$$

Tableau 2.6: Résultats enregistrés au cours d'essai Charpy V

Numéro d'échantillon		Energie absorbée à la rupture Kv (Joules) (Essai Charpy)	**Energie Moyenne Kv (Joules)**	Résilience KCV (MJ/m^2)	**Résilience Moyenne KCV (MJ/m^2)**	Facteur η	**Facteur Moyen η**	Ténacité J_{Ic} (MJ/m^2)	**Ténacité Moyenne J_{Ic} (MJ/m^2)**	Facteur d'intensité de contrainte K_{Ic} ($MPa.m^{1/2}$)	**Facteur d'Intensité de Contrainte Moyen K_{Ic} ($MPa.m^{1/2}$)**
Sens Transversal	1	86,3	**80,54**	1,57	**1,48**	2,29	**2,29**	3,59	**3,37**	102,77	**99,13**
	2	80,2		1,49		2,28		3,39		99,06	
	3	74,2		1,4		2,28		3,19		94,87	
	4	80		1,48		2,28		3,37		98,82	
	5	82		1,44		2,3		3,31		100,14	
Sens Longitudinal	6	64	**72,58**	1,10	**1,27**	2,3	**2,3**	2,53	**2,91**	90,91	**94,99**
	7	84,1		1,45		2,3		3,33		101,45	
	8	76		1,31		2,3		3,01		97,50	
	9	67,8		1,23		2,29		2,82		92,23	
	10	71		1,24		2,3		2,85		92,89	

L'erreur du Facteur d'Intensité de Contrainte, entre les échantillons dans le sens transversal et les échantillons dans le sens longitudinal, est de 4%, ce qui montre que le matériau est relativement isotrope.

2.2.6. Discussion

Afin de compléter cette partie et d'apporter une explication physique à ces valeurs de ténacité, nous avons mesuré la dureté le long de la surface de rupture.

2.2.7. Essai de dureté

L'essai de dureté est largement utilisé sur les matériaux. Il caractérise la résistance d'un matériau à la pénétration par un autre corps plus dur. Ainsi. Pour des conditions expérimentales données, la dureté sera d'autant plus grande que la pénétration du corps sera faible. Notre travail a pour but de mesurer la microdureté de notre matériau, et d'analyser la variation de cette dureté le long de la ligne de rupture à partir du fond d'entaille (Ligament). On mesure ensuite la dureté de surface de chaque échantillon pour estimer sa variation en fonction de la distance.

2.2.7.1. Présentation des types d'essais de dureté

L'essai de dureté consiste à créer une empreinte sur une pièce par un pénétrateur soumis à une force déterminée. C'est un moyen de contrôle non destructif, utilisé en contrôle final car il est possible d'obtenir, à partir d'un indice de dureté, une bonne approximation de la résistance à la traction.

Il existe trois principaux types d'essais de dureté, qui différent essentiellement par la forme du pénétrateur : l'essai Brinell, l'essai Vickers et l'essai Rockwell [5] :

- Dans l'essai Brinell [5], le pénétrateur est une bille extra-dure de diamètre D. On la pose sur l'échantillon à étudier, et on exerce sur elle une force F pendant un temps donné t. La dureté est ensuite calculée comme le rapport entre F (exprimée en Kgf) et la surface Se (exprimée en mm^2) de la calotte sphérique ainsi formée : HB=F/Se. La valeur de la charge peut atteindre 3000Kg, et le diamètre D de la bille est en général de 5 ou 10 mm.
- Dans l'essai Rockwell [5], le pénétrateur est soit une bille, soit un cône de diamant d'angle au sommet 120°, avec une extrémité sphérique de 0,2 mm de diamètre. On ne

mesure plus la surface de l'empreinte, mais sa profondeur. On applique en général une précharge d'environ 10 Kg avant l'essai, et on mesure l'évolution de la profondeur de l'empreinte lors du passage à la charge totale. La valeur de la dureté est notée HR, avec un indice supplémentaire donnant le type de bille ou cône utilisé et la charge F utilisée.

- Dans l'essai Vickers [5] (figure 2.13**)**, le pénétrateur est une pyramide en diamant à base carrée dont l'angle au sommet est 136°. L'empreinte formée est donc pyramidale. Si (Se) est la surface latérale de cette empreinte exprimée en mm^2, (d) sa diagonale en mm et (F) la force appliquée en Kgf, la dureté est donnée par :

$$HV = F/Se = 1{,}8544\ F/d^2 \qquad (2.11)$$

La charge utilisée est en général comprise entre 5 et 120 Kg. Toutefois, il est possible de faire des essais dits de microdureté avec des charges n'excédant pas 100g, si l'on veut étudier une zone très locale du matériau. Ces essais sont alors réalisés et analysés sous microscope.

2.2.7.2. Microstructure

La structure de l'acier P264GH est observée au microscope optique, (figure 2.12a), après polissage et attaque au Nital (figure 2.12b).

L'étude métallographique montre que le diamétre moyen de grain de l'acier est de 39 µm, figure 2.12c.

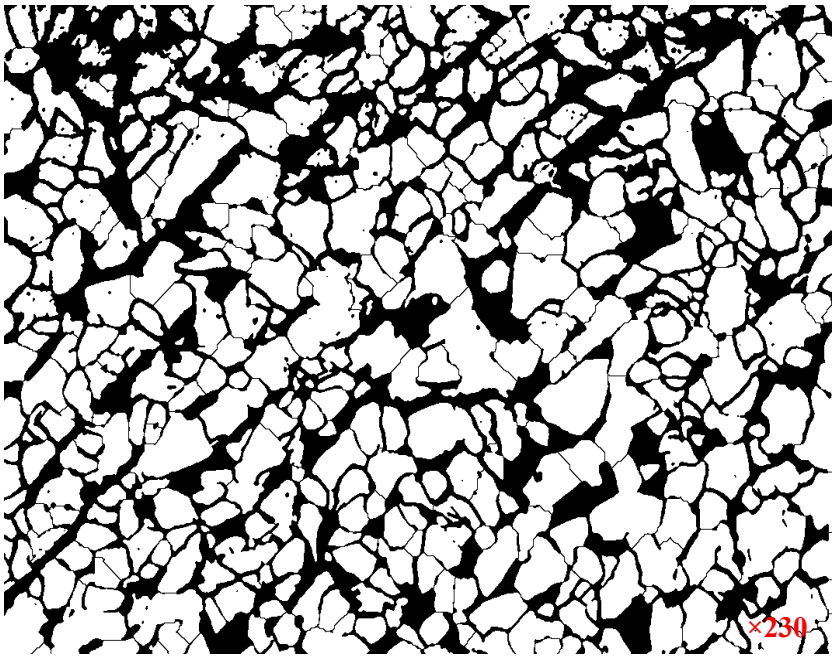
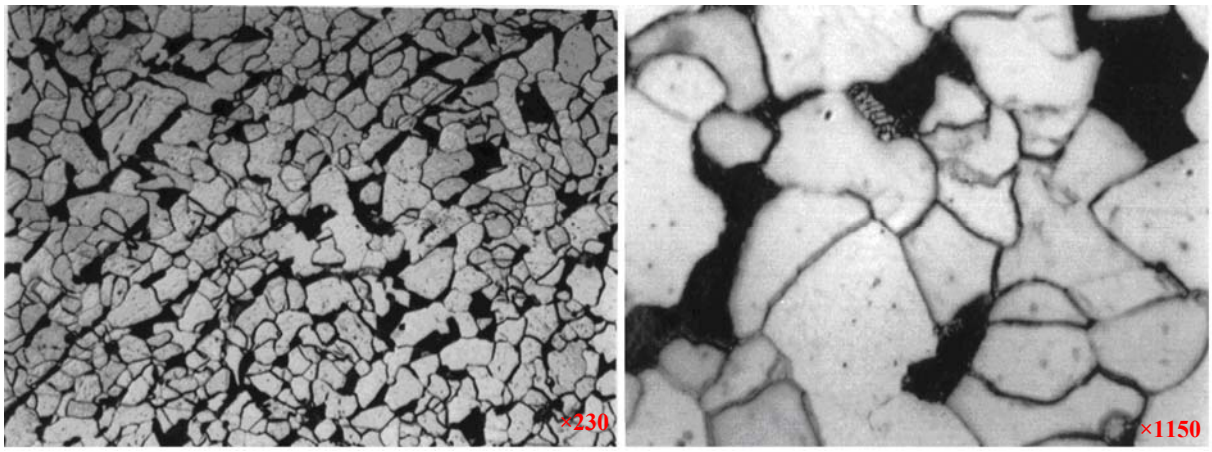


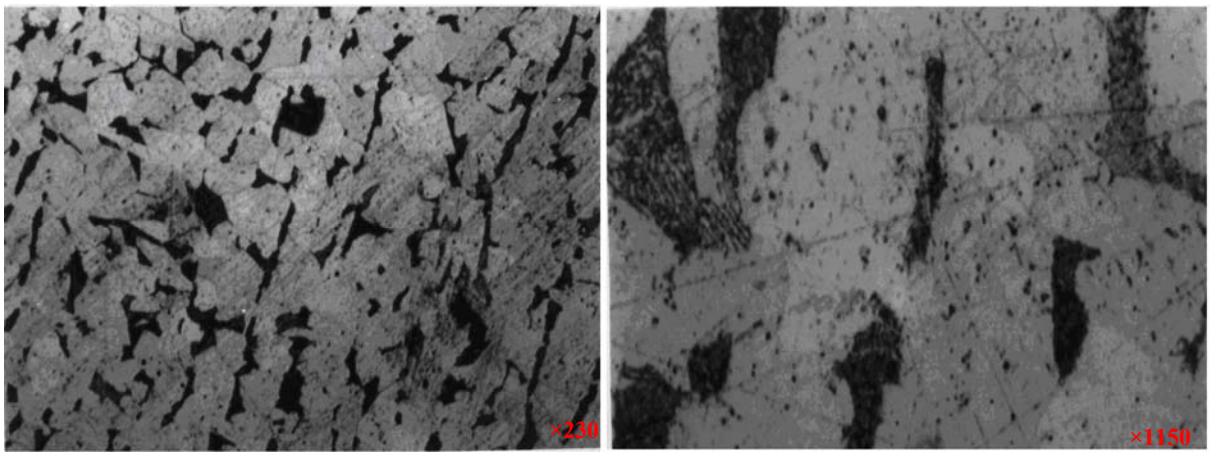
Figure 2.12c : Géométrie de grains de l'acier utilisé



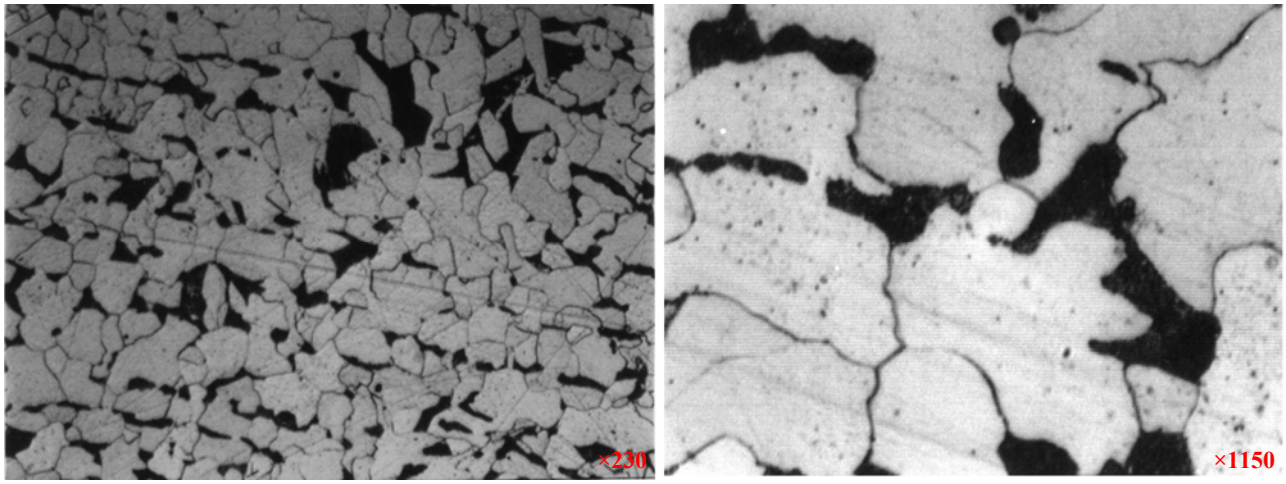
Figure 2.12a : Microscope optique



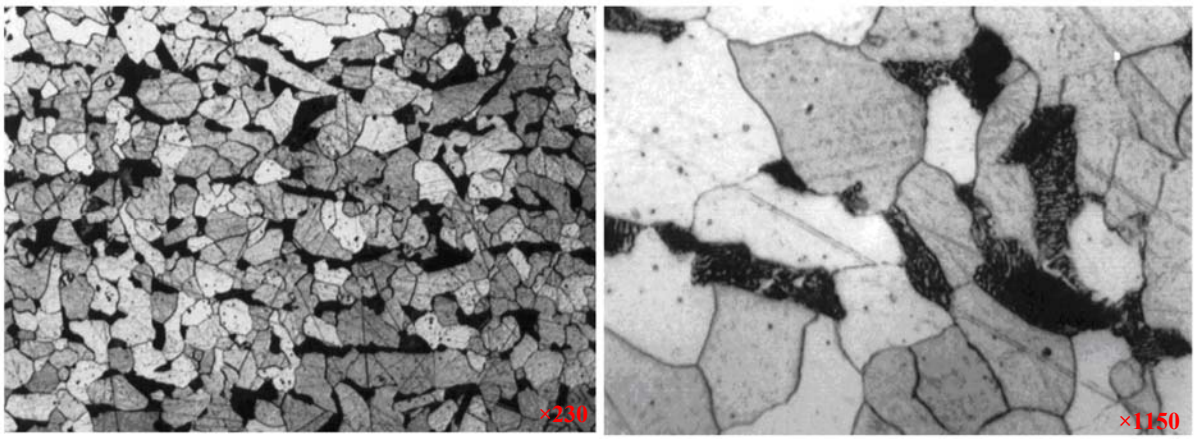
(a) : Echantillion 1 sens longitudinal



(b) : Echantillion 1 sens transverse



(c) : Echantillion 9 sens longitudinal



(d) : Echantillion 1 sens transverse

Figure 2.12b : Microstructure de l'acier utilisé.

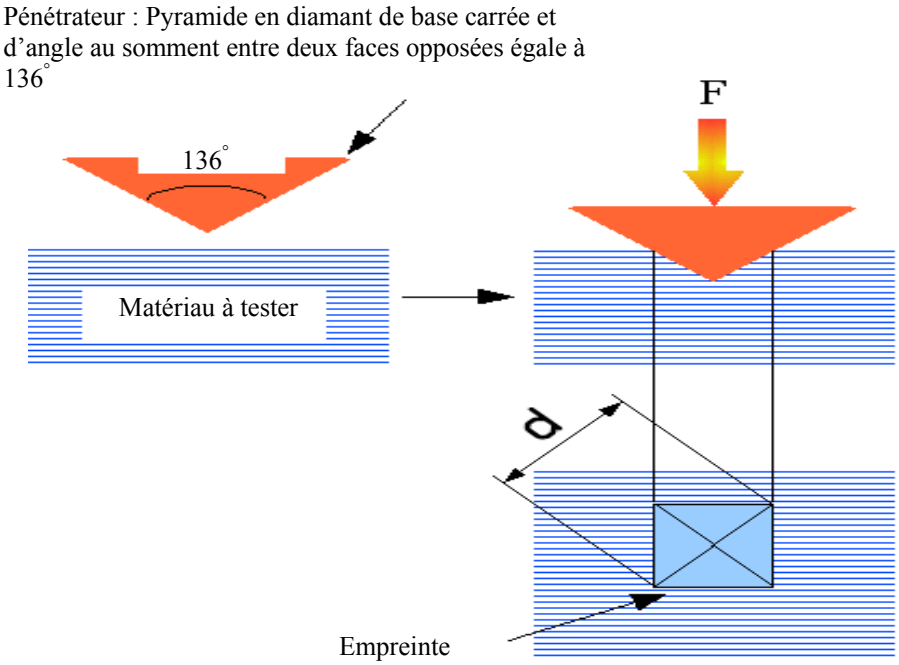


Figure 2.13 : Essai de dureté Vickers

2.2.7.3. Choix du type d'essai de dureté adapté à l'objectif de notre travail

Notre travail a pour but de mesurer la microdureté de notre matériau, et analyser la variation de cette dureté, le long de la ligne de rupture à partir du fond d'entaille (la longueur de cette ligne est égale à 5mm). La dureté de la surface de chaque échantillon est mesurée pour estimer la variation de la dureté en fonction de la distance.

2.2.7.3.1. Etapes du travail

2.2.7.3.1.1. Préparation des échantillons

Nous avons préparé de petits échantillons à partir des éprouvettes rompues par mouton pendule Charpy. Nous avons choisi six échantillons polis.

2.2.7.3.1.2. Mesure de la microdureté HV

Dans cet essai, nous avons utilisé le microduromètre, (Figure 2.14), en appliquant une force F= 0,5 kgf sur une pyramide à base carrée en diamant d'angle au sommet 136°. La pression est maintenue pendant 15 secondes. La diagonale est mesurée et la valeur de HV est déduite.

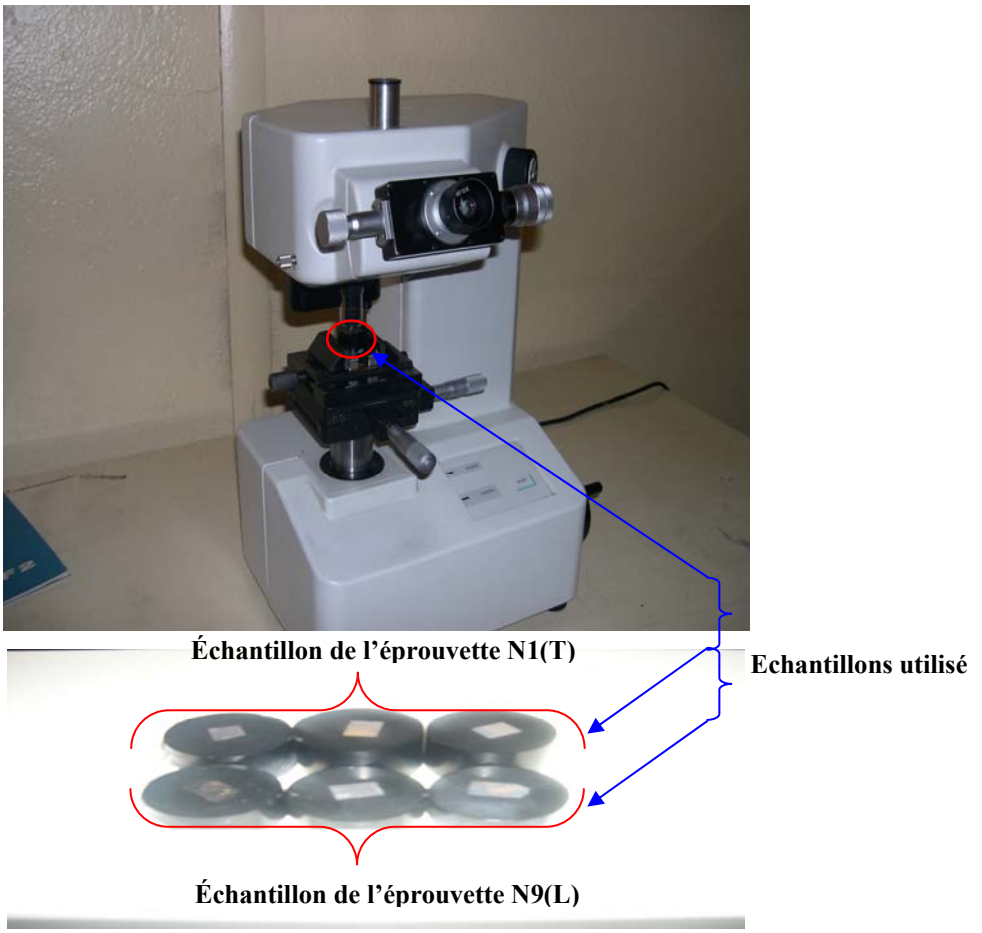


Figure 2.14 : Microduromètre Vickers

2.2.8. Résultats de la mesure du dureté HV selon la section de rupture et à partir du fond d'entaille

Les résultats enregistrés sont présentés dans le Tableau 2.7, dans lequel Ds est la distance de la pointe de mesure.

Tableau 2.7 : Microdureté HV enregistrées de la section de rupture

Ds (mm)	HV(MPa) Ech.1 (Ligament)	HV(MPa) Ech.9 (Longitudinal)	HV(MPa) Ech.9 (Ligament)	HV(MPa) Ech 1. (Transverse)	HV(MPa) Ech 1. (Longitudinal)	HV(MPa) Ech.9 (Transverse)
0,1	238	142	199	185	142	144
0,3	221	152	201	165	165	151
0,5	210	147	213	150	138	115
0,7	215	150	203	152	150	140
0,9	217	155	198	152	137	146
1,1	208	165	210	158	140	142
1,6	223	154	226	190	140	139
2,1	215	135	220	137	140	131
2,6	198	147	222	128	163	145
3,1	198	153	246	137	144	150
3,6	220	140	240	145	156	154

L'orientation de (Ds) est choisi selon les directions suivantes : sens longitudinale, sens transversale et sens du ligament, (Figure 2.15).

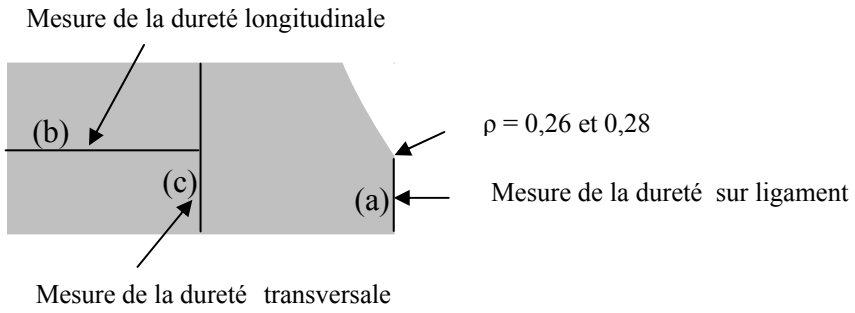


Figure 2.15 : Lieu de mesure la dureté

A partir des données du tableau 2.7, et pour chaque échantillon, on a tracé la courbe de variation de dureté de deux éprouvettes (1 et 9) en fonction de la distance (Ds), (Figure 2.16).

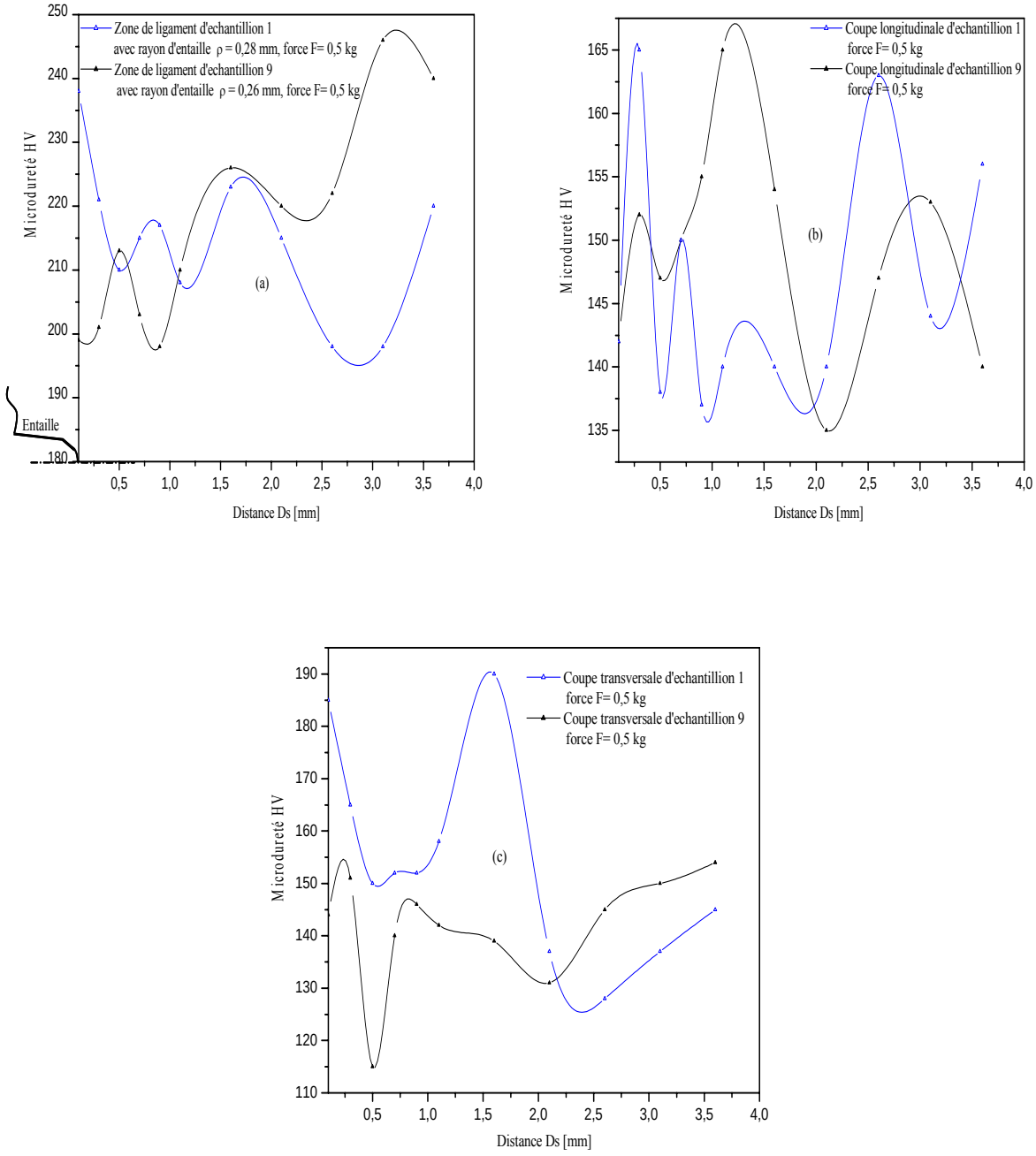


Figure 2.16 : Variation de la dureté de matériau

(a) : Ligne de rupture

(b) : Coupe longitudinale

(c) : Coupe transversale

2.2.9. Discussion

La microdureté du matériau, maximale au fond d'entaille de l'échantillon 1 (ρ = 0,28 mm) à celle de l'échantillon 9 (ρ = 0,26 mm), permet d'expliquer l'influence du rayon au fond d'entaille. En s'éloignant du fond d'entaille, les valeurs de la microdureté de ces deux échantillons 1 et 9 sont fluctuantes, figure 2.16 (a). Ceci traduit une hétérogénéité du matériau.

Nous remarquons la même constatation, valable dans les figures (2.16 (b) - 2.16 (c)).

2.2.10. Conclusion

L'étude du matériaux acier P264GH, soumis à des essais dynamiques « Charpy », a permi de déterminer d'une part, la capacité du matériau à absorber l'énergie, et d'autre part, d'évaluer la microdureté de la surface de rupture.

- L'essai Charpy donne l'énergie absorbée à la rupture. Les résultats expérimentaux montrent que la ténacité des échantillons, dans le sens transversal, est plus proche de la ténacité des échantillons, dans le sens longitudinal prouvant une isotropie du matériau.

- L'essai de microdureté Vickers, est réalisé sur six échantillons. Les mesures montrent que la microdureté est maximale au long de ligament, résultat trivial.

- En s'éloignant du fond d'entaille, les valeurs de la microdureté de ces échantillons sont fluctuantes. Ceci traduit une hétérogénéité du matériau.

2.3. Étude expérimentale de la nocivité des défauts dans les tuyaux sous-pression

Elle comprend un suivi des déformations par jauges d'extensométrie dans les zones proches des défauts. Dans la maquette étudiée « enceinte sous-pression », nous avons collé au voisinage des défauts des jauges extensométriques.

2.3.1. Procédure expérimentale

Nous avons réalisé un essai de rupture sur un acier « P264GH ». L'éprouvette utilisée est de type « enceinte sous-pression » avec deux défauts : un défaut axial et un autre circonférentiel.

Les essais expérimentaux, relativement lourds à mettre en œuvre, permettent un suivi des déformations par jauges extensométriques au voisinage des défauts de la mini-structure. Nous avons obtenu des courbes de pressions - déformations, ainsi que de déformations-déplacements au voisinage du défaut. Dans cette partie, nous décrivons les techniques expérimentales et les appareillages utilisés dans la réalisation des différents essais.

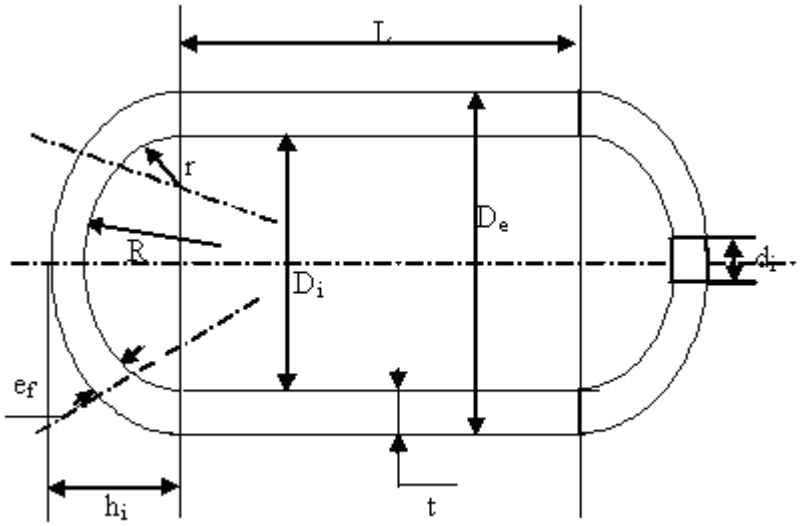
Nous aborderons successivement :

- Les paramètres d'essai : géométrie des mini-structures, température ambiante, mise sous pression, ainsi que d'autres paramètres suivant la nature de l'essai.

2.3.1.1. Caractérisation de la structure

2.3.1.1.1. Géométrie

L'étude expérimentale est réalisée sur une maquette constituée d'une virole cylindrique fermée par deux fonds torisphériques type grand rayon de carre. Les paramètres caractérisant la géométrie étudiée sont représenté, figure 2.17.



Avec

D_i : diamètre intérieur

D_e : diamètre extérieur

R : grand rayon de carre

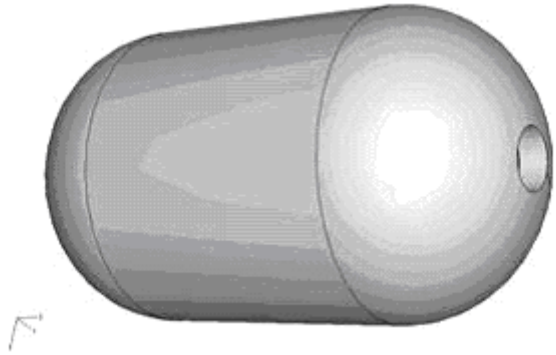
t : épaisseur de l'enveloppe

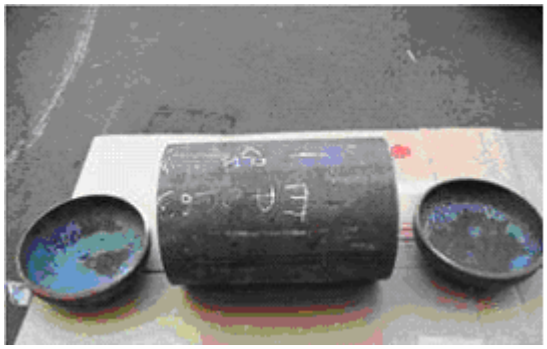
d_i : diamètre de perçage

r : petit rayon de carré

e_f : épaisseur du fond

Paramètre de maquette





Vue de l'ensemble de la maquette **Eléments constitutifs**

Figure 2.17.: Géométrie de la maquette

2.3.1.1.2. Vérification de la pression d'essai

Les essais, de pressions dans les tuyaux, ont été réalisés au sein du Laboratoire de Mécanique de l'Ecole des Mines de Douai [7], qui prend en compte la catégorie D de construction (directement lié à la contrainte nominale et les dimensions du tuyau, figure 2.18). Le fluide utilisé est l'eau. D'après le CODAP, la contrainte nominale (σ_n) est de 147MPa.

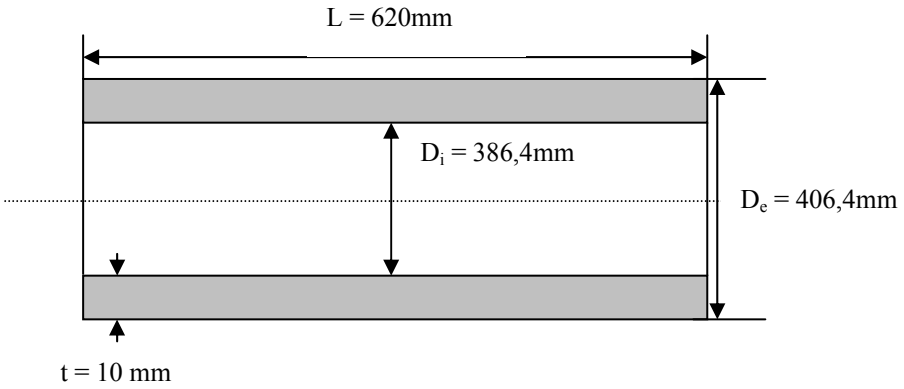


Figure 2.18 : Dimensions de la virole cylindrique

La pression de calcul de la virole cylindrique est obtenue en inversant la formule du CODAP (C2.1.4.2) :

$$P = \frac{2.\sigma_n.t.z}{D_m} \qquad (2.12)$$

D_m : Diamètre moyen de l'enveloppe,

σ_n : Contrainte nominale de calcul du matériau de l'enveloppe,

z : Coefficient de soudage. Comme la virole est prélevée dans un tube sans soudure, on prendra z = 1,

L'application numérique de l'équation (2.12) et les données précédentes donnent une pression P=74 bars.

2.3.1.1.3. Réalisation de défauts

Les défauts étudiés sont supposés semi–elliptiques, externes, circonférentiels et longitudinaux. On notera que **a** est la profondeur du défaut, **2c** sa longueur et **ρ** son rayon d'entaille. Les défauts sont réalisés par électroérosion. La maquette comporte un défaut longitudinal et un défaut circonférentiel de mêmes dimensions, figure (2.19).

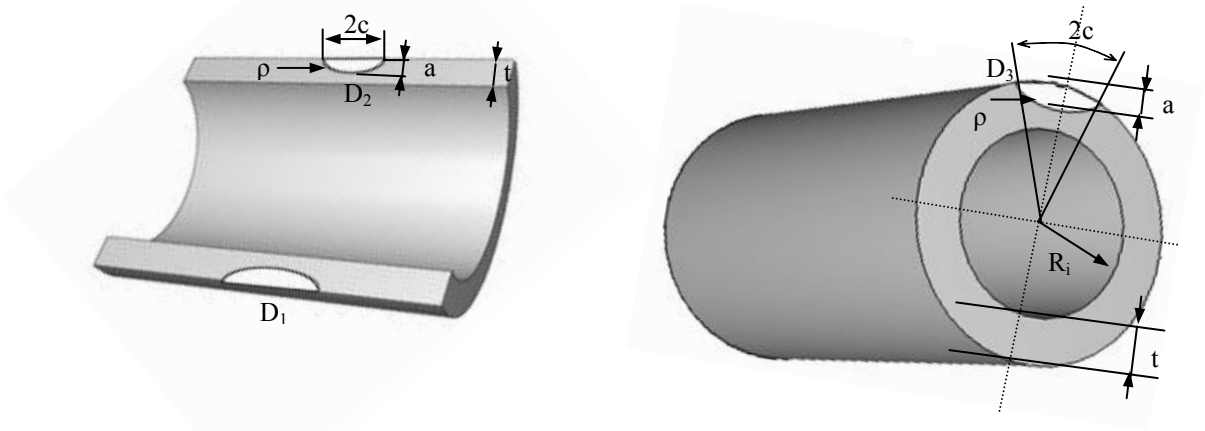


Figure 2.19 : Position des défauts

(a) - Tube comportant des défauts longitudinaux

(b) - Tube comportant un défaut circonférentiel

Le tableau 2.8 comporte les dimensions et les orientations des défauts dans la maquette.

Tableau 2.8: Dimensions de défauts étudiés

Défauts	Orientations	Dimensions
Semi-elliptique (D1)	Axial	a= 8 mm, t= 10 mm c= 32 mm ρ= 0,25 mm
Semi-elliptique (D2)	Axial	a= 2 mm, t= 10 mm c= 8 mm ρ= 0,25 mm
Semi-elliptique (D3)	Circonférentiel	a= 2 mm, t= 10 mm c= 8 mm ρ= 0,25 mm

2.3.1.2. Instrumentation de la maquette

Pour cette étude, le plus important objectif a été visé, à savoir :

Déterminer expérimentalement la distribution des déformations au voisinage des défauts (dans le domaine élastique).

2.3.1.2.1. Extensomètre

L'extensomètre, technique expérimentale, permet de mesurer les composantes du tenseur des déformations, figure 2.20.

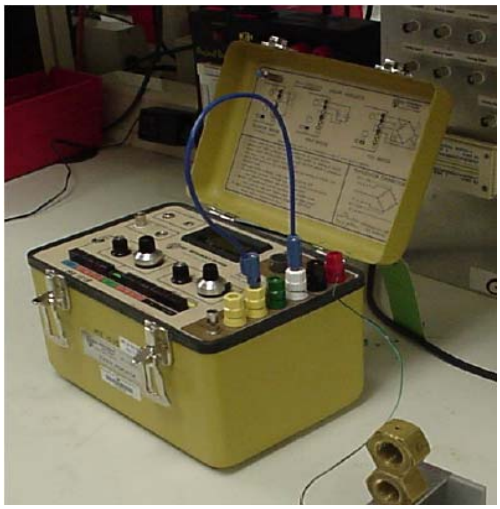


Figure 2.20 : Pont d'extensomètrie

2.3.1.2.2. Principe

Le principe de fonctionnement est basé sur le fait que la variation relative de la longueur de certains matériaux peut être directement liée à la variation relative de leur résistance électrique. Soit un fil conducteur, de résistivité ρ^* (Ω.m), de section uniforme S et de longueur L, sa résistance électrique a pour expression :

$$R^* = \frac{\rho^* L}{S} \ (\Omega) \qquad (2.13)$$

La variation de R est de l'équation suivante :

$$\frac{\Delta R^*}{R^*} = [\frac{\Delta R^*}{R^*}]_{\varepsilon} + [\frac{\Delta R^*}{R^*}]_{\Delta\theta} \qquad (2.14)$$

$[\frac{\Delta R^*}{R^*}]_{\varepsilon}$: Variation relative de résistance due à la déformation de la jauge,

$[\frac{\Delta R^*}{R^*}]_{\Delta\theta}$: Variation relative de résistance due à la variation de température.

A température constante, $$\frac{\Delta R^*}{R^*} = [\frac{\Delta R^*}{R^*}]_{\varepsilon} = \frac{\Delta\rho^*}{\rho^*} + \frac{\Delta L}{L} - \frac{\Delta S}{S} \qquad (2.15)$$

Le matériau et la jauge s'allongent de ΔL. A chaque valeur de ΔL correspond une variation de la résistance électrique de la jauge ΔR^* mesurée par un pont de Wheatstone.

$$\frac{\Delta R^*}{R^*} = [(1+2\nu)+c(1-2\nu)]\frac{\Delta L}{L} \qquad (2.16)$$

$$\frac{\Delta R^*}{R^*} = k\frac{\Delta L}{L} \qquad (2.17)$$

Où k est le facteur de jauge qui dépend du matériau utilisé, υ le coefficient de poisson du matériau et c la constante de Brigdman.

Une Jauge extensométrique idéale, ou jauge de déformation serait une jauge qui, parfaitement collée sur une structure étudiée, ne serait sensible qu'aux déformations de celle-ci. Elle est constituée d'un fil (généralement en constantan) collé en spire rapprochée sur un support mince. Il existe des jauges, à trame pelliculaire, obtenue à partir d'une feuille métallique mince (quelques μm d'épaisseur) et d'un support isolant (une résine synthétique). Cette jauge subit une déformation identique à celle de la structure, figure 2.21.



(a) (b)

Figure 2.21 : Type de jauges métalliques

a) Jauge à trame pelliculaire ;

b) Jauge à fil.

Dans notre étude, nous avons utilisé des chaînettes composées de plusieurs jauges équidistantes de 2 mm^2 de surface de mesure. Les mesures sont effectuées à l'aide de ponts de WHEATSTONE classiques avec un montage quart de pont ou d'une centrale d'acquisition automatique, figure 2.22, qui permet l'acquisition, le stockage et le traitement des données.

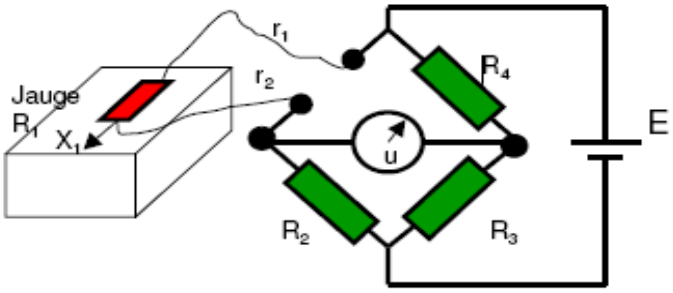


Figure 2.22 : Montage en quart de pont

Pour cette étude, les maquettes ont été instrumentées de jauges (chaînettes) dans les zones influencées par les défauts (figure 2.23). Le total de jauges utilisé pour cette étude est de 35 jauges.

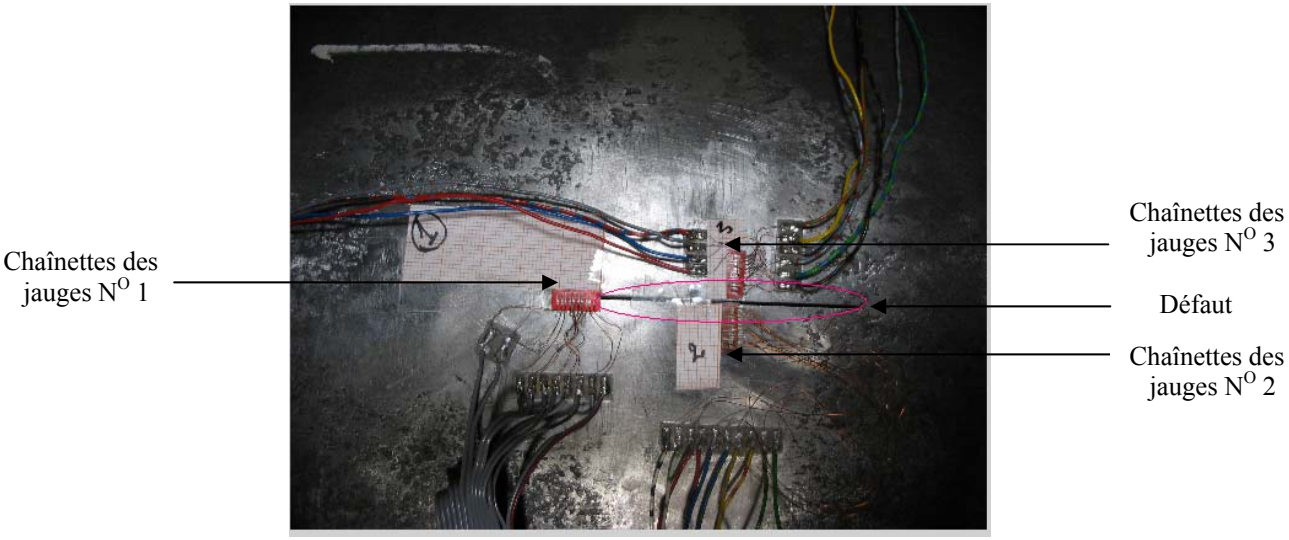


Figure 2.23 : Vues des jauges au voisinage du défaut

2.3.2. Résultas

La maquette équipée de jauges extensométriques est mise sous pression. Ce sont les jauges les plus proches des défauts qui enregistrent les déformations les plus élevées.

2.3.2.1. Défaut D1

La maquette comporte deux défauts longitudinaux (D1) et (D2) de dimensions différentes, et au voisinage du défaut longitudinal « **D1** » de longueur c = 32 mm, de profondeur a = 8 mm et de rayon d'entaille ρ = 0,25 mm. Nous avons collé trois chaînettes de 5 jauges chacune : la première (C_1) constituée de jauges circonférentielles, située à l'extrémité

du défaut et les deux autres (l'une constituée de jauges circonférentielles (C_2) et l'autre longitudinales (C_3)), au milieu du défaut, figure 2.24.

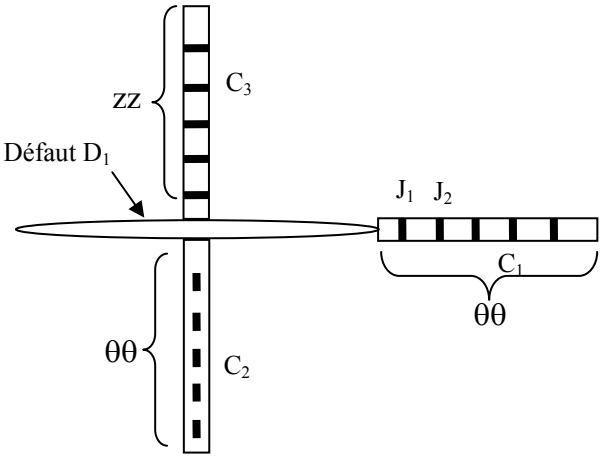


Figure 2.24 : Position des chaînettes au voisinage d'un défaut D1

La courbe 2.25 donne la pression (en bars) en fonction de la déformation circonférentielle $\varepsilon_{\theta\theta}$ enregistrée par la jauge J_1 située au bord du défaut longitudinal de la chaînette C_1.

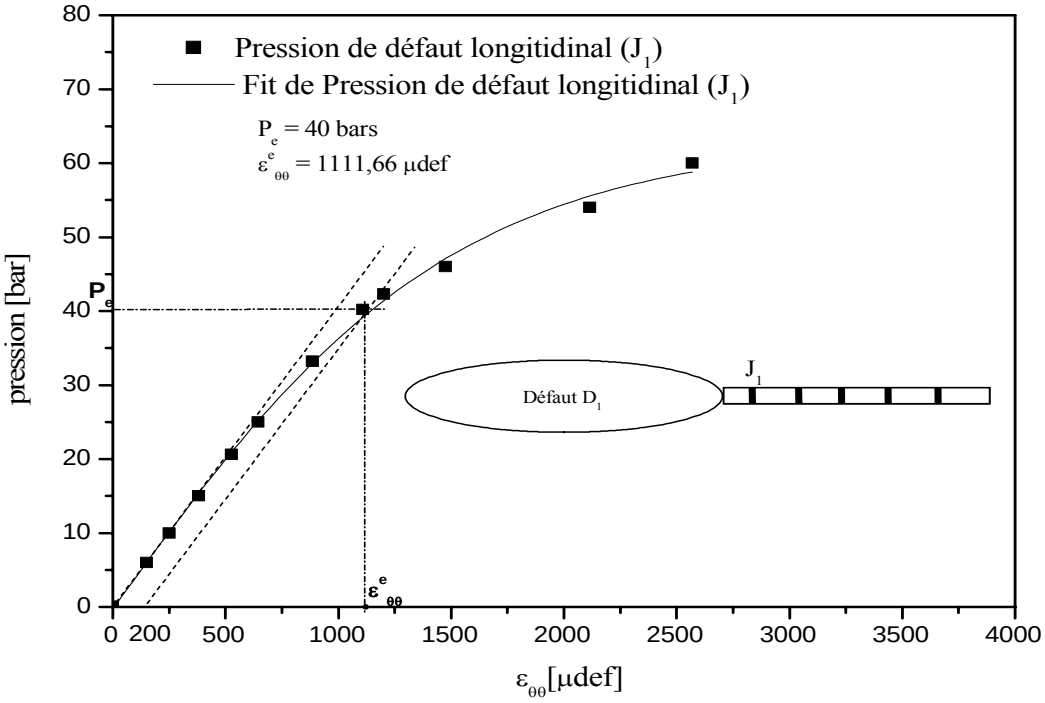


Figure 2.25 : Déformation $\varepsilon_{\theta\theta}$ pour la jauge (J_1) en fonction de la Pression dans le défaut longitudinal

La courbe 2.26 donne la pression (en bars) en fonction de la déformation circonférentielle $\varepsilon_{\theta\theta}$, enregistrée par la jauge J_2 située à quatre mm du bord du défaut longitudinal.

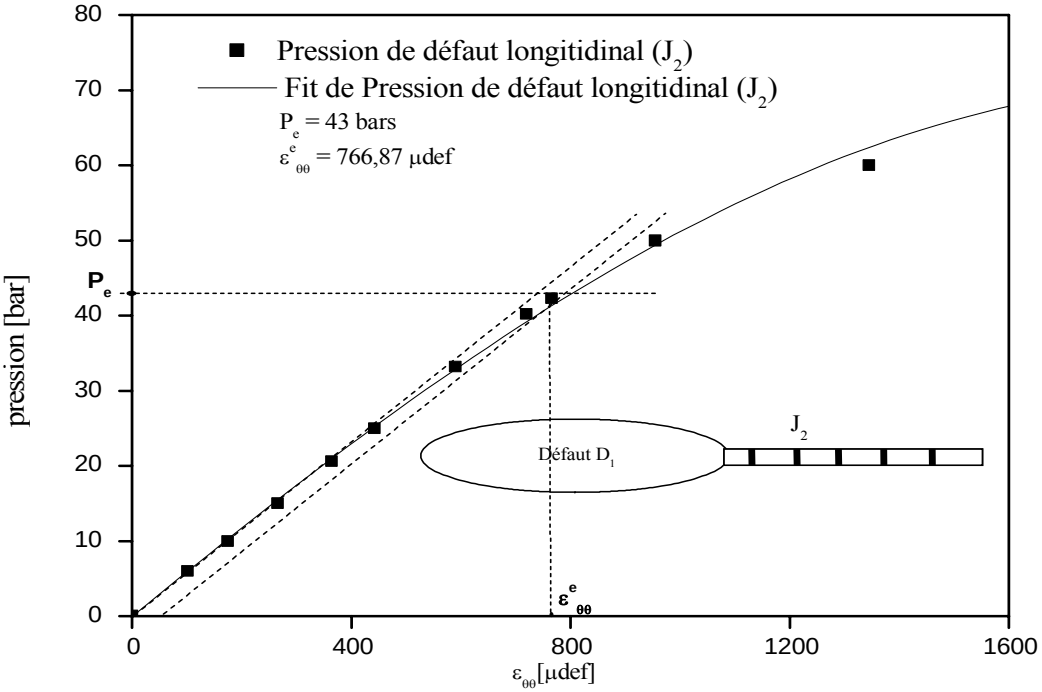


Figure 2.26 : Déformation $\varepsilon_{\theta\theta}$ pour la jauge (J_2) en fonction de laPression dans le défaut longitudinal

Dans la courbe 2.25, présentant la mesure de la jauge la plus proche à 2mm du défaut D1, la zone de déformation passe dans le domaine plastique à 40 bars. Pour la deuxième jauge située à 4mm du défaut D1, cette zone commence à se plastifier à 43 bars (Figure 2.26).

Dans les zones, les plus sollicitées au voisinage du défaut D1, le domaine plastique est obtenu pour une pression supérieure à 40 bars,

La figure 2.27 illustre les déformations circonférentielles mesurées par C1, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à la génératrice de la virole cylindrique dans le prolongement du défaut longitudinal. Le point zéro correspond à la pointe de défaut.

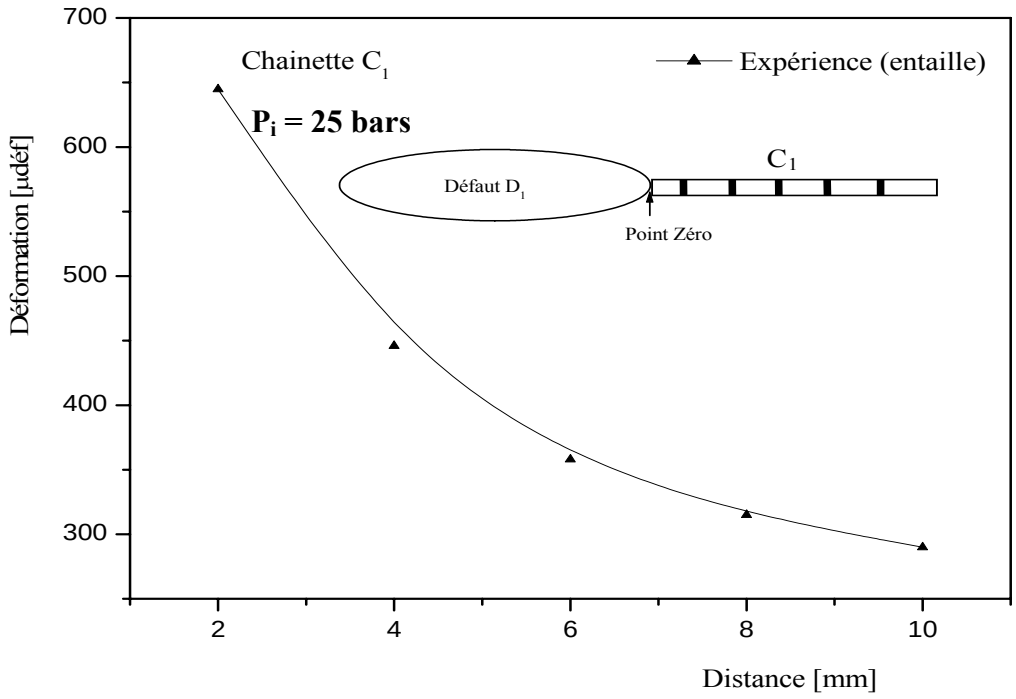


Figure 2.27: Déformations circonférentielles en fonction de la distance. (Chaînette C_1)

Sur la figure 2.27**,** la déformation circonférentielle donné par la jauge 1 est maximale dans une distance de 2 mm de défaut (D1), ceci montre l'existence d'une concentration de contrainte au fond d'entaille. Au-delà de 2 mm, on observe une chute de la déformation circonférentielle jusqu'à une stabilisation traduisant une déformation nominale.

La figure 2.28 montre les déformations circonférentielles mesurées par la chaînette C_2, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à la distance sur la circonférence perpendiculaire au défaut longitudinal. Le point zéro correspond au point milieu du défaut.

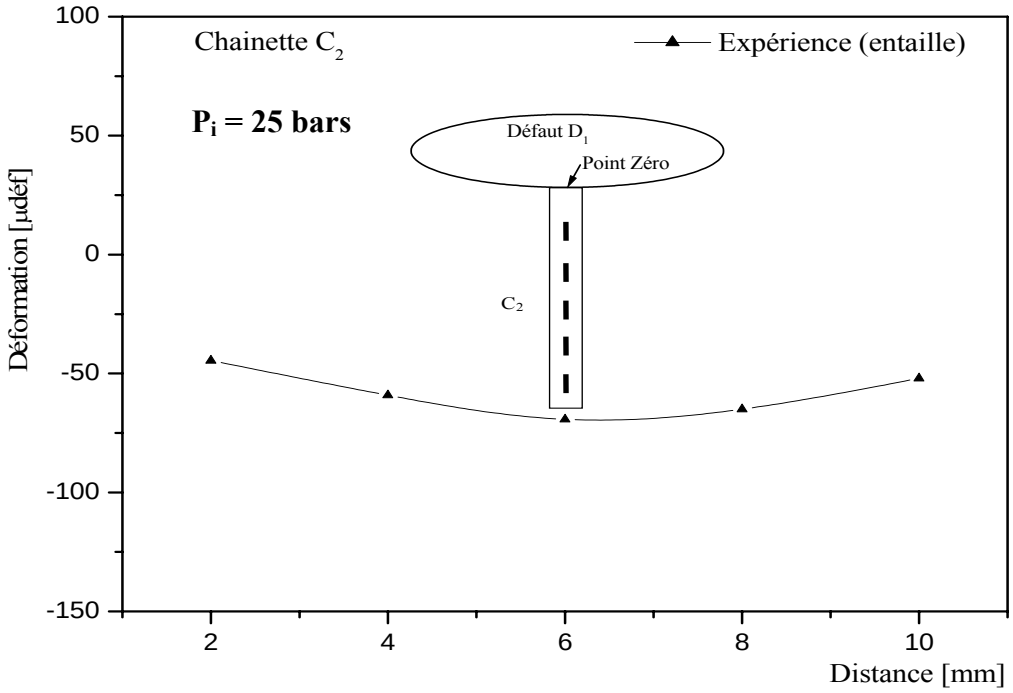


Figure 2.28 : Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_2)

On observe que la déformation circonférentielle mesurée par la chaînette C2 prend des valeurs négatives, ceci peut s'expliquer par une striction locale dû au bord libre. Elle diminue progressivement jusqu'à une distance de 6 mm, puis augmente. La convexité traduit la plus petite valeur de la déformation circonférentielle.

La figure 2.29 représente les déformations longitudinales mesurées par la chaînette C_3, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à la distance sur la circonférence perpendiculaire au défaut longitudinal. Le point zéro correspond au point milieu du défaut.

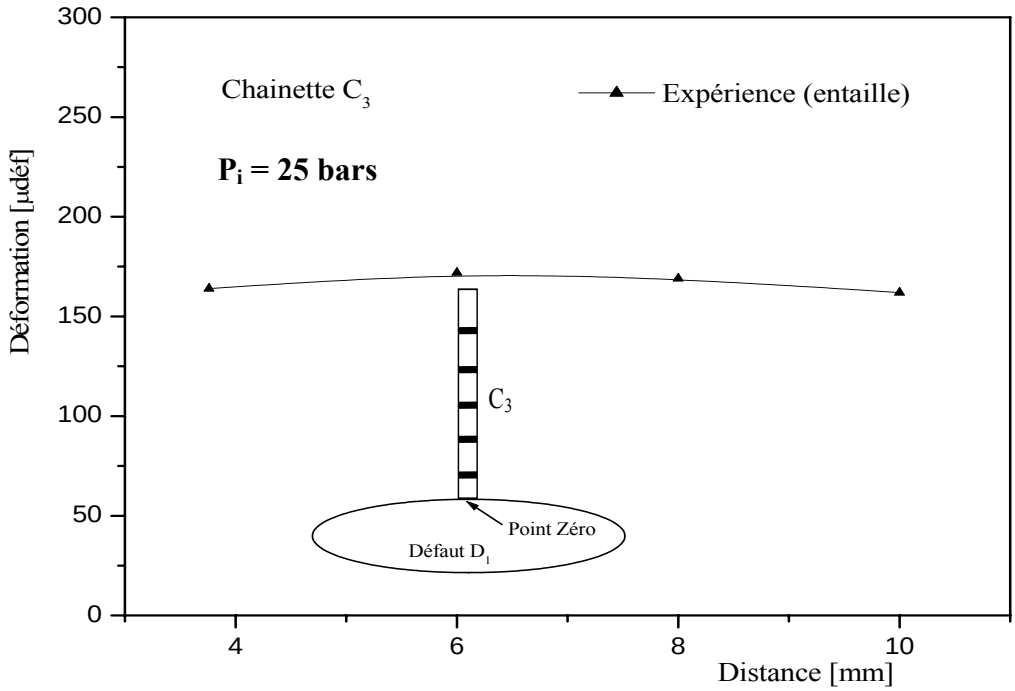


Figure 2.29 : Déformations longitudinales en fonction de la distance (Chaînette C_3)

On remarque que la déformation longitudinale mesurée par la chaînette C3 donne des valeurs positives, ce qui montre qu'il y a une légère augmentation de longueur (allongement de la structure) jusqu'à une distance de 7 mm, suivi d'une diminution. Mais globalement, la déformation reste constante.

Discussion :

Les déformations longitudinales et circonférentielle, autour du défaut D1, mesurées par les trois chaînettes ont révélé que, la jauge 1 donne une valeur maximale de la déformation circonférentielle sur une distance de 2 mm de défaut (D1), prévision d'un site d'amorçage et de propagation de défaut. La déformation circonférentielle mesurée par la chaînette C2 prend des valeurs négatives, alors que la chaînette C3 donne des valeurs positives de la déformation longitudinale.

2.3.2.2. Défaut D2

Au voisinage de ce défaut longitudinal « **D2** » de longueur c = 8 mm, de profondeur a = 2 mm et de rayon d'entaille ρ = 0,25 mm, nous avons collé deux chaînettes de jauges, la première (C_4), placée au milieu du défaut, mesure les déformations circonférentielles et la seconde (C_5) mesure les déformations longitudinales (figure 2.30).

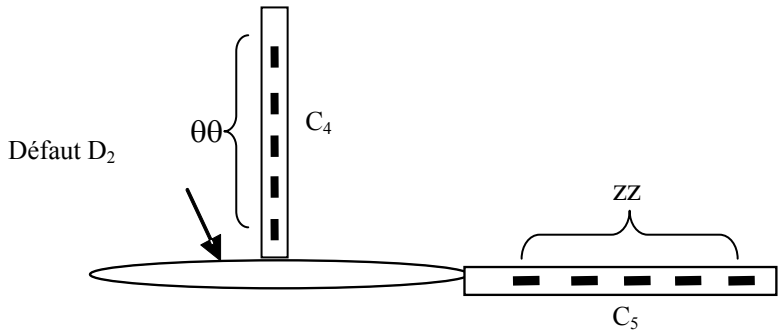


Figure 2.30 : Position des chaînettes au voisinage d'un défaut D2.

La figure 2.31, montre les déformations circonférentielles mesurées par la chaînette C_4, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à la distance sur la circonférence perpendiculaire au défaut longitudinal. Le point zéro correspond au point milieu du défaut.

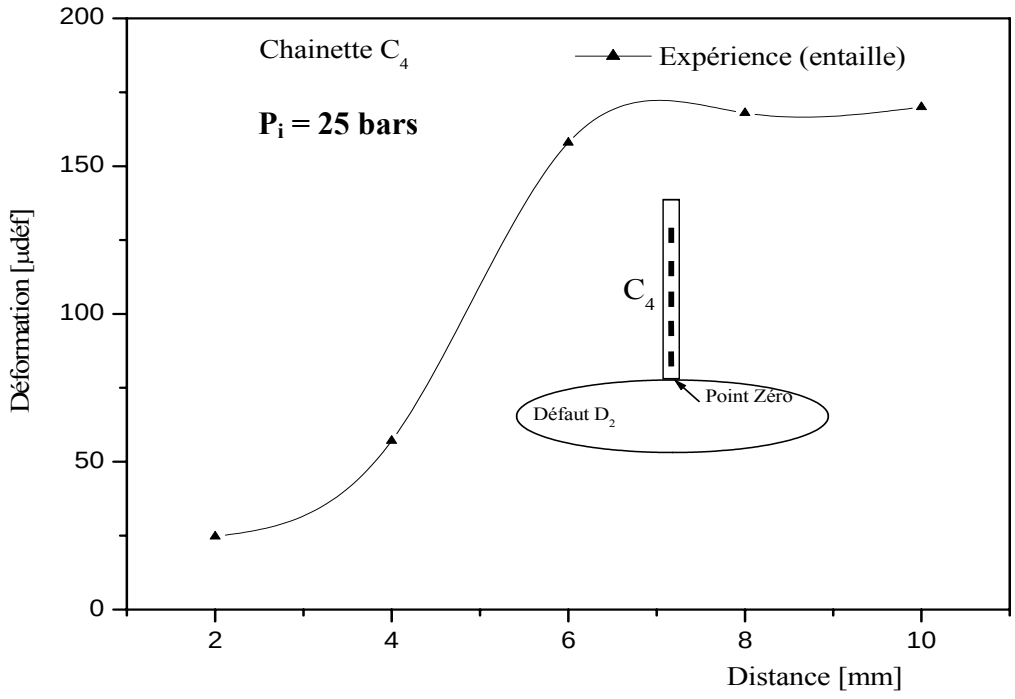


Figure 2.31 : Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_4)

On constate que la déformation circonférentielle, mesurée par la chaînette C_4, augmente jusqu'à une valeur maximale à une distance de 7 mm puis se stabilise.

La zone, se trouvant entre 2 mm et 7 mm, représente la perturbation de la déformation circonférentielle.

La zone située entre 7 mm et 10 mm traduit la stabilité de déformation circonférentielle (zone non affectée par le défaut)

La figure 2.32, représente les déformations longitudinales mesurées par C5, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à la génératrice de la virole cylindrique dans le prolongement du défaut longitudinal D2. Le point zéro correspond à la pointe du défaut.

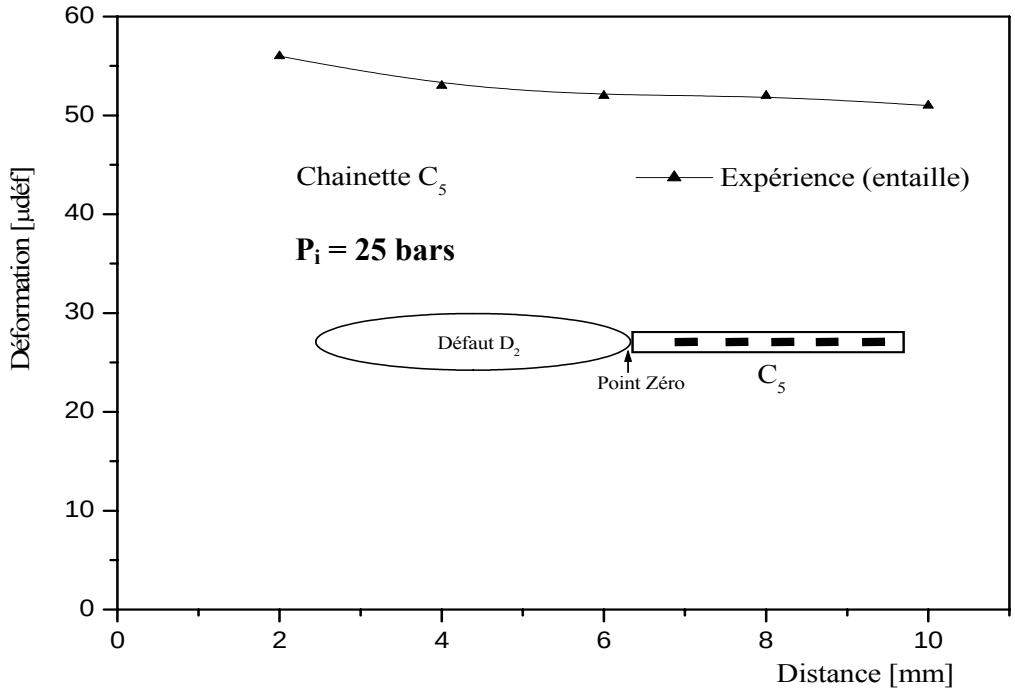


Figure 2.32 : Déformations longitudinales en fonction de la distance (Chaînette C_5)

On constate que la déformation longitudinale mesurée par la chaînette C_5 chute progressivement.

Discussion :

Les déformations longitudinales et circonférentielle autour de défaut D2, mesurées par les deux chaînettes, ont révélé une valeur maximale de la déformation circonférentielle et une diminution de la déformation longitudinale.

2.3.2.3. Défaut 3

La maquette comporte une entaille circonférentielle (D3). Au voisinage du défaut circonférentielle « **D3** » de longueur c = 8 mm, de profondeur a = 2 mm et de rayon d'entaille ρ = 0,25 mm, nous avons collé deux chaînettes de 5 jauges chacune au voisinage de ce défaut. La première (C_6), collée à l'extrémité du défaut, est constituée de jauges circonférentielles, et la deuxième (C_7), collée au milieu du défaut, est constituée de jauges longitudinales, figure 2.33.

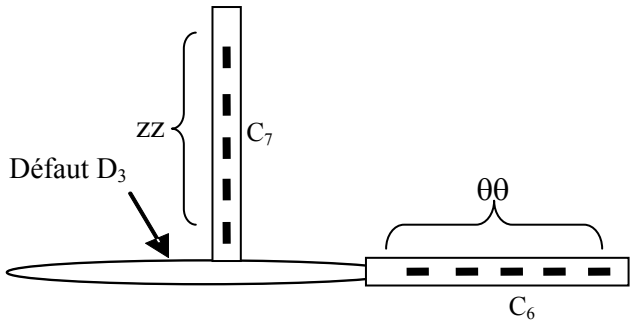


Figure 2.33 : Position des chaînettes au voisinage du défaut D3.

La figure 2.34 donne les déformations circonférentielles mesurées par C_6, pour une pression interne de 25 bars.

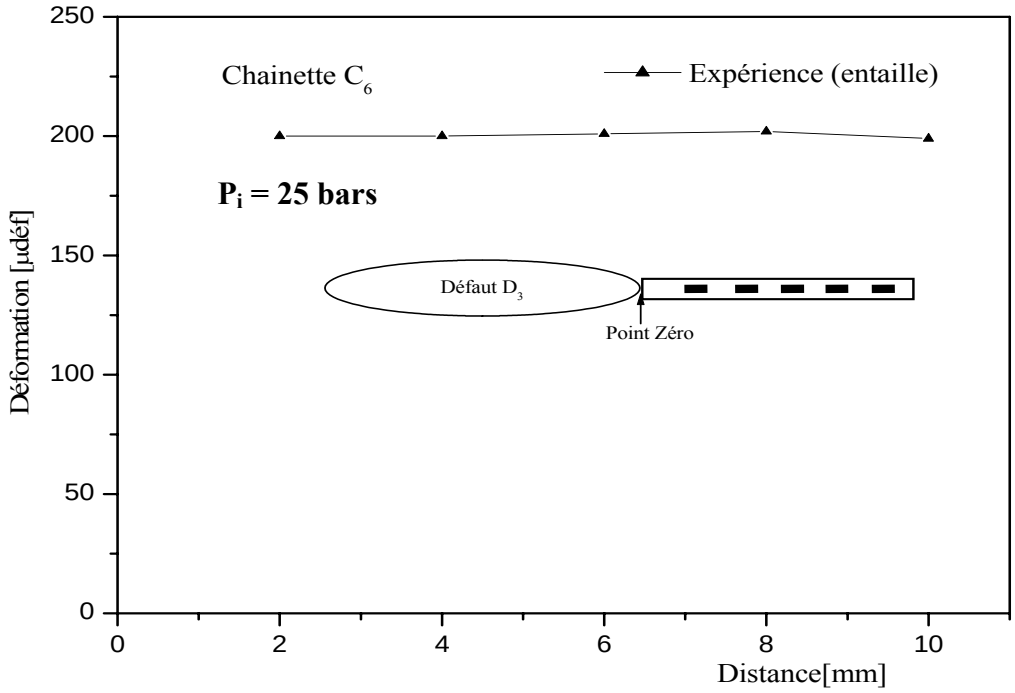


Figure 2.34 : Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_6)

On constate que la déformation circonférentielle mesurée par la chaînette C_6 est quasiment constante, ce qui montre l'absence d'influence du défaut sur la déformation.

La figure 2.35 montre les déformations longitudinales mesurées par C_7, pour une pression interne de 25 bars.

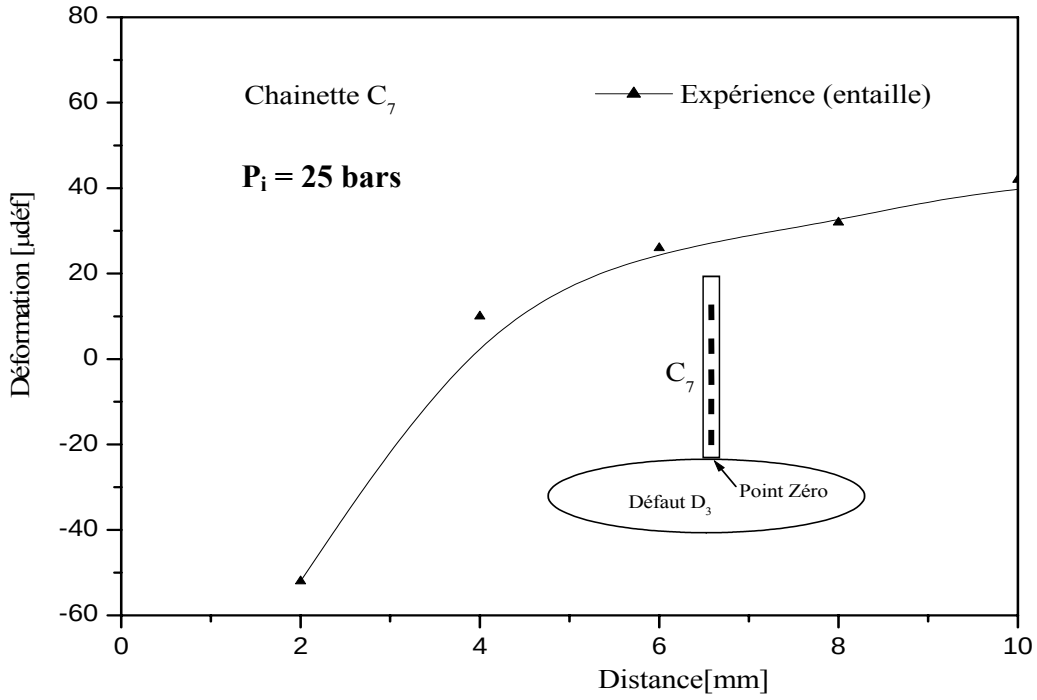


Figure 2.35 : Déformations longitudinales en fonction de la distance. (Chaînette C_7)

On constate que la déformation longitudinale, mesurée par la chaînette C_7, augmente jusqu'à une valeur de stabilisation (zone non affectée par le défaut).

Discussion :

Les déformations longitudinales et circonférentielle autour du défaut D3, mesurées par les deux chaînettes, ont révélé une augmentation de la déformation longitudinale, jusqu'à une valeur de stabilisation. La déformation circonférentielle reste constante (les dimensions du défaut sont petites).

2.3.3. Conclusion partielle

L'objectif de cette étude est le suivi des déformations, par jauges extensométriques, dans les zones proches des défauts dans les tuyaux soumis à une pression interne. Une démarche expérimentale spécifique a été mise en œuvre. Des mini-structures (ou maquettes) ont été conçues et réalisées selon les recommandations du CODAP pour la géométrie, le choix des matériaux et les procédés de soudage et de fabrication.

Les jauges extensométriques, de types chaînettes circonférentielles et longitudinales, ont été collées dans les zones proches des défauts. Ces régions de collage ont été choisies dans les zones d'influence des défauts, afin de suivre l'évolution des déformations dans ces zones.

Les résultats expérimentaux obtenus montrent que les déformations mesurées sur le défaut D1 sont plus grandes que dans le défaut D2. Le défaut D1 est responsable de l'amorçage et de la propagation.

Les contraintes longitudinales, responsables de l'ouverture du défaut circonférentielle, sont deux fois inférieures aux contraintes circonférentielles responsables de l'ouverture du défaut longitudinale.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Dominique F.

Essais mécaniques et lois de comportement, paris, hermès science publications, 2001, P : 216-217, 225-226.

[2] Pluvinage G.
Un siècle d'essai Charpy de la résistance vive à la mécanique de rupture d'entaille, Mécanique & Industries 4, 2003, P : 197-212.

[3] Pluvinage G.
Fracture and fatigue emanating from stress concentrators, Published by Kluwer Academic Publishers, 2003.

[4] British Standards Institution.
Guidance on some methods for the derivation of acceptance levels for defects in fusion welded joints, 1991, PD 6493, P : 90.

[5] Barthélémy B.
Notions pratiques de mécanique de la rupture, editions eyrolles 61, 1980, P : 26-28

[6] Tanguy B.
Thèse Modelisation de l'essai Charpy par l'approche locale de la rupture application au cas de l'acier 16MND5 dans le domaine de transition, 2001.

[7] Code Français
Construction des Appareils à Pression non soumis à l'action de la flamme, édition 2002.

CHAPITRE 3 : ÉTUDE NUMÉRIQUE

3. Introduction

Les équipements sous - pression tels les cylindres constituent une large famille de structures industrielles et domestiques. Ces équipements peuvent contenir des défauts (entailles, fissures, inclusions, cavités,…). Ces défauts, selon l'environnement, peuvent évoluer et se propager, parfois jusqu'à la rupture de la structure. Ces ruptures peuvent avoir des conséquences humaines et ou matérielles dramatiques. C'est pourquoi les chercheurs ont caractérisé la nocivité des défauts dans les structures [1].

Plusieurs méthodes ou techniques apportent une réponse à cette problématique. Les disciplines de base sont la mécanique de la rupture, la fatigue, et d'une manière générale, la fiabilité des composants et des structures.

Ces techniques, scientifiques de base, ne donnent malheureusement rarement de solution analytique simple d'utilisation pour les structures complexes. D'où la nécessité de recourir aux méthodes numériques. La méthode des éléments finis permet d'apporter une solution à la plupart des problèmes industriels.

Les étapes suivantes décrivent la démarche numérique utilisée, et le calibrage optimal du modèle retenu par castem2000 pour le calcul de la mécanique de la rupture, dans le domaine élastique et élasto-plastique.

L'objectif de cette étude est de caractériser des défauts dans des structures sous - pression. On se limitera au cas des coques cylindriques (tuyauteries, réservoirs de gaz…).

3.1. Présentation du code de calcul « CASTEM2000 »

CASTEM 2000 est un code de calcul d'analyse de structures par éléments finis (M.E.F). Ce code a été développé par le Département Mécanique et Technologie (D.M.T) du Commissariat français à l'Energie Atomique (C.E.A).

Le développement de CASTEM 2000 entre dans le cadre d'une activité de recherche dans le domaine de la mécanique, dont le but est de définir un instrument de haut niveau, pouvant servir de support pour la conception, le dimensionnement et l'analyse de structures et de composants.

Dans cette optique, CASTEM2000 présente un système complet, intégrant non seulement les fonctions de calculs proprement dites mais également les fonctions de construction du modèle (pré-processeur) et les fonctions de traitement des résultats (post-traitement). CASTEM2000 est un programme qui traite des problèmes d'élasticité linéaire

dans les domaines statiques et dynamiques, des problèmes non linéaire, des problèmes thermiques etc...

Le langage utilisé, pour définir les instructions fonctionnelles du procédé, est le langage "GIBIANE". Il permet, en particulier, un échange facile de renseignements entre l'utilisateur et le programme. L'organisation du processus de calcul par la méthode des éléments finis peut se scinder en trois étapes successives :

1. **Etape : Définition du modèle mathématique**

- Discrétisation géométrique du domaine étudié,
- Définition des données caractérisant le modèle : le type d'analyse (déformations ou contraintes planes, axisymétrique, etc…), le type d'éléments (poutre, coques, etc…), les propriétés du matériau, les caractéristiques géométriques et les conditions limites.

2. **Etape : Résolution du problème discrétisé**

- Calcul des matrices de rigidité et de masse de chaque élément fini,
- Assemblage des matrices de rigidité et de masse de la structure complète,
- Application des conditions aux limites,
- Application des chargements,
- Résolution du système d'équations.

3. **Etape: Analyse et post-traitement des résultats**

Les résultas peuvent être, soit des quantités locales comme les déplacements, les contraintes, les déformations, soit des quantités globales, telles que l'énergie de déformation ou encore la déformation maximale. Les programmes de calcul sont structurés selon cette logique. Chaque phase étant associée à un module déterminé du code :

- Le pré-processeur pour la définition du modèle complet, qui transmet les données au programme de calcul proprement dit, dés que ces dernières sont élaborées,
- Le programme de calcul qui, dés que la sélection d'une procédure de résolution est donnée, envoie une série de processus que l'utilisateur est contraint d'utiliser en « boite noire »,
- Le post-processeur qui procède aux traitements nécessaires après avoir reçu les résultats de ces processus.

- Le modèle de calcul représente l'ensemble des données préparées pour décrire les caractéristiques complètes du problème à analyser. Il peut être décrit par l'organigramme indiqué sur la figure 3.1.

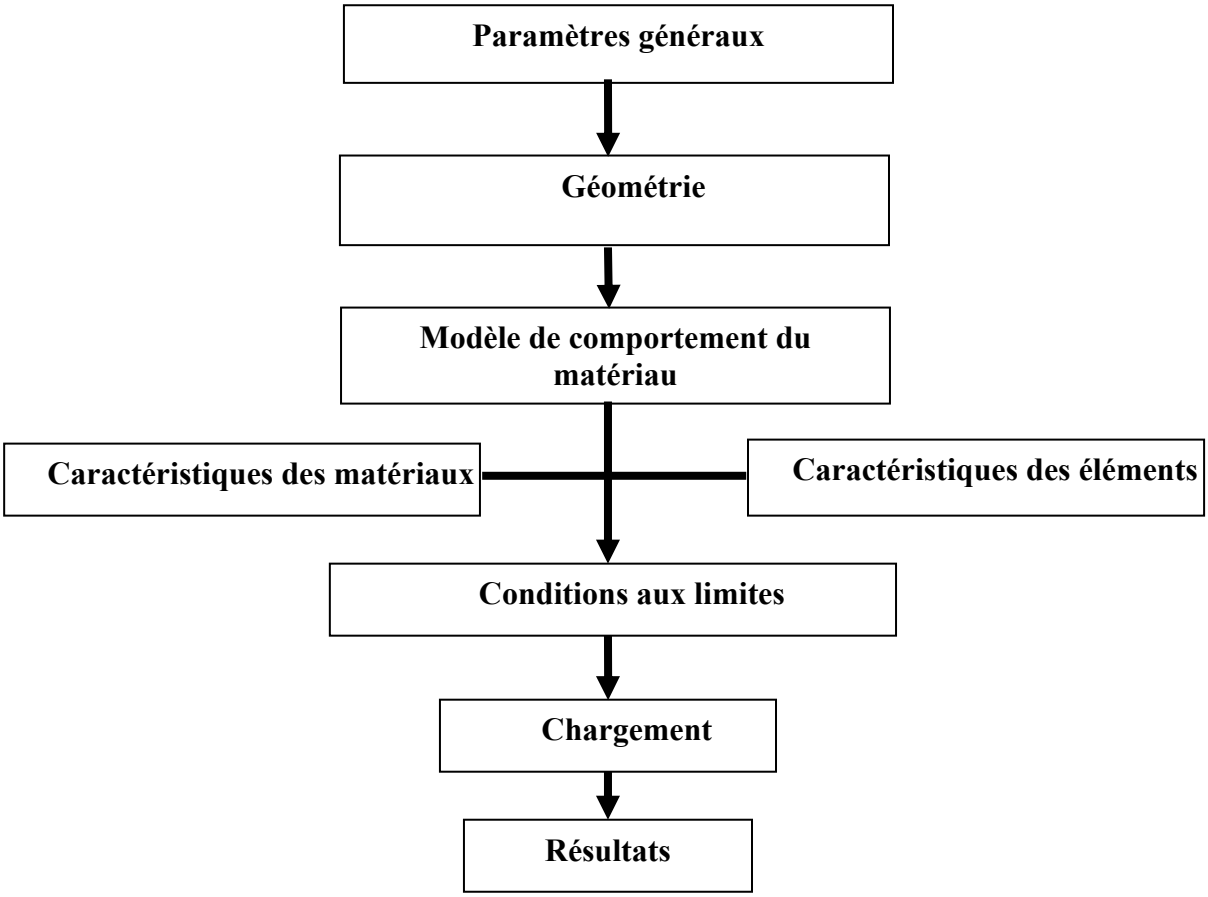


Figure 3.1 : Etapes à suivre pour la programmation

3.1.1. Condition aux limites

Les conditions aux limites sont traitées par la méthode des multiplicateurs de Lagrange. Elles s'écrivent sous la forme suivante :

$$\overline{\overline{C}}.\overline{u} = \overline{q} \tag{3.1}$$

Elles sont prises en compte dans le système d'équations linéaires d'équilibre par la résolution de :

$$\begin{cases} \overline{\overline{K}}.\overline{u} + \overline{\overline{C}}.\overline{\lambda} = \overline{F} \\ \overline{\overline{C}}.\overline{u} = \overline{q} \end{cases} \tag{3.2}$$

Avec,

$\overline{\overline{C}}$: Tenseur des modules élastiques,

$\overline{\overline{K}}$: Matrice de rigidité,

$\overline{u}$: Vecteur des déplacements généralisés,

$\overline{F}$: Vecteur des forces généralisées,

$\overline{q}$: Vecteur colonne des forces imposées (forces nodales).

La rigidité $\overline{\overline{C}}$ est à adjoindre à la rigidité $\overline{\overline{K}}$ du système libre grâce à l'opérateur BLOQUER.

Le vecteur $\overline{q}$ est à adjoindre au vecteur des forces nodales grâce à l'opérateur DEP (MPOSE).

3.1.2. Chargement

La définition du chargement consiste à créer un champ par point correspondant au vecteur du second membre de l'équation:

$$\overline{\overline{K}}.\overline{u} = \overline{F} \tag{3.3}$$

3.1.3. Résolution du calcul

Une fois la préparation du modèle de calcul réalisée, on constitue le système:

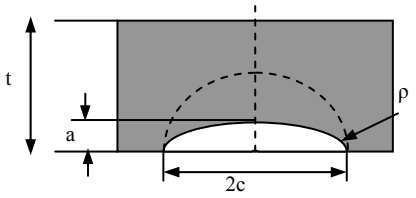
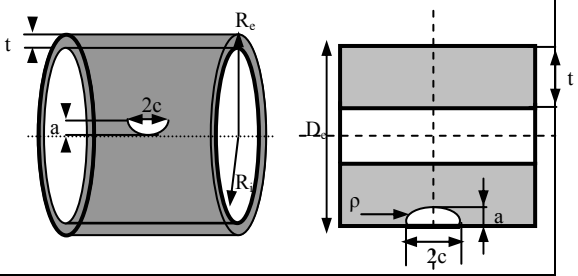
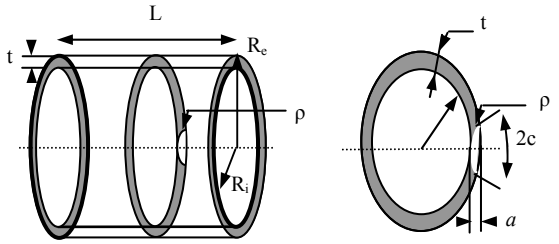
$$\overline{\overline{M}}\ddot{\overline{u}}+\overline{\overline{C}}\dot{\overline{u}}+\overline{\overline{K}}\overline{u}=\overline{F} \tag{3.4}$$

3.2. Description géométrique de l'éprouvette à étudier

Les géométries étudiées sont celles de coques cylindriques paramétrées par le rapport épaisseur / rayon interne **t/Ri,** afin de construire une base de données étendue à un tube d'une géométrie bien définie.

Cette structure comporte des défauts sous forme d'entaille axisymétriques semi-elliptiques débouchant en surface externe de cylindre. Les défauts semi-elliptiques sont caractérisés par les trois dimensions suivantes : la profondeur du défaut mesurée radialement **a**, la longueur du défaut **2c** et le rayon d'entaille **ρ**. Les caractéristiques géométriques du défaut dans le cylindre sont représentées dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1 : Géométries de défaut et de cylindre étudiées

(a) Entaille semi-elliptique	
(b) Cylindre avec une présence d'entaille externe axiale	
(c) Cylindre avec une présence d'entaille externe circonférentielle	

La modélisation, par éléments finis de la structure, nécessite un maillage adapté et finement raffiné, incluant des éléments spéciaux au fond d'entaille autour de la surface de discontinuité. Ceci pour calculer des grandeurs associées à la mécanique de la rupture.

3.2.1. Calibration et optimisation du maillage

L'étape fondamentale, avant de commencer le modèle de calcul, comprend les étapes suivantes:

- Calibration et optimisation du maillage
- Validation des résultats.

Remarque : la validation du modèle peut se faire par comparaison avec des références numériques d'autres auteurs, qui dispose de solution analytique, ou bien par comparaison avec des résultats expérimentaux.

Pour la calibration et l'optimisation du maillage, [5] a abordé dans son travail, le cas de cylindres avec fissures semi-elliptiques. Il a étudié l'influence de tous les paramètres du maillage sur la qualité des résultats numériques, et a proposé leurs optimisations. Nous

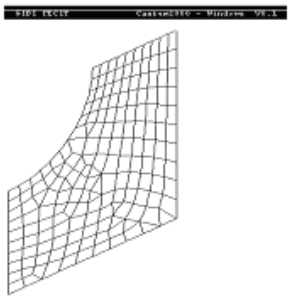
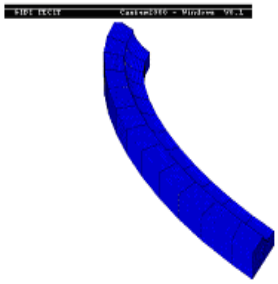
retenons la même démarche, en la généralisant au cas des cylindres entaillés. Pour la validation des résultats numériques, nous comparons le Facteur d'Intensité de Contraintes calculé numériquement avec celui obtenu par d'autres auteurs [2, 3, 4].

3.2.2. Conception de la géométrique du cylindre avec entaille externe

La conception de la structure cylindrique avec entaille externe est divisée en plusieurs étapes.

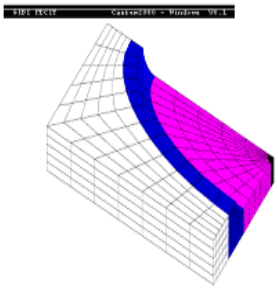
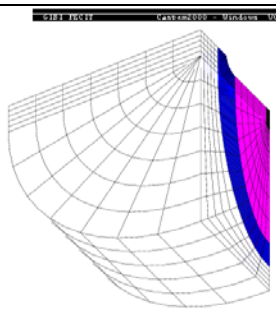
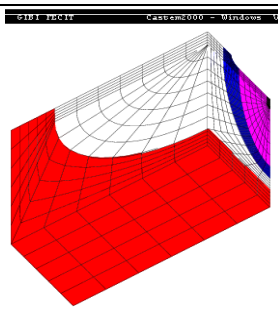
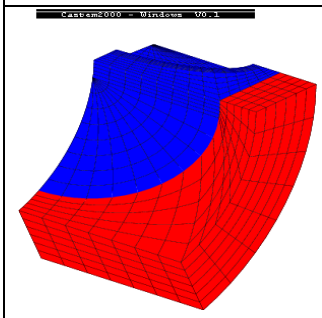
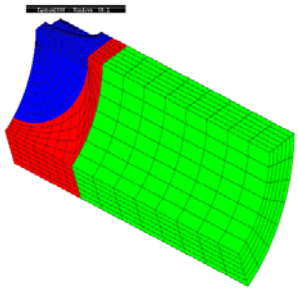
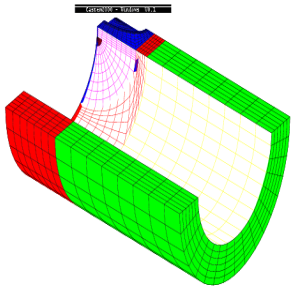
Le principe est de construire un bloc d'entaille qui repose sur l'extrusion d'un maillage 2D d'une entaille plane le long du front d'entaille (courbe de forme semi-elliptique). Cette opération permet de générer un volume essentiel nommé « boudin » tableau (3.2).

Tableau 3.2 : Différentes étapes de la conception de boudin

		
Etape 1: Création d'une facette 2D	Etape 2 : Création d'une courbe génératrice du front d'entaille	Etape 3 : Génération du volume « boudin» en faisant glisser la facette 2D sur la portion de la courbe elliptique

Le boudin est complété par des volumes internes et externes jusqu'à l'obtention d'un bloc compact parallélépipédique tableau 3.3. Les références [1, 5] montrent des détails plus approfondis.

Tableau 3.3 : Différentes étapes de conception d'éprouvette entaillée pour la simulation

 Etape 4: Génération des volumes complémentaires internes et externes	 Etape 5: Génération des parties de transition. Volume créé par rotation.	 Etape 6: Génération des parties de transition
 Etape 7: Enroulement de ce bloc d'entaille puis prolongation de deux de ses surfaces par rotation	 Etape 8: Translation de bloc d'entaille avec ses surfaces	 Etape 9: Quart de cylindre en présence d'entaille

3.2.3. Caractéristiques mécaniques de l'éprouvette

3.2.3.1. Propriété mécanique

Le matériau utilisé, dans le modèle de calcul, est l'acier P264GH. Les caractéristiques mécaniques du matériau obtenues par les essais de traction sont répertoriées dans le tableau (2.1) (Cf. 2, 2.1) [1], avec des éprouvettes de diamètre 7 mm. La forme et les dimensions des éprouvettes sont représentées sur la figure 2.1 (Cf. 2, 2.1).

Loi de comportement

La loi de comportement du matériau s'écrit :

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{k}\right)^{1/n} \qquad \text{Rambegr – Osgood} \qquad (3.5)$$

Avec, k : Coefficient plastique est de 494,54 MPa,

n : Coefficient d'écrouissage est de 0,068.

Le comportement du matériau est représenté sur la figure 2.2 (Cf. 2, 2.1).

3.2.4. Application des conditions aux limites

Pour différentes conceptions d'éprouvette, nous avons utilisé les propriétés de symétrie lorsqu'elles existent. Ainsi, pour les géométries 3D, nous avons deux plans de symétrie : les faces bloquées sont les plans contenant l'entaille et le plan perpendiculaire passant par l'axe de révolution des cylindres.

3.2.5. Type de chargement appliqué au cylindre entaillé

Dans le but d'étudier l'influence du chargement sous forme de pression dans le cylindre entaillé, figure 3.2, nous avons appliqué une pression uniforme interne de 25 bars sur la surface intérieure du cylindre pour éviter le problème de plasticité (chapitre expérimentale).

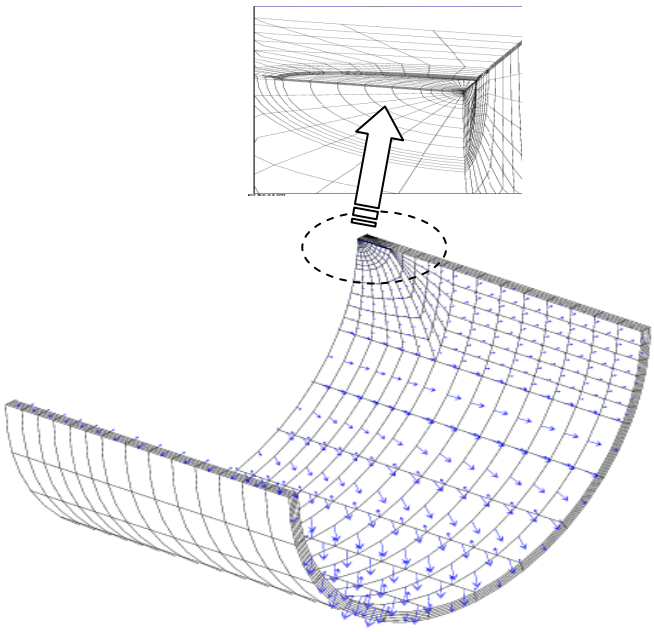


Figure 3.2 : Chargement appliqué dans le cylindre entaillé

3.2.6. Dépouillements des résultas

Le calcul numérique, par la méthode des éléments finis, repose sur la modélisation de la structure cylindrique. Seul un quart de l'éprouvette est utilisé, et les résultats sont à comparer à ceux trouvés dans la littérature, tableaux 3.4 et 3.5.

Dans le domaine élastique, le Facteur d'Intensité de Contraintes est lié au taux de restitution d'énergie G_I par l'équation : $$G_I = \frac{K_I^2}{E^*} \quad (3.6)$$

Avec, $E^* = E$ (en contraintes planes),

$E^* = \frac{E}{1-\upsilon^2}$ (en déformations planes).

Tableau 3.4 : Démarche suivie pour le post traitement, validation puis comparaisons des résultats numériques dans le cas élastique

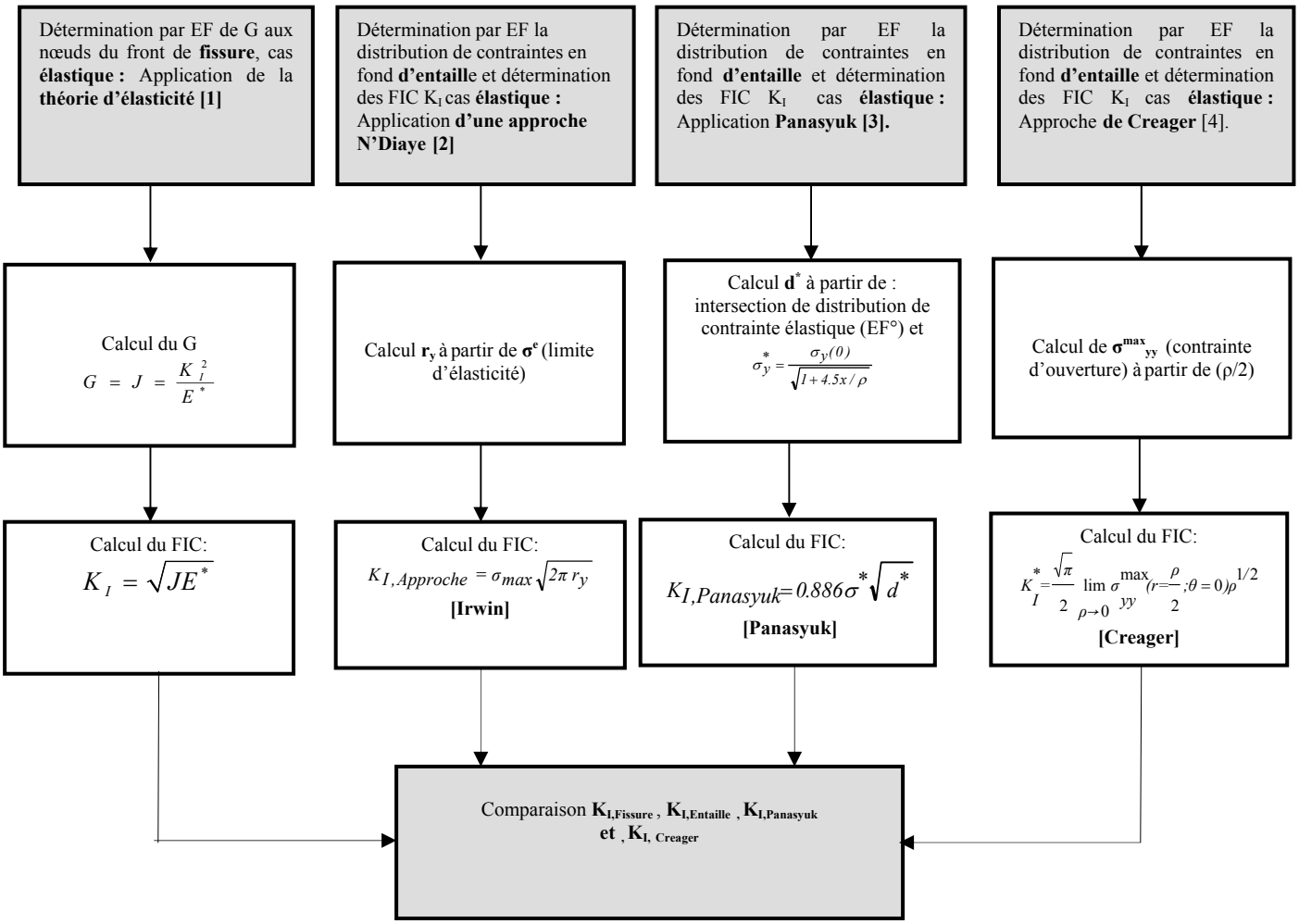
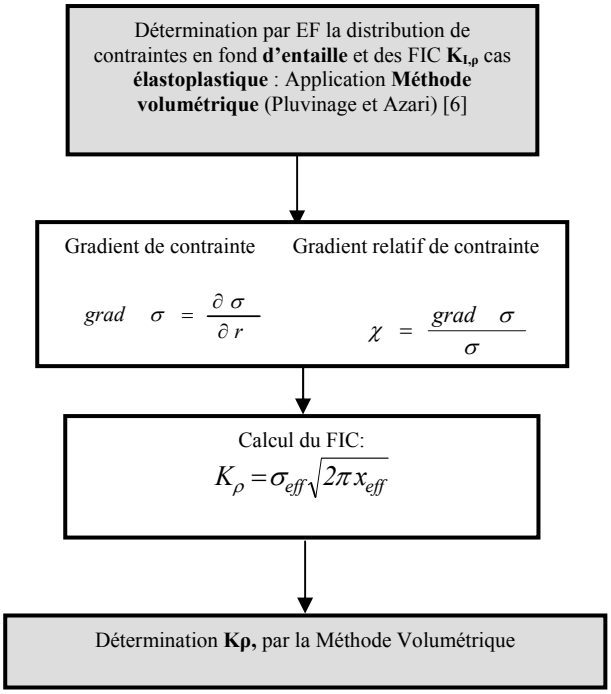


Tableau 3.5: Algorithme numérique dans le cas élastoplastique



3.2.7. Conclusion partielle

Au début de ce chapitre, nous rappelons les étapes de calcul par castem2000, les étapes de conception et de créations d'éprouvette et aussi les principes relatifs à la détermination du champ de contraintes au voisinage d'une entaille, dans les cas élastique et élastoplastique. Dans le paragraphe qui suit, nous déterminons le Facteur d'Intensité de Contraintes par la MEF, et son application par différents formalismes d'auteurs.

3.3. Résultats numériques

Dans la partie élastique, nous présentons la distribution des contraintes en fond d'entaille et nous déterminons les facteurs d'intensité des contraintes dans des coques cylindriques comportant des entailles axiales et circonférentielles axisymétriques et semi elliptiques. Nos résultats sont comparés à ceux de la littérature [1-4] et à la méthode expérimentale.

Dans la partie élastoplastique, nous présentons les résultats obtenus par la méthode des éléments finis en termes de distribution des contraintes en fond d'entaille. La méthode volumétrique détermine le Facteur d'Intensité de Contrainte en fond d'entaille K_ρ.

3.3.1. Résultats numériques d'un cylindre avec une entaille longitudinale de surface

3.3.1.1. Etude élastique.

Les résultats obtenus, concernant une coque cylindrique avec entaille longitudinale, et pour une pression interne de **25 bars**, sont présentés par des modèles axisymétriques. Les Facteurs d'Intensité de Contraintes sont analysés et obtenus au fond du défaut. On a choisi les mêmes rapports géométriques retenus dans la partie expérimentales : **a/t = 0,2 ; t/R_i = 0,052 ; c/a = 4** et **ρ = 0,25 mm** (rapports géométriques d'un tuyau mince existant dans la littérature) [7].

3.3.1.2. Distribution des contraintes analytiques en fond d'entaille

Plusieurs auteurs ont proposé de définir la répartition des contraintes élastiques en fond d'entaille par d'autres paramètres que le Facteur d'Intensité de Contraintes. (Cf. I 1.3.3).

3.3.1.2.1. Modèle de Timoshenko

L'équation de la distribution de contraintes élastiques en fond d'entaille, dans une plaque infinie soumise à la traction selon Timoshenko [8], est donnée par l'expression suivante :

$$\sigma_{yy} = \sigma_{nom} \left[1 + \frac{1}{2}\left(1 + \frac{x}{2\rho} \right)^{-2} + \frac{3}{2}\left(1 + \frac{x}{3\rho} \right)^{-4} \right] \qquad (3.7)$$

Avec,

σ_{nom} : Contrainte nominale (déterminer par les équations de la R.D.M),

x : Distance à partir de fond d'entaille,

ρ : Rayon d'entaille.

L'application du modèle de **Timoshenko [8]**, appliqué au cylindre avec entaille semi–elliptique longitudinale, a permis de tracer l'allure de la distribution des contraintes le long du ligament figure 3.3. En rappelant que la résistance des matériaux détermine la contrainte nominale :

$$\sigma_{nom} = P \frac{R_i}{t} \qquad (3.8)$$

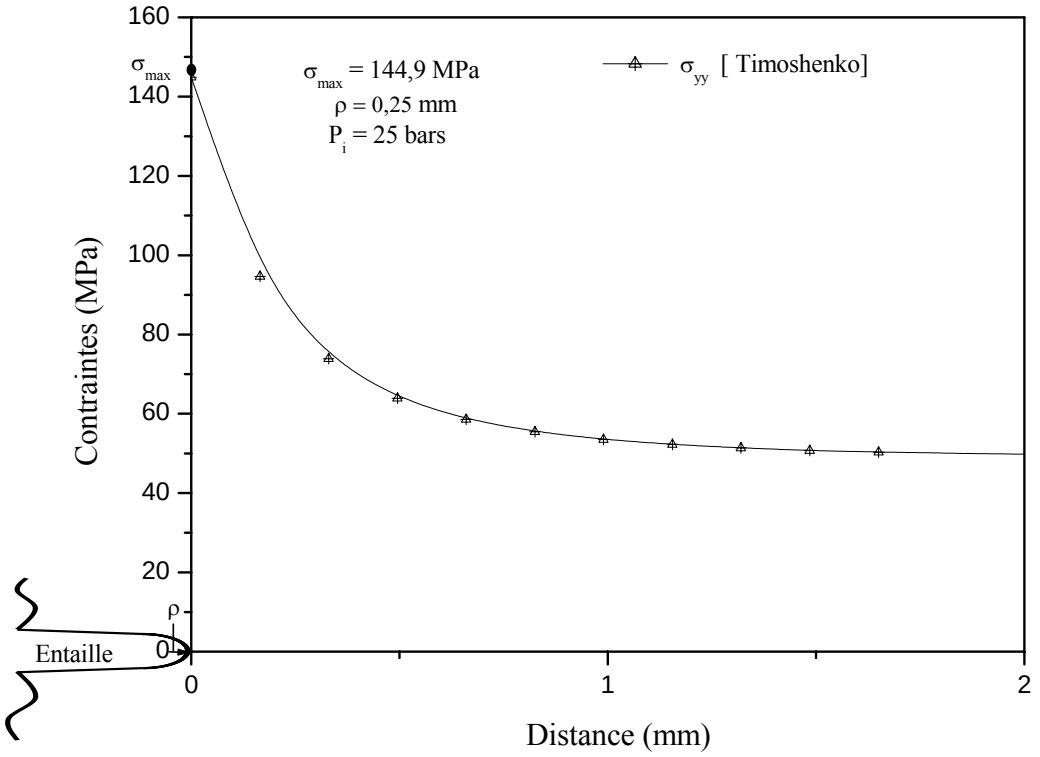


Figure 3.3 : Distribution des contraintes selon Timoshenko [8]

3.3.1.2.2. Modèle de Neuber

Neuber [9] a proposé la solution de distribution des contraintes élastiques d'une entaille semi-elliptique en combinant les deux équations suivantes :

$$\sigma_{yy} = \sigma_{max} \sqrt{\frac{\rho}{\rho + 4x}} \tag{3.9}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_a \left[1 + 2\sqrt{\frac{c}{\rho}} \right] \tag{3.10}$$

avec,

σ_{max} : Contrainte maximale,

σ_a : Contrainte appliquée sur l'entaille,

c : Profondeur de l'entaille,

ρ : Rayon d'entaille**,**

x : Distance à partir du fond d'entaille.

La figure 3.4 illustre les paramètres utilisés par le modèle de Neuber.

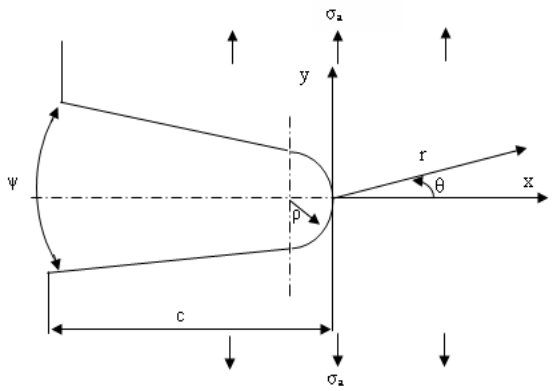


Figure 3.4 : Géométrie d'entaille

L'application du modèle de **Neuber [9]**, sur le cylindre avec entaille semi-elliptique longitudinale, a donné l'allure de la distribution des contraintes le long du ligament (figure 3.5), en signalant que la contrainte appliquée est donnée par :

$$\sigma_a = \sigma_{\theta\theta} = P\frac{R_i}{t} \tag{3.11}$$

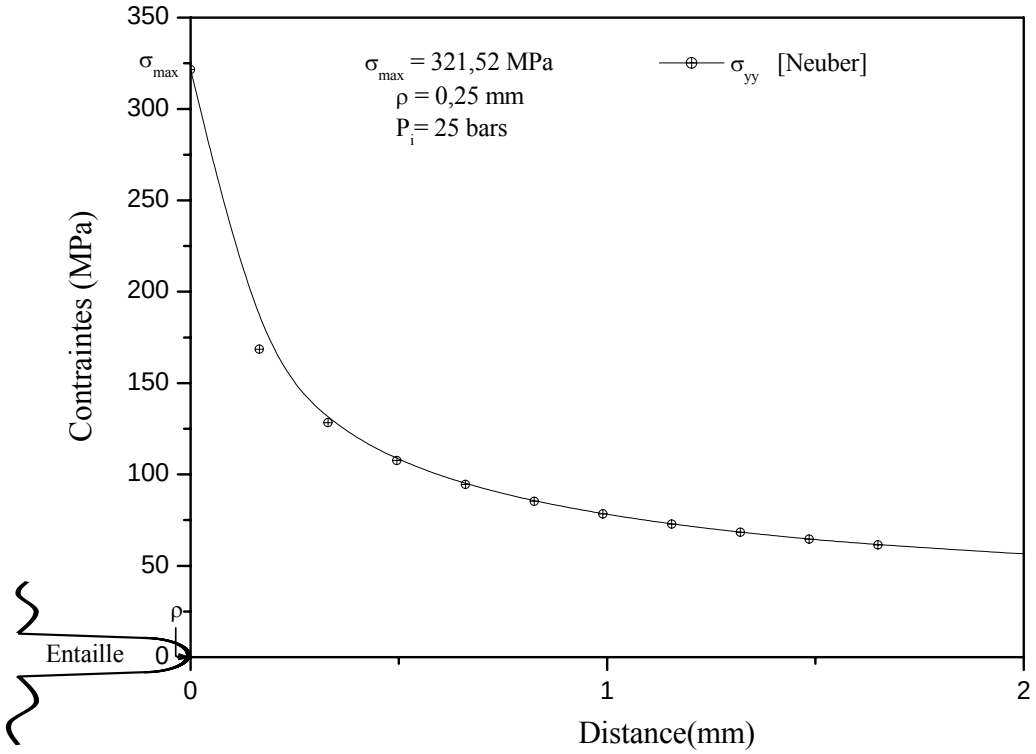


Figure 3.5 : Distribution des contraintes selon Neuber [9]

3.3.1.2.3 Modèle de Chen-Pan

Chen-Pan [10] a proposé une solution pour la distribution des contraintes en fond d'entaille en fonction de ligament, en utilisant l'équation suivante:

$$\sigma_{yy} = \sigma_{\max}\sqrt{\frac{\rho}{\rho + 8x}} \tag{3.12}$$

La contrainte maximale est la même utilisée par Neuber,

avec,

σ_{max} : Contrainte maximale,

ρ : Rayon d'entaille,

x : Distance à partir du fond d'entaille

L'allure de la distribution des contraintes le long du ligament, issue de l'application du modèle de **Chen-Pan** sur le cylindre d'entaille semi-elliptique longitudinal, est montrée sur la figure 3.6.

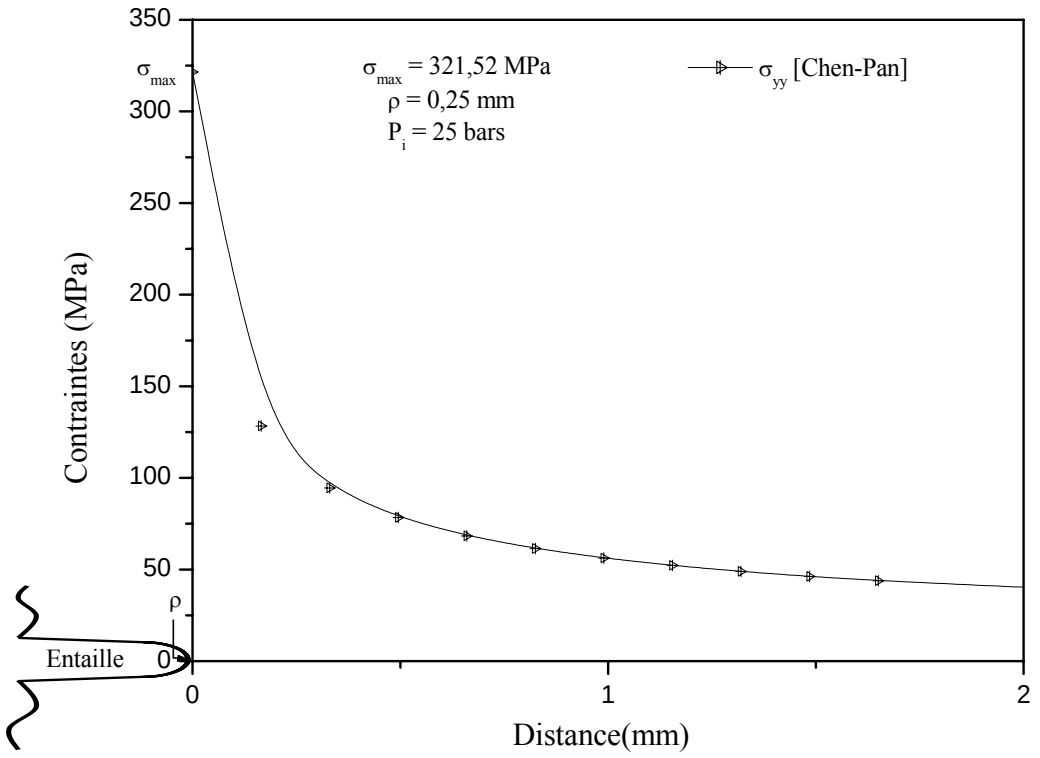


Figure 3.6 : Distribution des contraintes selon Chen-Pan [10]

3.3.1.2.4. Modèle de Usami

Usami [11] a défini une solution pour la distribution des contraintes en fond d'entaille en fonction du ligament, en introduisant dans son modèle le facteur de concentration de contraintes k_t et la contrainte nominale, en utilisant l'équation suivante:

$$\sigma_{yy} = \frac{K_t \sigma_{nom}}{3}\left[1 + \frac{1}{2}\left(1 + \frac{x}{2\rho}\right)^{-2} + \frac{3}{2}\left(1 + \frac{x}{3\rho}\right)^{-4}\right] \quad (3.13)$$

avec,

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (3.14)$$

k_t : Facteur de concentration de contraintes,

σ_{nom} : Contrainte nominale,

ρ : Rayon d'entaille,

x : Distance à partir du fond d'entaille.

L'application du modèle de **Usami [11]** sur le cylindre avec entaille semi-elliptique longitudinale a donné l'allure de la distribution des contraintes le long du ligament (figure 3.7).

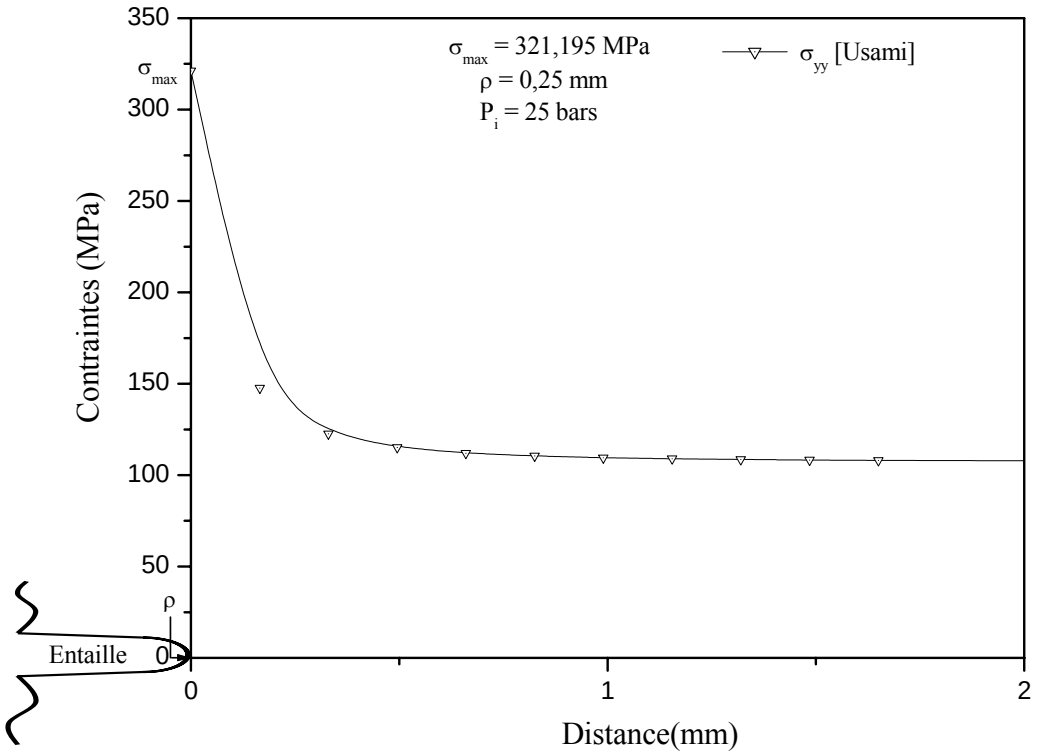


Figure 3.7 : Distribution des contraintes selon Usami [11]

3.3.1.2.5. Modèle de Glinka Newport

Glinka Newport [12] a proposé une solution pour la distribution des contraintes en introduisant dans son modèle k_t. La contrainte nominale s'écrit :

$$\sigma_{yy} = \frac{K_t \sigma_{nom}}{2}\left[\frac{1}{3} + \frac{1}{2}\sqrt{2}\left(\frac{x}{\rho} + \frac{1}{2}\right)^{-1/2} + \frac{1}{4}\sqrt{2}\left(\frac{x}{\rho} + \frac{1}{2}\right)^{-3/2} + \frac{1}{6}\left(\frac{x}{\rho} + 1\right)^{-2} + \frac{1}{2}\left(\frac{x}{\rho} + 1\right)^{-4}\right] \quad (3.15)$$

avec, $$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (3.16)$$

L'application du modèle de **Glinka Newport** sur le cylindre avec entaille semi-elliptique longitudinale a donné l'allure de la distribution des contraintes le long du ligament (figure 3.8).

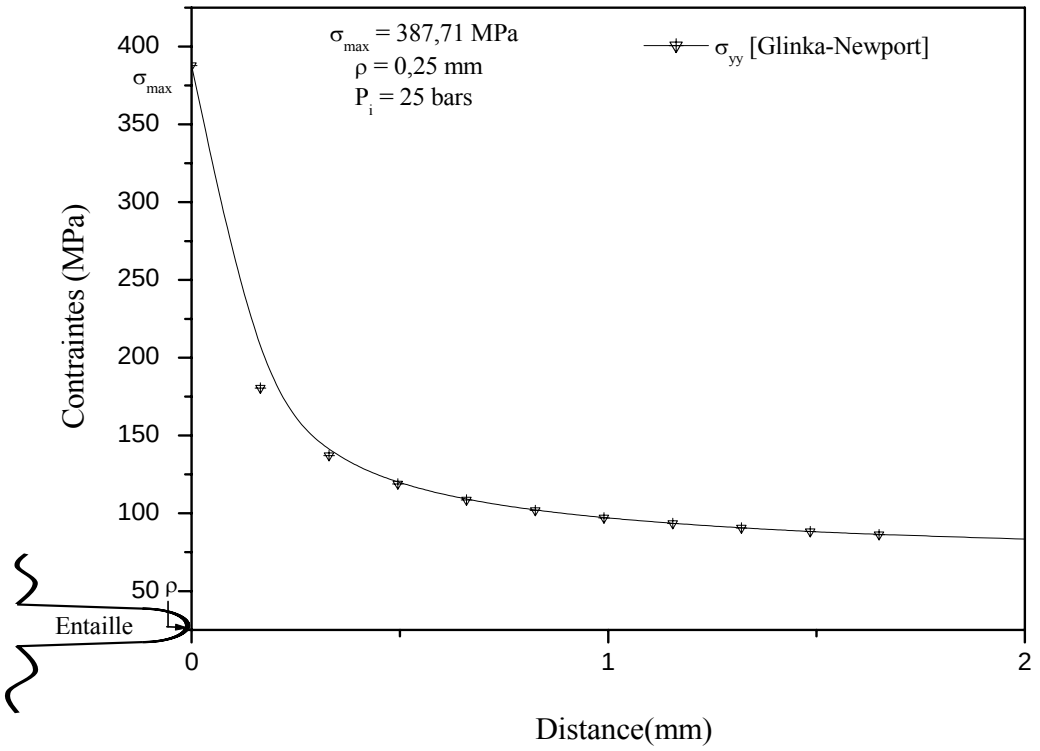


Figure 3.8 : Distribution des contraintes selon Glinka-Newport [12]

Comparativement aux équations de la distribution des contraintes obtenue par différents auteurs, le Modèle de Timoshenko est basé sur la contrainte nominale et le rayon d'entaille. Alors que les Modèles de Neuber et de Chen-Pan sont basés sur la contrainte maximale et le rayon d'entaille, pour tracer l'allure de la distribution de la contrainte.

L'équation du Modèle d'Usami, et de Glinka Newport utilise le facteur de concentration de contraintes, la contrainte nominale et le rayon d'entaille.

On remarque, selon les modèles analytiques proposés par les différents auteurs, que la distribution des contraintes en fond d'entaille chute considérablement, et que la distrubition des contraintes d'Usami se stabilise à une contrainte plus élevée que la contrainte nominale.

3.3.1.3. Méthode des éléments finis

La distribution des contraintes en fond d'entaille d'un matériau élastique a été calculée par la méthode des éléments finis sur un cylindre entaillé sous une pression interne (Tableau 3.4 et Tableau 3.5).

3.3.1.4. Calcul du facteur de concentration de contraintes k_t

La contrainte maximale σ_{max}, calculée par éléments finis, est égale à 360,33 MPa, figure 3.9. La contrainte nominale est déterminée à partir de l'équation de la R.D.M (3.17) :

$$\sigma_{nom} = P \frac{R_i}{t} \tag{3.17}$$

avec, P= 25 bar, R= 193,2 mm et t =10 mm. Nous trouvons σ_{nom} = 48,3 MPa.

Le facteur de concentration de contraintes k_t déduit à partir de l'équation (Cf. 1, 1.3.2, figure 1.12), a une valeur de 7,46.

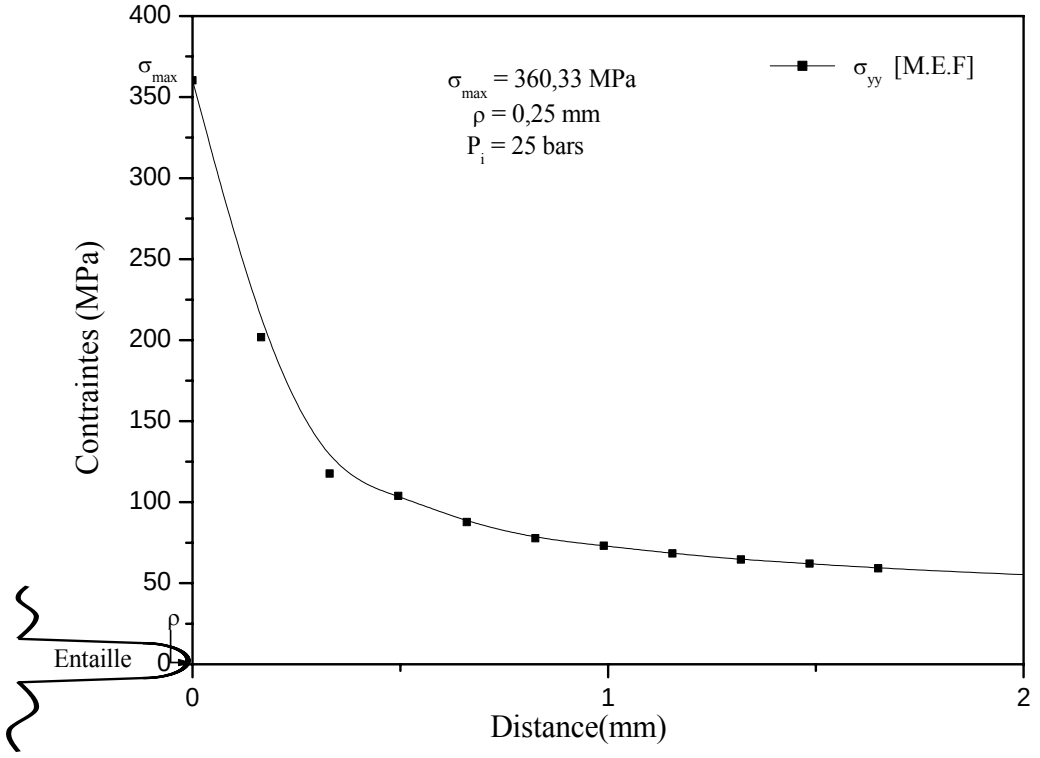


Figure 3.9 : Distribution élastique des contraintes par la méthode des éléments finis

3.3.1.5. Comparaison du facteur de concentration de contraintes et la distribution de contraintes.

3.3.1.5.1. Facteur de concentration de contraintes

Nous avons comparé les résultas du facteur de concentration de contraintes k_t, obtenus par calculs et par différents auteurs (tableau 3.6).

Tableau 3.6 : Facteur de concentration de contraintes k_t – comparaison des résultats

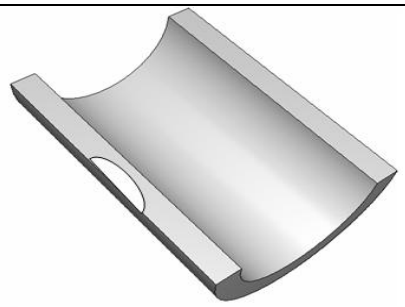
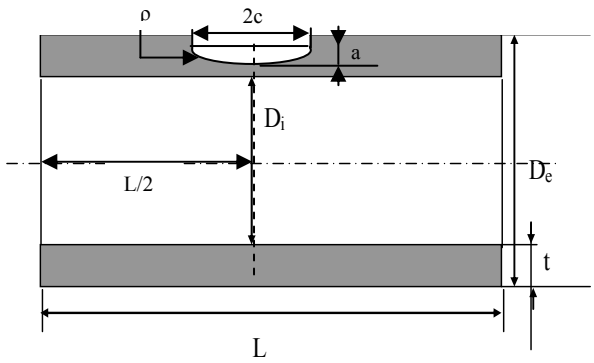
Coefficient de concentration de contraintes	Auteurs		
	Neuber, Chen-Pan, Usami [9-11]	Peterson [13]	MEF
k_t	6,65	7,2	7,46

On constate que les résultats obtenus par nos calculs sont plus proches de ceux de Peterson. La différence significative provient des paramètres mécaniques utilisés par chaque auteur.

3.3.1.5.2. Distribution de contraintes et analyses

La figure 3.10, représente la distribution de contraintes en fond d'entaille calculée à l'aide de quelques modèles répertoriés dans le tableau (Cf. 1, 1.3.3, Tableau 1.2), pour les conditions suivantes:

Cylindre avec entaille externe longitudinale.
Pression interne **P = 25 bar**,
Rayon d'entaille **ρ = 0.25 mm**,
Profondeur d'entaille **a = 2mm**,
Longueur d'entaille **c= 8 mm**,
Epaisseur **t = 10 mm**,
Rayon interne $\mathbf{R_i}$ **= 193,2 mm**.

Défauts longitudinaux	
	

Si l'on considère comme courbe de référence la courbe obtenue par éléments finis, il apparaît de manière générale que les expressions de **Chen-Pan, Usami et Glinka-Newport** donnent des résultats satisfaisants pour une distance inférieure à **2ρ**. Le modèle **Thimoshenko** sous-estime fortement la distribution des contraintes. L'écart avec les résultats obtenus par éléments finis est de l'ordre de **30 %**.
Pour une distance supérieure à **1,32ρ** la distribution de **Neuber** est une bonne approximation des valeurs obtenues par éléments finis. Le modèle **Usami** surestime fortement la distribution des contraintes.

L'ensemble de ces analyses est présenté, figure 3.10.

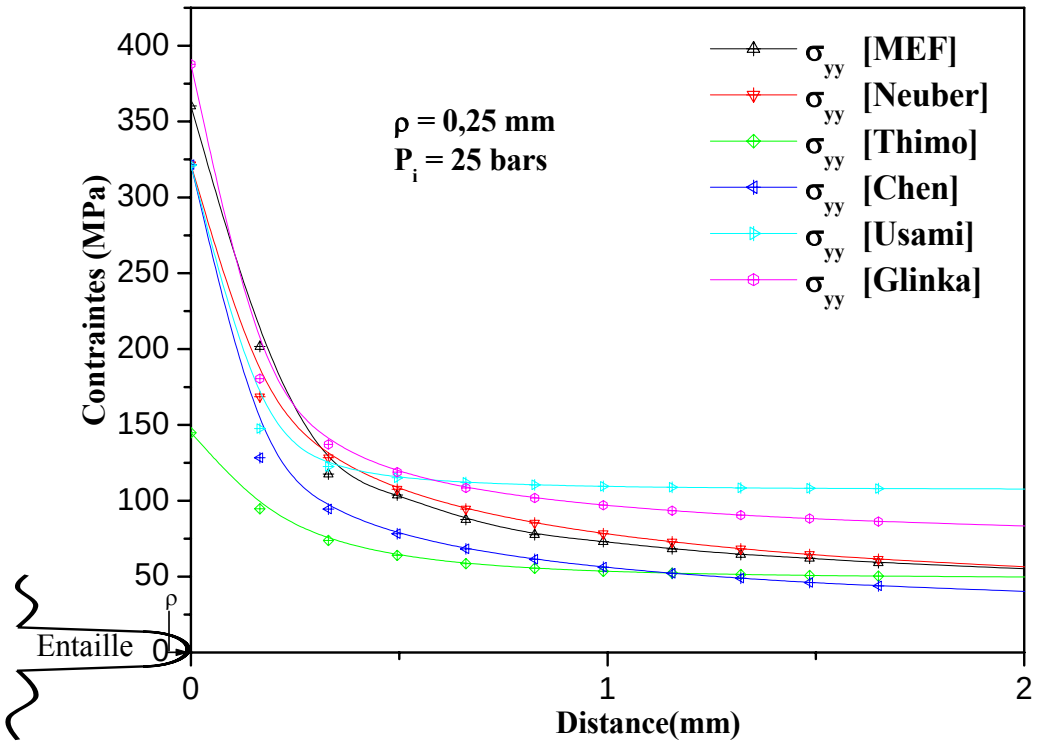


Figure 3.10 : Distribution élastique des contraintes en fond d'entaille

Tableau 3.7 : Contrainte maximales par différentes auteurs

	Auteurs					
	Usami [11]	Glinka-Newport [12]	Neuber [9]	Thimoshenko [8]	Chen-Pan [10]	MEF
Contrainte maximale σ_{max}(MPa)	321,19	387,71	321,52	144,90	321,52	360,33

3.3.1.6. Calcul du Facteur d'intensité de contraintes

La valeur du Facteur d'Intensité de Contraintes est calculée de deux manières:

1. Méthode aux éléments finis,
2. Application des différents critères.

Avec une pression interne **P = 25 bar**, rayon d'entaille **ρ = 0.25 mm**, profondeur d'entaille **a = 2mm**, longueur d'entaille **c= 8 mm**, épaisseur **t = 10 mm**, et rayon interne **R_i = 193,2 mm**

3.3.1.6.1. Méthode des éléments finis

Cette méthode sert à déterminer le Facteur d'Intensité de Contraintes en mode I, par application de quelques approches.

3.3.1.6.1.1. Théorie d'élasticité

Pour la calibration et l'optimisation du maillage, Elhakimi et col [1] ont abordé, dans leurs thèses, le cas des cylindres avec **fissures** semi-elliptiques. Ils ont étudié l'influence de tous les paramètres du maillage sur la qualité des résultats numériques, et ont proposé leurs optimisations.

Saffih et Elhakimi [5, 1], ont étudié la fonction de correction i_0, en appliquant une pression constante le long des lèvres de la fissure [5, 1]. Le Facteur d'Intensité de Contraintes est déterminé à partir de :

$$G = J = \frac{K_I^2}{E^*} \tag{3.18}$$

$$K_I = \sqrt{JE^*} \tag{3.19}$$

Nous retenons la même démarche. Pour valider les résultats numériques, nous avons mené une comparaison basée sur les résultats du Facteur d'Intensité de Contraintes en fond d'entaille et en fond de fissure [5, 1].

La structure est caractérisée par les rapports géométriques : a/t, t/R_i et le rapport de la profondeur sur la demi longueur de la fissure a/c. Les paramètres choisis sont :

t = 10 mm a/t = 0,2 a/c = 0,25 t/R_i= 0,05

L'application d'une pression interne de 25 bars dans le cylindre comportant une fissure semi-elliptique, donne :

$$J = 0{,}698.10^{-1} \text{ MPa.mm} \tag{3.20}$$

et

$$K_I = 3{,}81 \text{ MPa.(m)}^{1/2} \tag{3.21}$$

Le module de Young E est égal à 207GPa.

3.3.1.6.1.2. Rappel de quelques approches

Dans la littérature [2], l'approche utilisée définit le Facteur d'Intensité des Contraintes d'entaille $K_{I\rho}$ comme suit :

$$K_{I\rho} = \sigma_{nom} k_t \sqrt{2\pi x_c} = \sigma_{\max} \sqrt{2\pi x_c} \qquad (3.22)$$

avec, $x_c = r_y$

$\mathbf{k_t}$ est le Facteur de Concentration de Contraintes élastiques et $r_p = 2r_y$ correspondant à la distance caractéristique de la distribution des contraintes en fond d'entaille [2]. r_y est le rayon de la zone plastique et r_p la taille de la zone d'élaboration du processus de rupture. Dans cette approche la contrainte locale critique est égale à la contrainte locale maximale $\boldsymbol{\sigma_{max}}$ [2].

Cette approche rejoint celle d'**Irwin** qui dit que :
"Compte tenu du fait que le champ de contraintes au voisinage de la fissure prend des valeurs importantes, il se produit des déformations plastiques en fond de fissure, qui sont plus ou moins étendues selon la ductilité du matériau et influencent fortement son comportement à la rupture".

Application

La méthode des éléments finis traite différentes géométries de la structure étudiées et détermine la distribution des contraintes élastiques en fond d'entaille. Le Facteur d'Intensité de Contraintes est calculé par application de l'approche d'équation (3.22).

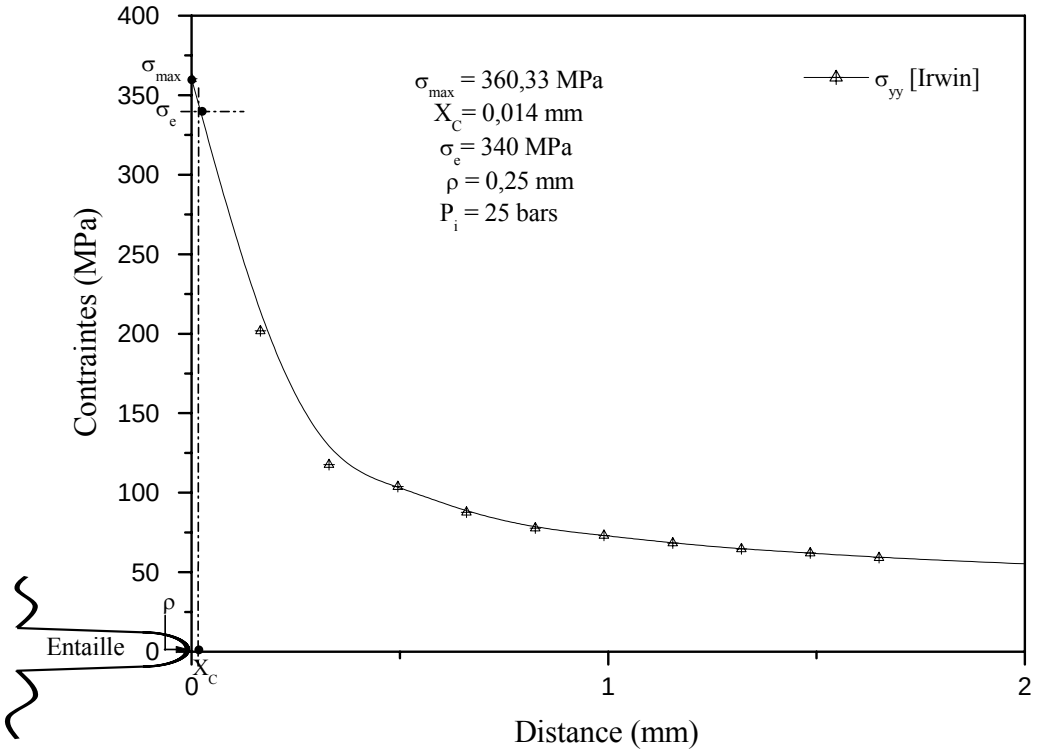


Figure 3.11 : Détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes selon N'Diaye [2].

La figure 3.11 présente la distribution des contraintes élastiques en fond d'entaille en fonction du ligament. Nous avons obtenu une distance de 0,014mm correspondant à la valeur de la limite d'élasticité **(340MPa)**, pour une contrainte maximale de **360,33 MPa** et un rayon d'entaille de **0,25mm**.

Le calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes, déterminé par la méthode des éléments finis en appliquant l'approche [2], est :

$$K_{I\rho} = 360{,}33\sqrt{2\pi\ 0{,}014 * 10^{-3}} \tag{3.23}$$

$$K_{I\rho} = 3{,}37 \text{ MPa } (m)^{1/2} \tag{3.24}$$

3.3.1.6.1.3. Approche de Panasyuk

L'intersection entre l'allure de l'équation paramétrique que Panasyuk **[3]** (Cf. 1, 1.2.1.2) a proposé, et l'allure de distribution de contraintes obtenue par éléments finis figure (3.12),

ont permis d'identifier la contrainte $\boldsymbol{\sigma_y^*}$ qui correspond à une distance $\mathbf{d^*}$ caractéristique de la distance effective. $K_{I,Panasyuk}$ est de la forme :

$$K_{I,\text{Panasyuk}} = 0,886\ \sigma_y^* \sqrt{d^*} \qquad (3.25)$$

Application

Le calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes par la méthode des éléments finis, en appliquant l'approche de Panasyuk, figure 3.12, s'écrit : $K_{I,\text{Panasyuk}} = 0.886\ \sigma^* \sqrt{d^*}$

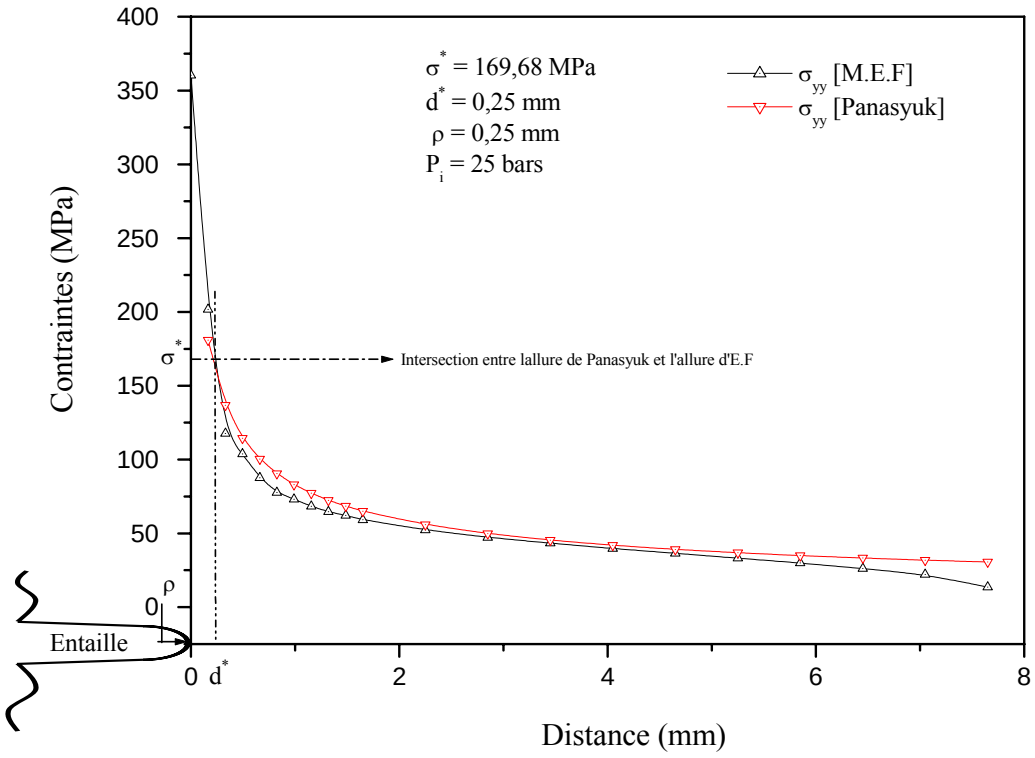


Figure 3.12 : Distribution des contraintes et méthode d'application du critère de Panasyuk [3]

La figure 3.12 présente la distribution des contraintes élastiques en fond d'entaille en fonction du ligament par la méthode de Panasyuk. Nous avons obtenu une distance caractéristique de la zone de la pré-rupture d^* correspond à ρ = **0,25 mm**, pour une contrainte $\boldsymbol{\sigma_y^*}$ de **169,68 MPa**, à partir de l'intersection entre le modèle d'éléments finis et le modèle de Panasyuk.

La distance d^*, proposé par Panasyuk, est exactement la même que celle proposée par Creager.

Le calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes, par la méthode des éléments finis, en appliquant l'approche de Panasyuk et l'application de l'équation 3.25 est donné par :

$$K_{\text{I, Panasyuk}} = 0{,}886 * 169{,}68\sqrt{0{,}25 * 10^{-3}} \qquad (3.26)$$

$$K_{\text{I, Panasyuk}} = 2{,}38 \text{ MPa } (\text{m})^{1/2} \qquad (3.27)$$

3.3.1.6.1.4. Approche de Creager

La distribution de contraintes en fond d'entaille, selon Creager [4], est identique à celle d'une fissure, mais décalée dans la direction du fond d'entaille d'une distance égale à **ρ/2**, dans les conditions (Cf. 1, 1.2.1.3).

Dans le cas d'une fissure émoussée, lorsque le rayon d'entaille tend vers zéro, le Facteur d'Intensité de Contraintes critique, est défini par l'expression :

$$K_I^* = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \lim_{\rho \to 0} \sigma_{yy}^{\max}\left(r = \frac{\rho}{2}; \theta = 0\right)\rho^{1/2} \qquad (3.28)$$

Application

La courbe de la figure 3.13 montre que la contrainte en fond d'entaille, lorsque r tend vers ($\frac{\rho}{2}$) dans le cas élastique, est de 239,14MPa, pour un rayon d'entaille de 0,25mm.

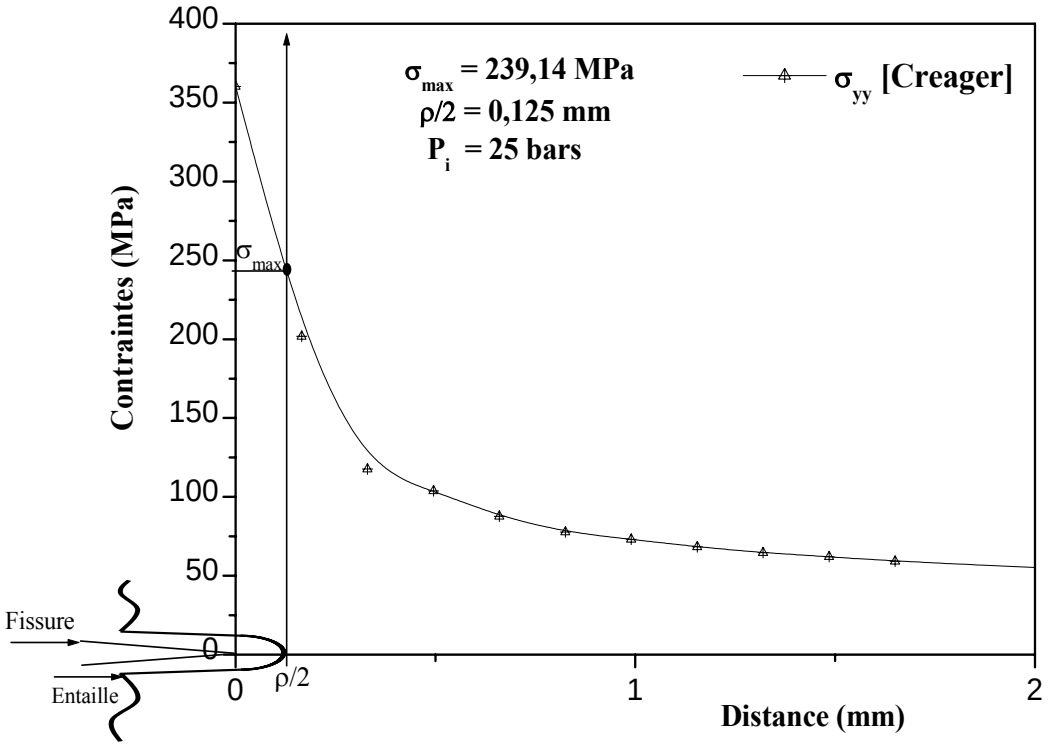


Figure 3.13 : Détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes selon Creager [4]

Le calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes, par la méthode des éléments finis en appliquant l'approche de Creager, est donné par l'expression (3.28) :

$$K_I^* = \frac{\sqrt{\pi}}{2} 239{,}14\sqrt{0{,}25 * 10^{-3}} \qquad (3.29)$$

$$K^* = 3{,}35 \text{ MPa } (m)^{1/2} \qquad (3.30)$$

3.3.1.7. Comparaison des résultats

Nous avons comparé dans le tableau (3.8) les résultats obtenus par calculs et ceux obtenus par l'application des différentes théories.

Pour calculer le Facteur d'Intensité de Contraintes en mode I, Creager a étudié une plaque infinie avec une entaille en U soumise à une contrainte globale de traction. Il a proposé une expression [4], qui dépend du rayon d'entaille.

Panasyuk [3] a étudié une structure CT. Le Facteur d'Intensité de Contraintes est défini par une expression définie au paragraphe 3.3.1.6.1.3.

Elhakimi [1] a étudié un cylindre fissuré, en utilisant la méthode des éléments finis du programme de calcul Castem 2000.

L'écart relatif maximal, qui reste inférieur à 10%, est en bonne concordance entre la théorie de l'approche [2], l'approche de Creager [4] et le calcul effectué par Elhakimi [1].

Tableau 3.8 : Facteur d'intensité de contrainte de fissure et d'entaille (élastique).

DEFAUTS	FISSURE	ENTAILLE		
Méthodes	Approche Théorie d'élasticité [1]	Approche N'Diaye [2]	Approche de Panasyuk [3]	Approche de Creager [4]
Facteur d'intensité de contrainte MPa ($m^{1/2}$)	3,81	3,37	2,38	3,35

Conclusion :

La valeur du Facteur d'Intensité de Contrainte, obtenue par l'approche de Panasyuk, est relativement faible. Cette faiblesse est dûe à sa formulation, spécialement appliquée à une entaille en U. Par contre les valeurs du Facteur d'Intensité de Contrainte trouvées par l'approche N'Diaye et l'approche de Creager sont proches.

3.3.2. Etude élastoplastique.

Afin d'introduire une étude élastoplastique, la coque cylindrique, comportant une entaille axisymétrique externe, est soumise à une pression interne de **60 bars** (valeur du domaine plastique, figure 3.14). Le modèle est axisymétrique. Le Facteur d'intensité de contraintes est obtenu au fond du défaut et analysé. Les différents rapports géométriques retenus sont : **a/t = 0,2 ; t/R_i = 0,052 ; c/a = 4** et **ρ = 0,25 mm**.

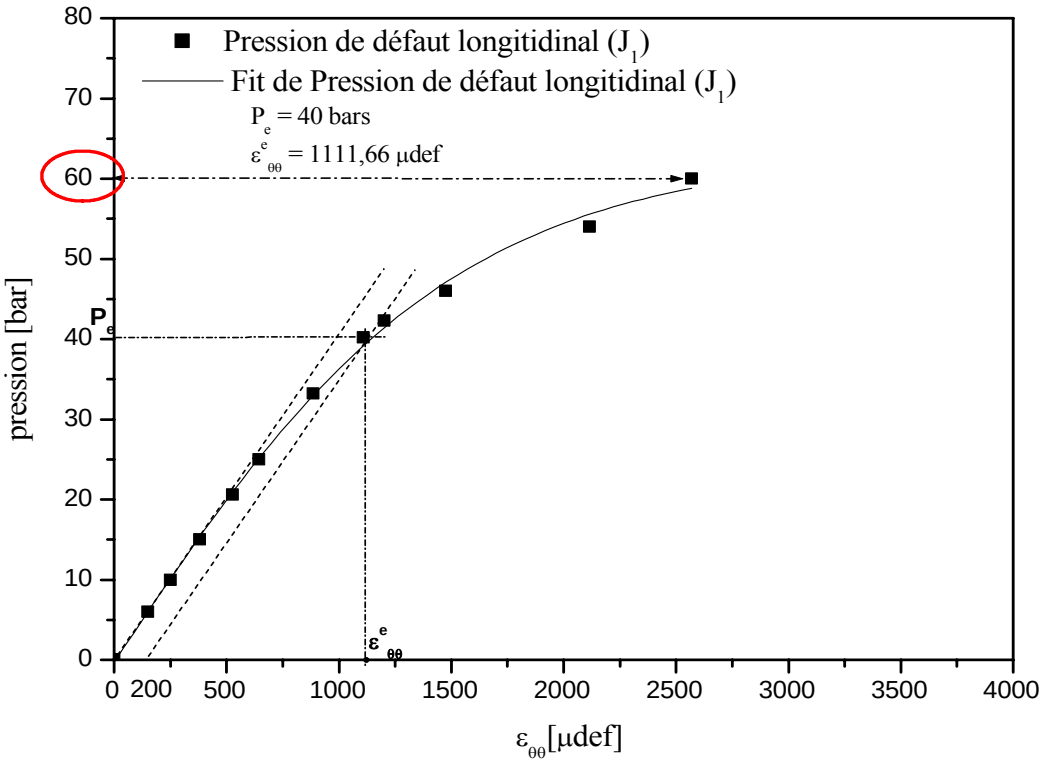


Figure 3.14 : Evoulution de la pression plastique, entre P_e et la valeur appliquée 60 bars, en fonction de la déformation

3.3.2.1. Distribution des contraintes en fond d'entaille

Nous avons calculé les distributions des contraintes élastoplastiques par éléments finis. On constate que cette distribution est caractérisée par une relaxation des contraintes à une distance supérieure à 0,1mm de l'entaille.

La figure 3.15 représente un exemple de distributions des contraintes élastoplastique, pour une pression de 60 bars et un rayon au fond d'entaille ρ = 0,25 mm. Le choix de cette

pression permet d'éviter le cas élastique. La plastification débute à 42 bars lors des essais expérimentaux.

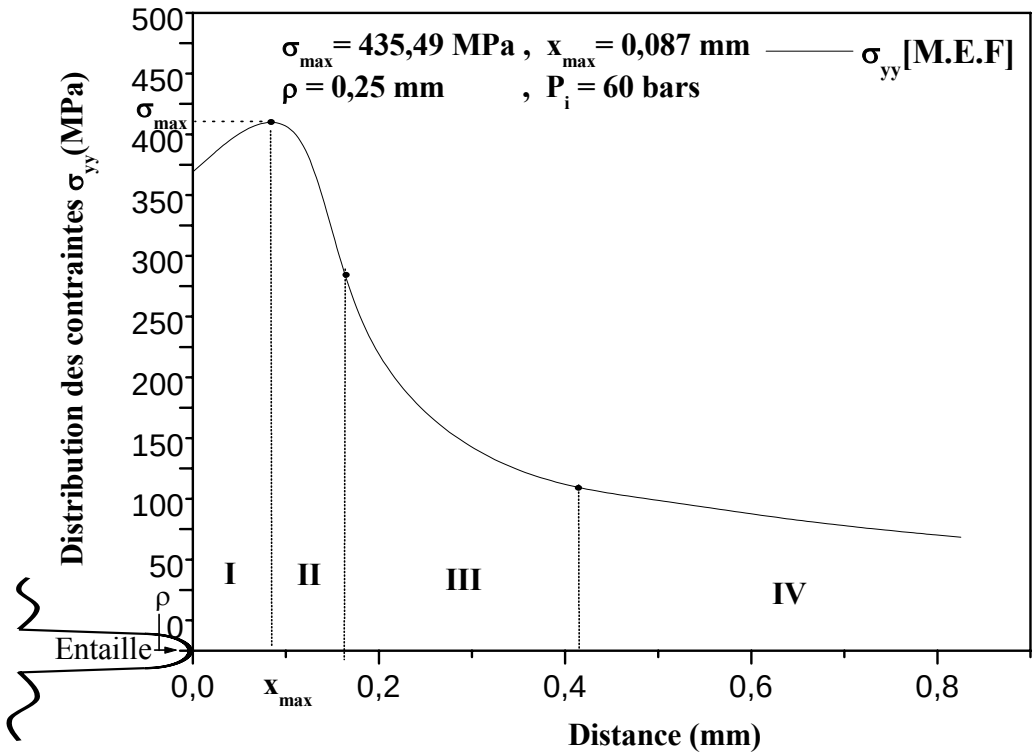


Figure 3.15 : Distribution des contraintes circonférentielles en fonction de la distance, obtenue par un calcul élastoplastique

Zone I : Distribution des contraintes caractérisée par une relaxation des contraintes au fond d'entaille. La contrainte maximale n'est plus au fond d'entaille, mais décalée d'une distance r.
Zone II : Zone intermédiaire entre la première et la troisième partie du diagramme
Zone III : Les contraintes sont caractérisées par une fonction de distribution, celle-ci peut être exprimée par une relation du type $\sigma(r) = c\ (r)^{\alpha}$. c et α des constantes.
Zone IV : Les contraintes sont faibles et n'influe pas la rupture.

3.3.2.2. Calcul du Facteur d'intensité de contraintes par l'approche volumétrique

L'approche volumétrique permet de trouver une distance et une contrainte effective, à partir de la répartition des contraintes.

Dans la zone II (définie pour $r \geq r_{ef}$), la contrainte peut être représentée par une relation du type :

$$\sigma_{yy} = \frac{K_\rho}{\sqrt{2\pi r}} \tag{3.31}$$

Où K_ρ est le Facteur d'Intensité de Contraintes d'entaille, exprimé en MPa $(m)^{1/2}$.
Dans le mode I, on retrouve une équation du même type que celle donnée par G. Pluvinage et col [6]. Soit :

$$\sigma_{yy} = \frac{K_{I\rho}}{\sqrt{2\pi X}} \tag{3.32}$$

Avec,

X : Distance suivant l'axe d'abscisse x,

σ_{yy} : Contrainte exprimée en MPa,

$K_{I\rho}$: Facteur d'Intensité de Contraintes d'entaille en mode I, exprimé en MPa $(m)^{1/2}$

A la limite de la zone II et pour $r = X_{eff}$, le Facteur d'Intensité de Contraintes, exprimé en fonction de r_{eff} et σ_{eff}, s'écrit :

$$K_\rho = \sigma_{eff}\sqrt{2\pi X_{eff}} \tag{3.33}$$

Avec,

X_{eff} : Distance effective,

σ_{eff} : Contrainte effective,

K_ρ : Facteur d'Intensité de Contraintes d'entaille en mode I.

A partir de l'équation obtenue par la courbe représentant la distribution de contraintes, nous traçons la courbe du gradient relatif. Au point d'inflexion de cette courbe, nous obtenons la distance effective et la contrainte effective.

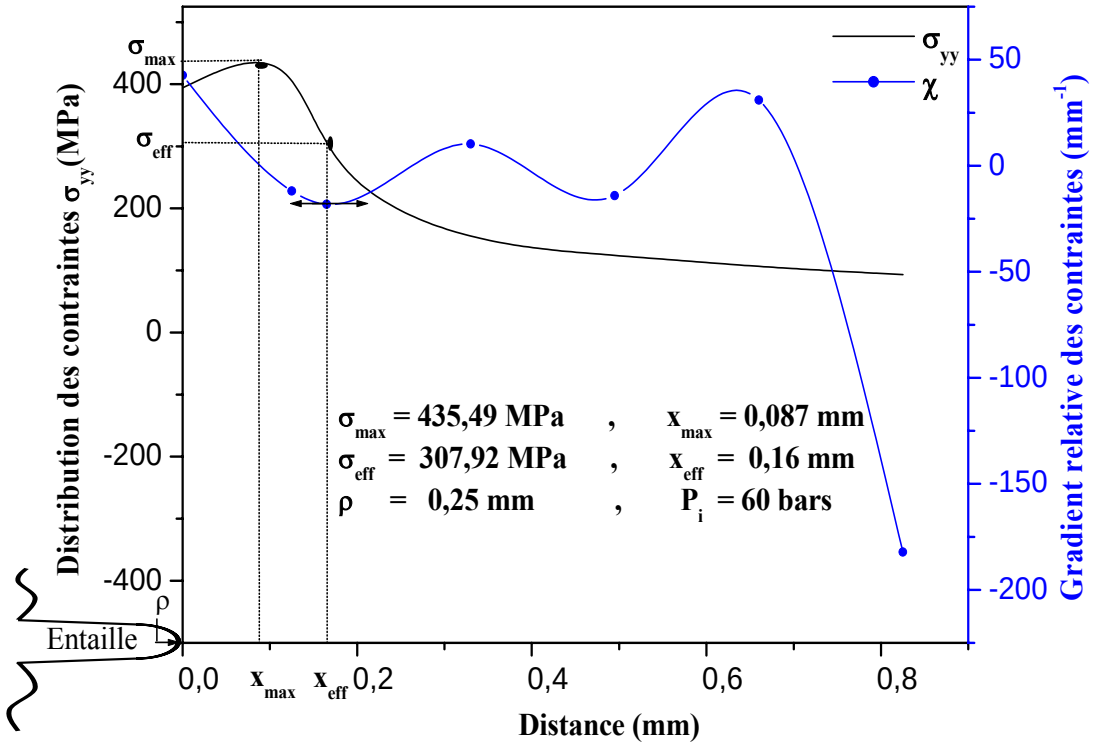


Figure 3.16 : Détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes par la méthode volumétrique

L'application du calcul, à notre éprouvette, donne une valeur X_{eff} = 0,16 mm, correspondant à une contrainte effective de 307,92 MPa.

Le calcul de $K_{I\rho}$ s'effectue à partir de l'application de la méthode volumétrique:

$$K_{\rho} = 307{,}92 \sqrt{2\pi\ 0{,}16 * 0{,}001}$$

Nous trouvons $K_{\rho} = 9{,}76$ MPa $(m^{1/2})$

Notons que l'évolution du Facteur d'Intensité de Contraintes dans la transition élastique-élatoplastique est non linéaire.

3.3.3. Conclusion partielle.

Dans la partie élastique, nous avons étudié la distribution des contraintes en fond d'entaille, pour plusieurs auteurs. On montre que le modèle de Neuber est bien adapté à notre matériau à partir d'une distance x=0,29 mm. On constate que les contraintes maximales décroissent progressivement pour atteindre une contrainte minimale en fond d'entaille.

Nous avons déterminé le Facteur d'Intensité de Contraintes dans une coque cylindrique avec entaille longitudinale soumise à une pression interne pour différentes approches. Les analyses effectuées sur ces approches ont montré que l'écart relatif maximum du Facteur d'Intensité de Contraintes reste inférieur à 10% entre l'approche de la Théorie d'élasticité [1] et la méthode d'approche N'Diaye [2]. La valeur trouvée du Facteur d'Intensité de Contraintes du tuyau fissuré (Elhakimi) est plus grande que le Facteur d'Intensité de Contraintes du tuyau avec une entaille.

Par contre, l'écart relatif maximum du Facteur d'Intensité de Contraintes entre la méthode de Creager et notre méthode d'approche ne dépasse pas 0,6%, ce qui montre une bonne concordance entre les deux méthodes. La méthode de Panasyuk restant inférieur à 30%.

Par la méthode des éléments finis (M.E.F), nous montrons que le modèle numérique adopté donne des résultats cohérents et conformes à ceux existant dans la littérature [1].

Dans le cas élastoplastique, l'évolution de la distribution de contraintes est une fonction non-linéaire, et le calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes donne des bonnes concordances avec les résultats analytiques [1, 2, 3, 4].

3.3.4. Résultats numériques d'un cylindre possédant d'une entaille circonférentielle de surface

3.3.4.1. Etude élastique.

Les résultats obtenus concernent une coque cylindrique avec une entaille circonférentielle externe. En raison de la symétrie matérielle et du chargement, la coque cylindrique est soumise à une pression interne de **25 bars**. Le modèle appliqué est axisymétrique. Les Facteurs d'intensité de contraintes sont analysés au fond du défaut. Les différents rapports géométriques retenus sont : **$a/t = 0,2$; $t/R_i = 0,052$; $c/a = 4$** et **$\rho = 0,25$ mm**. Nos résultats sont comparés à la littérature [1, 3, 4].

3.3.4.1.1. Distribution des contraintes en fond d'entaille

La distribution des contraintes élastiques en fond d'entaille circonférentielle sont des contraintes longitudinales, figure 3.17.

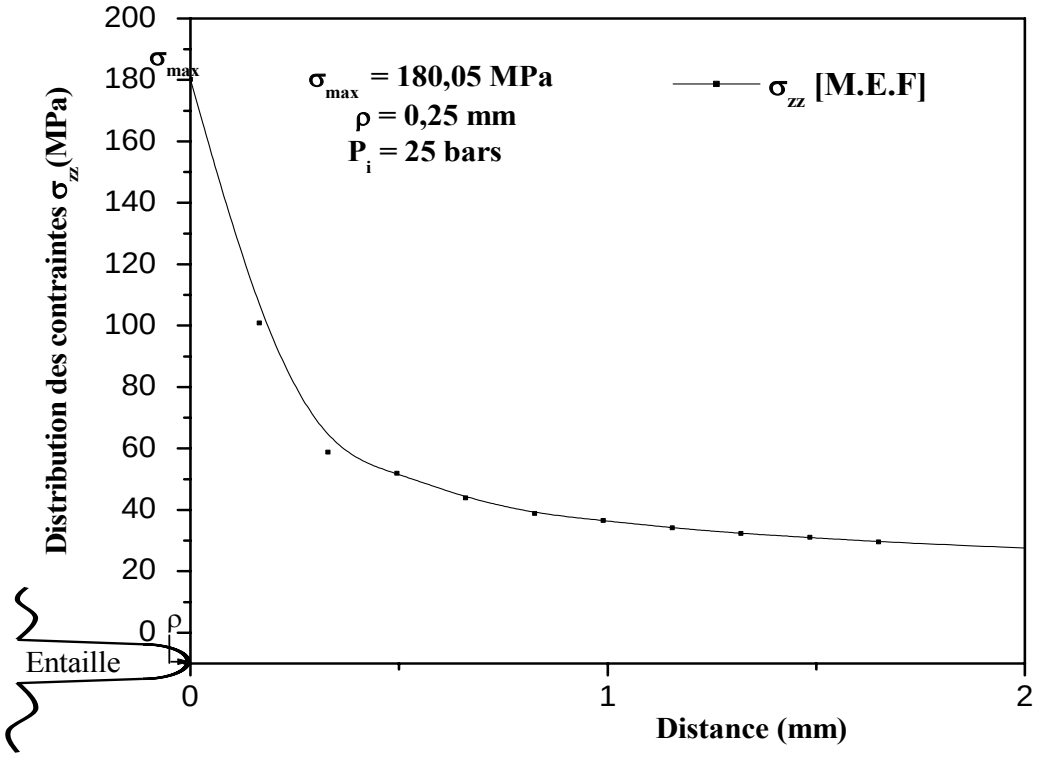


Figure 3.17 : Distribution de contraintes d'ouverture en fond d'entaille circonférentielle

3.3.4.1.2. Calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes

La valeur du Facteur d'Intensité de Contraintes est calculée de deux manières :

- Méthode aux éléments finis,
- Application des différents critères.

3.3.4.1.2.1. Méthode des éléments finis

Cette méthode détermine le Facteur d'Intensité de Contraintes en mode I, par l'application de plusieurs approches.

3.3.4.1.2.2. Théorie d'élasticité

Pour la calibration et l'optimisation du maillage, Elhakimi et col [1] ont abordé le cas de cylindre avec une fissure circonférentielle semi-elliptique.

L'influence de tous les paramètres du maillage sur la qualité des résultats numériques est étudiée, et leur optimisation est analysée.

Nous avons adopté les mêmes paramètres que prècèdement (Cf 3.3.1.6.1.1 Théorie d'élasticité).

Le résultat numérique des équations (3.18) et (3.19) est :

J = 0,18140468E-01 MPa.mm

Ce qui donne, $K_I = 2{,}02$ MPa.m$^{1/2}$

Le module de Young E est égal à 207 GPa

3.3.4.1.2.3. Approche de Panasyuk

Nous avons adopté les mêmes paramètres que prècèdement (Cf. 3.3.1.6.1.3)

Application

Le calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes, par la méthode des éléments finis, en appliquant l'approche de Panasyuk et l'application de l'équation 3.25 est donné par :

$$K_{\text{I, Panasyuk}} = 81{,}01 * 0{,}886\sqrt{0{,}25 * 10^{-3}}$$

On trouve : $K_{\text{I, Panasyuk}} = 1{,}13$ MPa.m$^{1/2}$

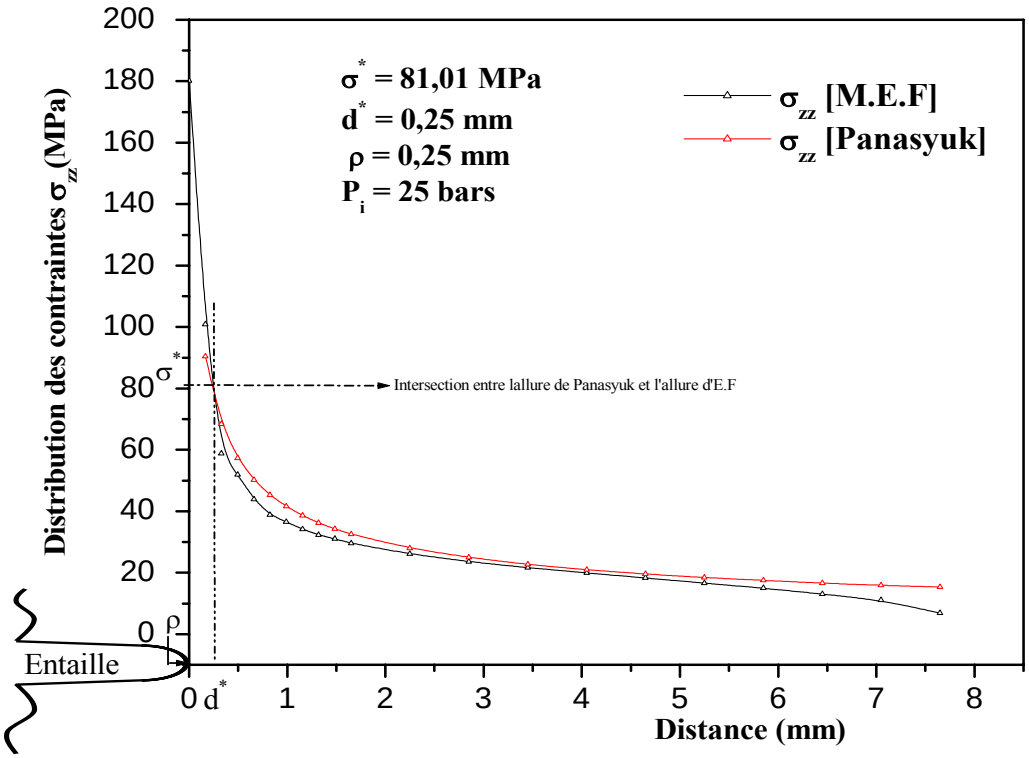


Figure 3.18 : Détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes selon Panasyuk

La figure 3.18 présente la distribution des contraintes élastiques en pointe d'entaille en fonction du ligament par éléments finis et par la méthode de Panasyuk. Nous obtenons une distance caractéristique de la zone de la pré-rupture d^* de 0,25 mm, correspondant à une contrainte σ^* de 81,01 MPa, à partir de l'intersection entre le modèle d'éléments finis et le modèle de Panasyuk, pour un rayon d'entaille de 0,25 mm.

3.3.4.1.2.4. Approche de Creager

Nous adoptons les mêmes paramètres utilisés par les autres méthodes (Cf. 3.3.1.6.1.4)

Application

La courbe, figure 3.19, montre que la contrainte en fond d'entaille, lorsque r tend vers $(\frac{\rho}{2})$ dans le cas élastique, est de 50,72MPa, pour un rayon d'entaille de 0,25mm.

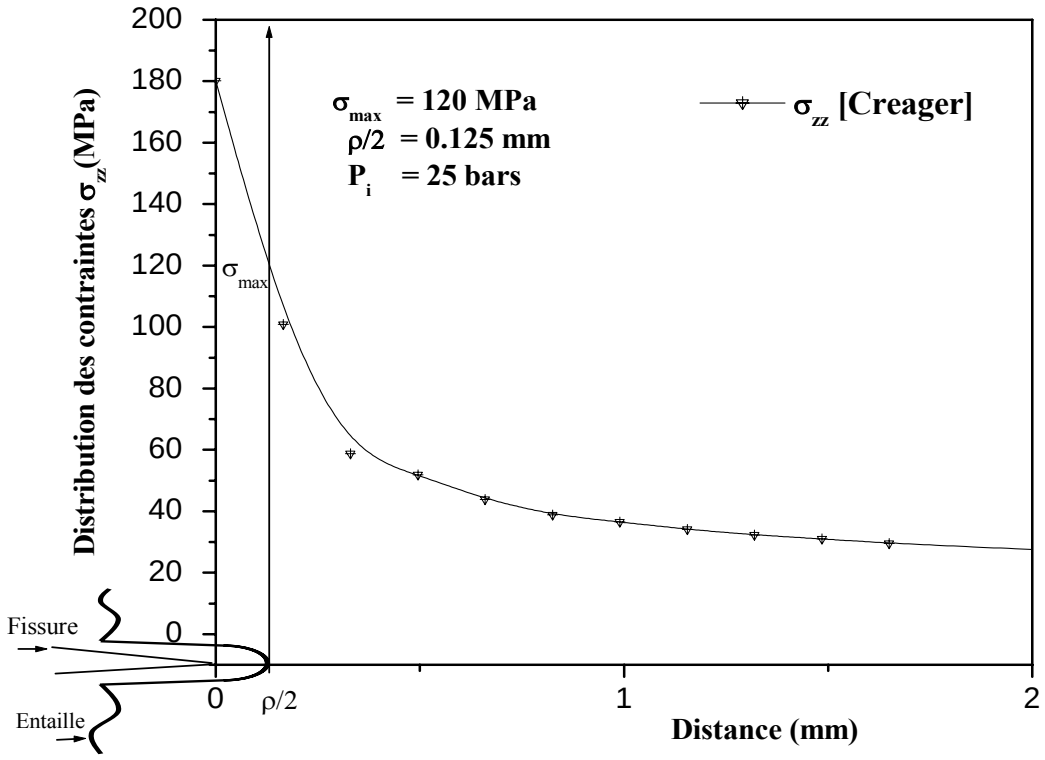


Figure 3.19 : Distribution des contraintes par Creager

Le calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes, par l'approche de Creager, est donné par l'expression (3.28) :

$$K_I^* = \frac{120}{2}\sqrt{0{,}25\pi * 10^{-3}}$$

Le calcul donne: $K_I^* = 1{,}68$ MPa.m$^{1/2}$

3.3.4.1.3. Comparaison des résultats

Nous avons comparé dans le tableau 3.9, les résultats obtenus par l'application des différentes théories en se basant sur le calcul de la distribution de la contrainte par la méthode des éléments finis.

Tableau 3.9 : Facteur d'intensité de contraintes de fissure et d'entaille

DEFAUTS	FISSURE	ENTAILLE	
Méthodes	Approche Théorie d'élasticité [1]	Méthode de Panasyuk [3]	Méthode de Creager [4]
Facteur d'intensité de contrainte MPa.m $^{1/2}$	2,02	1,13	1,68

Pour le calcul élastique, nous constatons que le Facteur d'Intensité de Contraintes, dans le cas d'une fissure, est plus grand que le Facteur d'Intensité de Contraintes dans le cas d'entaille. L'écart relatif maximal, entre l'approche de Panasyuk et Creager, reste inférieur à 32% ce qui montre que Panasyuk [3] a étudié une structure CT, par contre Creager a étudié une plaque infinie. Cette solution est triviale, dans la mesure où l'existence d'une entaille relaxe les contraintes.

3.3.4.2. Etude élastoplastique.

Les résultats obtenus concernent une coque cylindrique avec une entaille circonférentielle externe soumise à une pression interne de **60 bars**, figures (3.20, 3.21). Les Facteurs d'Intensité de Contraintes obtenus sont analysés. Les différents rapports géométriques retenus sont : **$a/t = 0.2$; $t/R_i = 0{,}052$; $c/a = 4$** et **$\rho = 0{,}25$ mm**.

3.3.4.2.1. Distribution des contraintes en fond d'entaille

Sur la figure 3.20, nous présentons un exemple de distributions des contraintes élastoplastiques, donné pour une pression de 60 bars et un rayon d'entaille $\rho = 0{,}25$ mm.

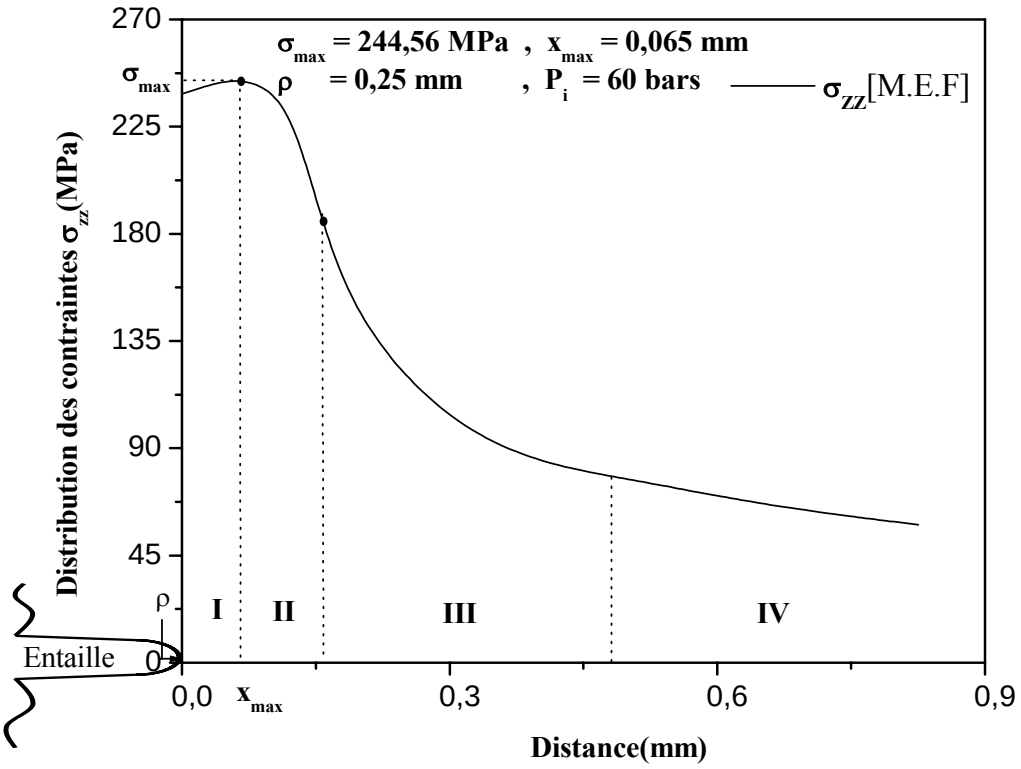


Figure 3.20 : Distribution des contraintes longitudinales en fonction de la distance, obtenue par un Calcul élastoplastique

3.3.4.2.2. Calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes par l'approche volumétrique

Le Facteur d'Intensité de Contraintes peut être exprimé alors en fonction de X_{eff} et σ_{eff} par la relation suivante :

$$K_{\rho} = \sigma_{eff} \sqrt{2 \pi X_{eff}} \qquad (3.35)$$

La figure 3.21 présente la distribution et le gradient relatif de contraintes prés de l'entaille, qui prend une valeur minimale à une certaine distance de fond d'entaille X_{eff}. Cette distance est appelée « distance effective ».

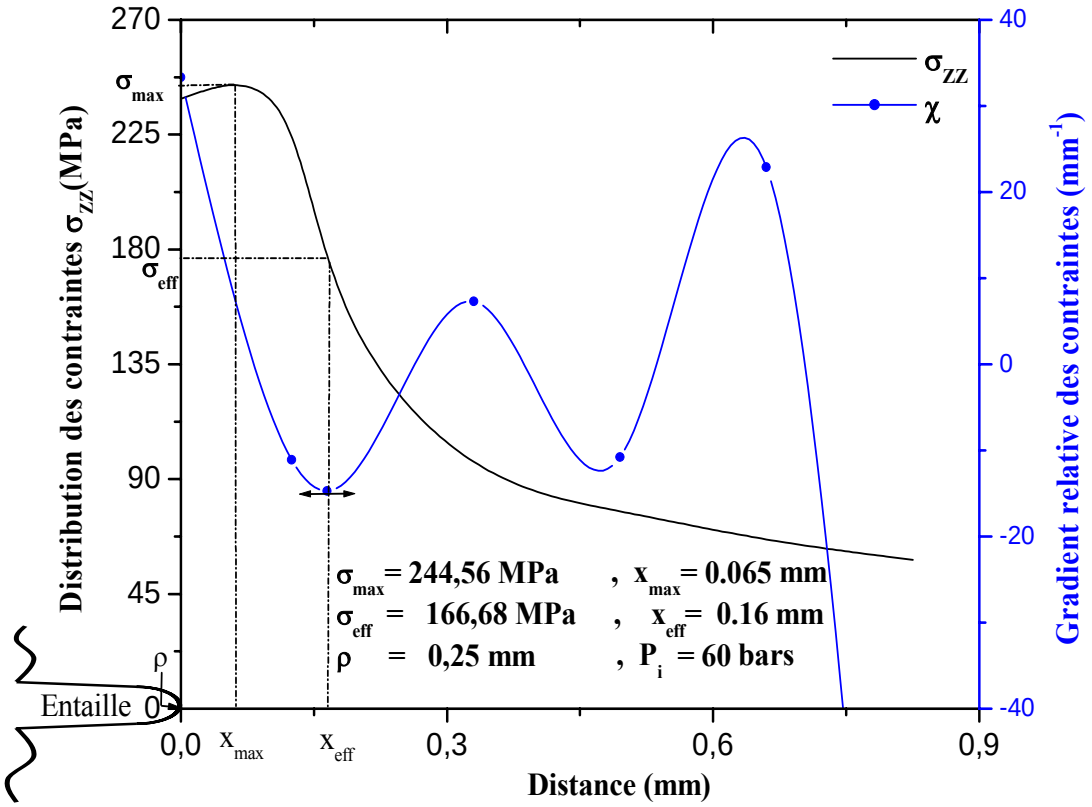


Figure 3.21 : Détermination du Facteur d'Intensité de Contraintes par la méthode volumétrique

Pour notre structure, comportant une entaille circonférentielle, la distance effective est de 0,16 mm, ce qui correspond à une contrainte effective de 166,68 MPa.

Le calcul de K_ρ s'effectue à partir de l'analyse réalisée par la méthode volumétrique :

$$K_\rho = 166,68\sqrt{2\pi\ 0,16\ *\ 0,001}$$

Les calculs donnent : $\sigma_{eff} = 166,68$ MPa, $x_{eff} = 0,16$ mm. On trouve :

$$K_\rho = 5,28\ \text{MPa.m}^{1/2}$$

3.3.5. Conclusion partielle.

Dans la partie élastique, nous avons déterminé le Facteur d'Intensité de Contraintes dans une coque cylindrique avec entaille circonférentielle soumise à une pression interne. Les analyses effectuées ont montré que l'écart relatif maximum du Facteur d'Intensité de Contraintes restant inférieur 44% entre la théorie d'élasticité (Fissure) [1] et l'approche de Panasyuk [3], et 17% entre la théorie d'élasticité (Fissure) [1] et Creager [4]. Ce qui montre

que le Facteur d'Intensité de Contraintes du tuyau avec une fissure est plus important que le facteur d'intensité de contraintes d'un tuyau avec entaille.

Par contre, l'écart relatif maximum du facteur d'intensité de contraintes entre la méthode de Creager et la méthode de Panasyuk est de 32%.

Dans le cas élastoplastique, l'évolution de la distribution des contraintes est une fonction non linéaire. Le calcul de Facteur d'Intensité de Contraintes donne des bonnes concordances avec les résultats analytiques [1- 4].

Résumé :

Nous résumons le calcul du Facteur d'Intensité de Contraintes des différents auteurs, tableau 3.10.

Tableau 3.10 : Facteur d'Intensité de Contraintes par différents auteurs.

Facteur d'Intensité de Contraintes KI				
Défauts	**Entaille**		**Fissure**	
Pression appliquée	**Pi = 25 bars**			
Type de défauts	longitudinal	circonférentiel	longitudinal	circonférentiel
N'Diaye	3,37	---	---	---
Panasyuk	2,38	1,13	---	---
Creager	3,35	1,68	---	---
Elhakimi	---	---	3,81	2,02
Pression appliquée		**Pi = 60 bars**		
Type de défauts	longitudinal		circonférentiel	
Méthode Volumétrique	9,76		5,54	

Discussions :

On constate l'existence d'une bonne concordance du Facteur d'Intensité de Contraintes K_I entre les trois modèles pour des défauts entaillés longitudinalement et circonférentiellement. Pour une fissure, les valeurs du Facteur d'Intensité de Contrainte K_I sont élevées.

Malgré une pression appliquée de 60 bars, le Facteur d'Intensité de Contraintes, pour une entaille longitudinale ou circonférentielle, reste faible. Ceci montre la qualité du matériau utilisé.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Elhakimi A.
Etude numérique et expérimentale de la nocivité des défauts dans des coques cylindriques et sphériques sous pression.
Mémoire de thése doctorat d'université de technologie de Compiègne, 30 Juin 2006.

[2] N'Diaye A., Hariri S., Pluvinage G., Azari Z.
Stress concentration factor analysis for notched welded tubular T-joints. International Journal of Fatigue. Vol 29. Issue 8, 2007, P : 1554-1570

[3].Ostash O. P., Panasyuk V.V.
Fatigue process zone at notches. International Journal of Fatigue. Vol. 23, 2000, P : 627-636.

[4] Creager M., Paris P.C.
Elastic field equations for blunt cracks with reference to stress corrosion cracking. International Journal of Fracture. Vol. 3, 1967, P : 247-252.

[5] Safih A.
Etude de la nocivité des fissures dans un cylindre comportant une transition d'épaisseur comparaison avec un cylindre droit.
Mémoire de thése doctorat d'université des sciences et technologies de Lille, 1 Juillet 2003.

[6] Pluvinage G., Azari Z., Kadi N., Dlouhý I. and Kozák V.
Effect of ferritic microstructure on local damage zone distance associated with fracture near notch. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Vol 31, Issue 2, 1999, April-May, P : 149-156.

[7] Marie S., Ménager Y., Chapuliot S.
Stress intensity factors for underclad and through clad defects in a reactor pressure vessel submitted to a pressurised thermal shock. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Vol 82. Issue 10, 2005, October, P : 746-760.

[8] Timoshenko S., Goodier N.
Theory of elasticity, Second Edition, McGraw-Hill Book Compagney, New York, 1951.

[**9] Neuber H.**
Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary non-linear stress-strain law, Jour. OF applied Mech, 1969, Vol.28, N^0 4, P :.544-551.

[10] Chen C.C, Pan H.I.
Collection of papers on fracture of metals, Edition C.CHEN, Metallurgy Industry Press, Bejing, 1985, P : 119-219.

[11] Usami S.I.
Current research on crack, Edition Tanaka, Jono, Komai, the Society of Material Science, Kyoto, Japan, 1985, P : 199.

[12] Glinka G., Newport A.
Universal feature of elastic notch tip stress fields, Inter. Jour.OF Fract, 1985, Vol.9, P : 143.

[13] Peterson R.E.
Stress concentration factors, USA, John Willey et Sons, 1974, P : 317.

CHAPITRE 4 : SYNTHESE ENTRE LES VALEURS EXPERIMENTALES ET NUMERIQUES

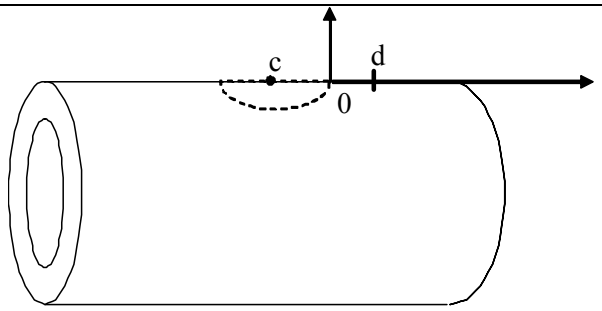
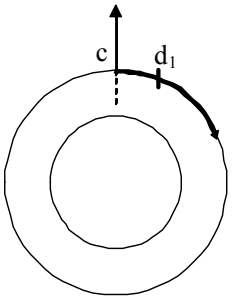
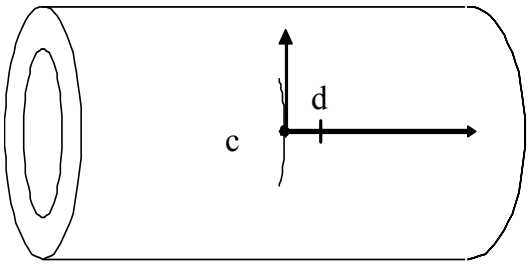
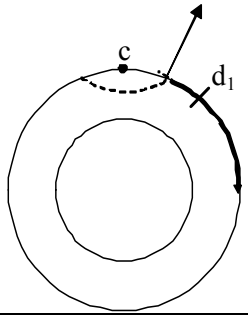
4. Comparaison de la méthode expérimentale et la méthode numérique

Les déformations mesurées par les chaînettes C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 et C_6, sont comparées aux résultats de simulations numériques obtenues pour les mêmes points.

Les mêmes maquettes munies de défauts ont été modélisées par éléments finis, selon la démarche des chapitres précédents.

Dans les figures 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 et 4.7, nous comparons les résultats expérimentaux et numériques. Les abscisses d et d_1 représentent les distances du défaut, définit en fonction du type de défaut selon le tableau 4.1.

Tableau 4.1: Schéma de défaut longitudinal et circonférentiel présentant les distances de calcul de déformation

Défaut	Distance d	Distance d_1
Défaut longitudinal		
Défaut circonférentiel		

4.1. Défaut D1

La maquette comporte deux entailles longitudinales (D1) et (D2) de dimensions différentes. Le défaut longitudinal « **D1** » a une longueur c = 32 mm, une profondeur a = 8 mm et un rayon d'entaille ρ = 0,25 mm. Les résultats expérimentaux seront comparés à la méthode des éléments finis (défaut entaille [1]) et à celle présentée par Elhakimi [2] (défaut fissure).

La figure 4.1 donne les déformations circonférentielles mesurées par C_1 comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à la génératrice de la virole cylindrique dans le prolongement du défaut longitudinal. Le point zéro correspond à la pointe de défaut.

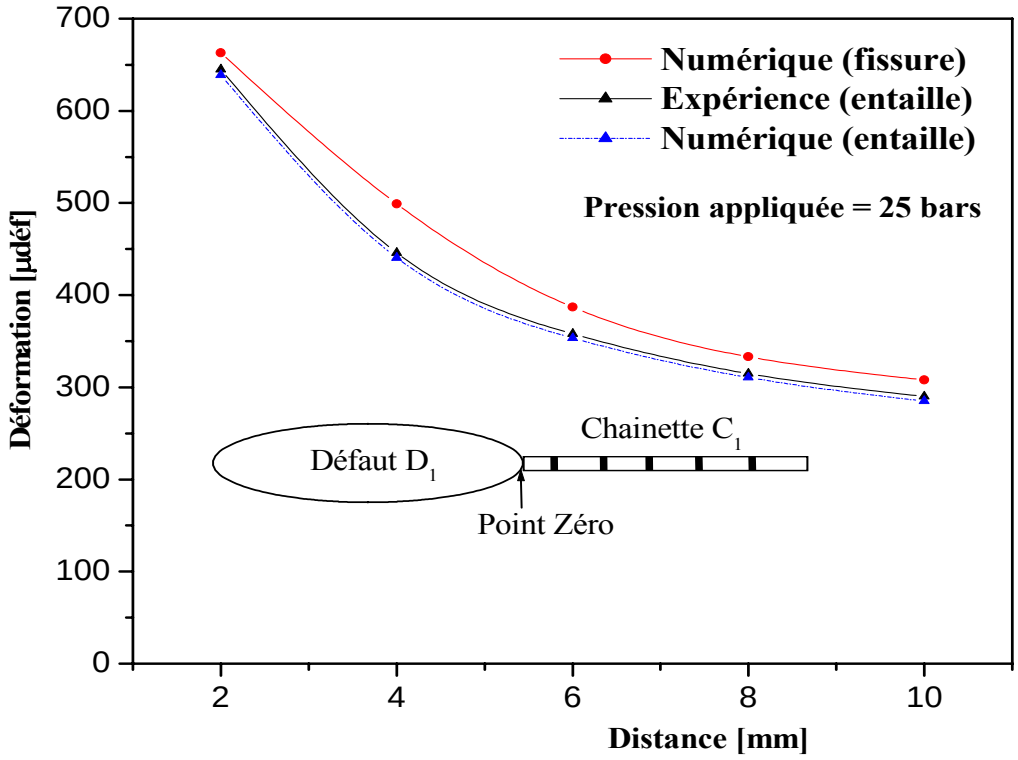


Figure 4.1 : Déformations circonférentielles en fonction de la distance. (Chaînette C_1)

La figure 4.2 donne les déformations circonférentielles mesurées par C_2 comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à distance sur la circonférence perpendiculaire au défaut longitudinal.

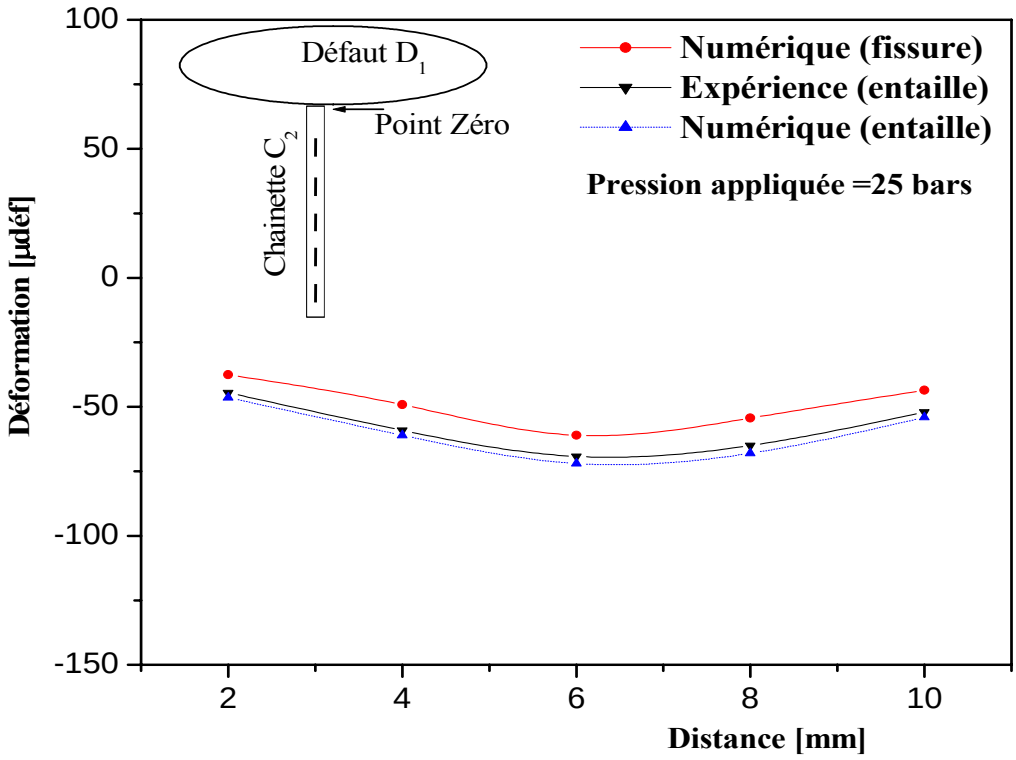


Figure 4.2 : Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_2)

La figure 4.3 donne les déformations longitudinales mesurées par C_3 comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à la distance sur la circonférence perpendiculaire au défaut longitudinal.

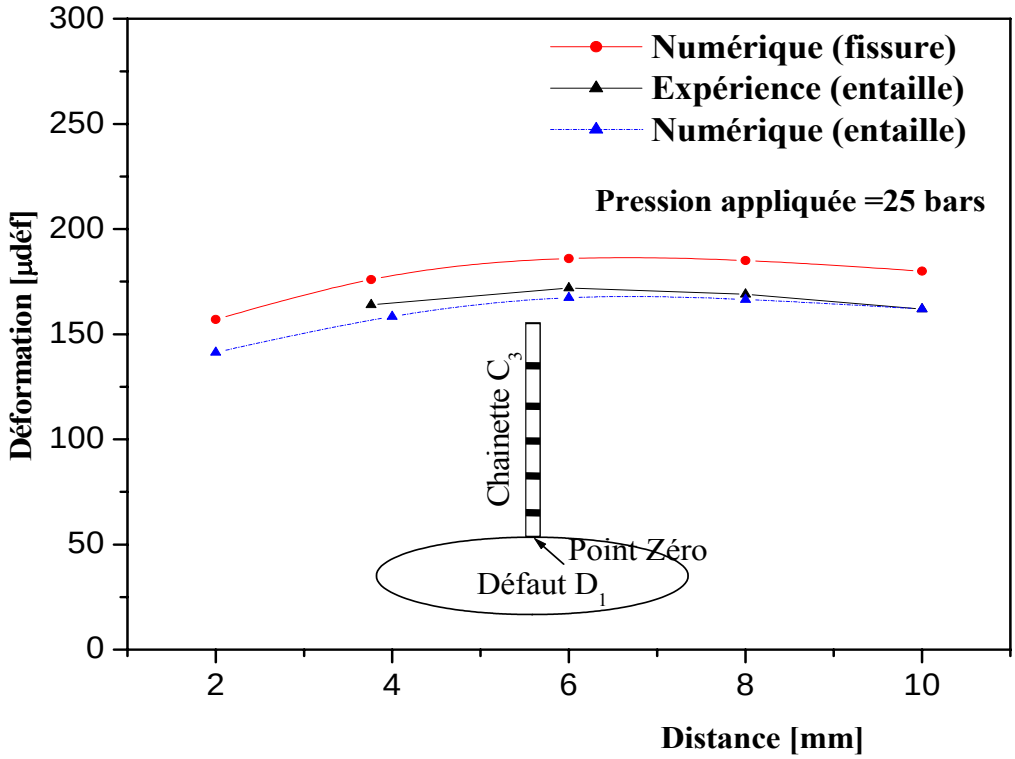


Figure 4.3 : Déformations longitudinales en fonction de la distance (Chaînette C_3)

4.2. Défaut D2

Au voisinage de ce défaut longitudinal «**D2**» de longueur c = 8 mm, de profondeur a = 2 mm et de rayon d'entaille ρ = 0,25 mm, nous avons collé deux chaînettes de jauges, la première (C_4) placée au milieu du défaut, mesure les déformations circonférentielles et la seconde (C_5) mesure les déformations longitudinales, figure 2.30 Cf. 2.

La figure 4.4, donne les déformations circonférentielles mesurées par C_4 et comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à la distance sur la circonférence perpendiculaire au défaut longitudinal.

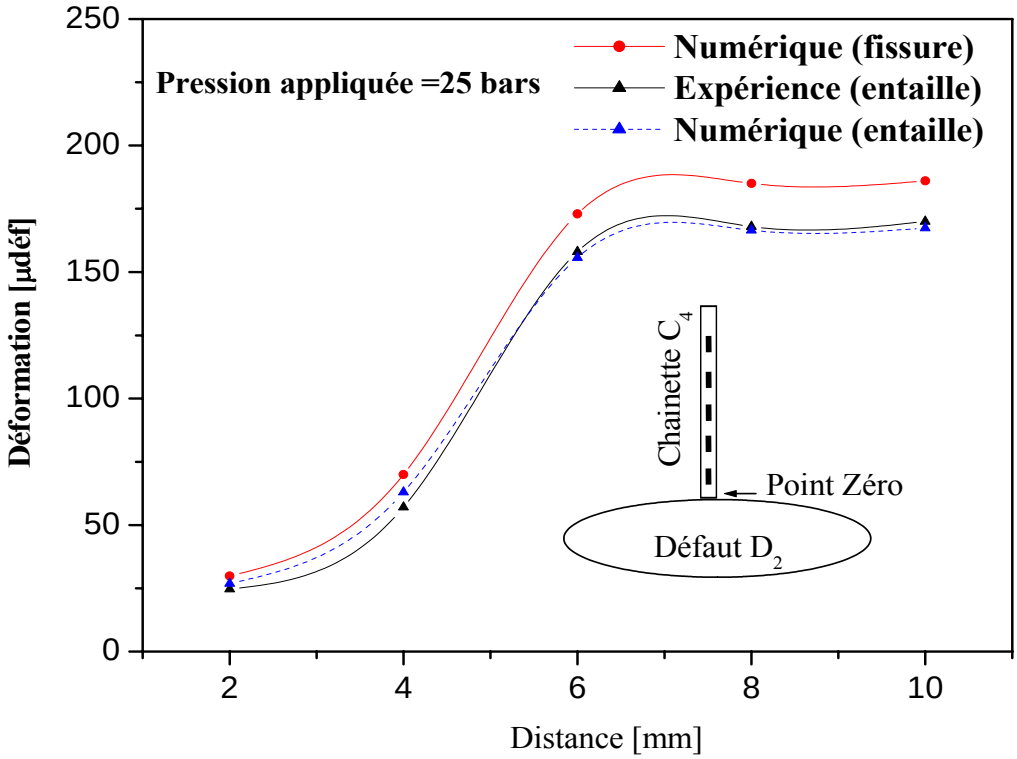


Figure 4.4 : Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_4)

La figure 4.5, donne les déformations longitudinales mesurées par C_5 comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars. L'axe des abscisses correspond à la génératrice de la virole cylindrique dans le prolongement du défaut longitudinal D2.

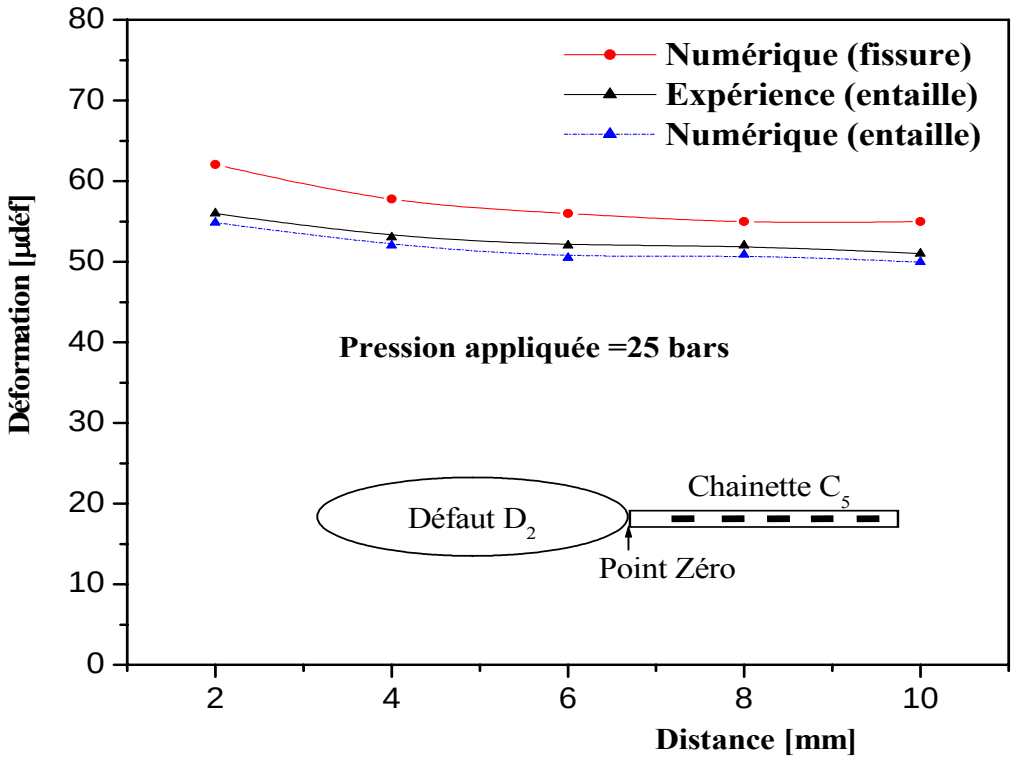


Figure 4.5 : Déformations longitudinales en fonction de la distance (Chaînette C_5)

4.3. Défaut D3

La maquette comporte une entaille circonférentielle (D3). Au voisinage du défaut circonférentiel « **D3** » de longueur c = 8 mm, de profondeur a = 2 mm et de rayon d'entaille ρ= 0,25 mm, nous avons collé deux chaînettes de 5 jauges chacune au voisinage de ce défaut. La première (C_6) collée à l'extrémité du défaut constituée de jauges circonférentielles et la deuxième (C_7) collée au milieu du défaut constituée de jauges circonférentielles aussi, figure 2.33 Cf. 2.

La figure 4.6 donne les déformations circonférentielles mesurées par C_6 comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars.

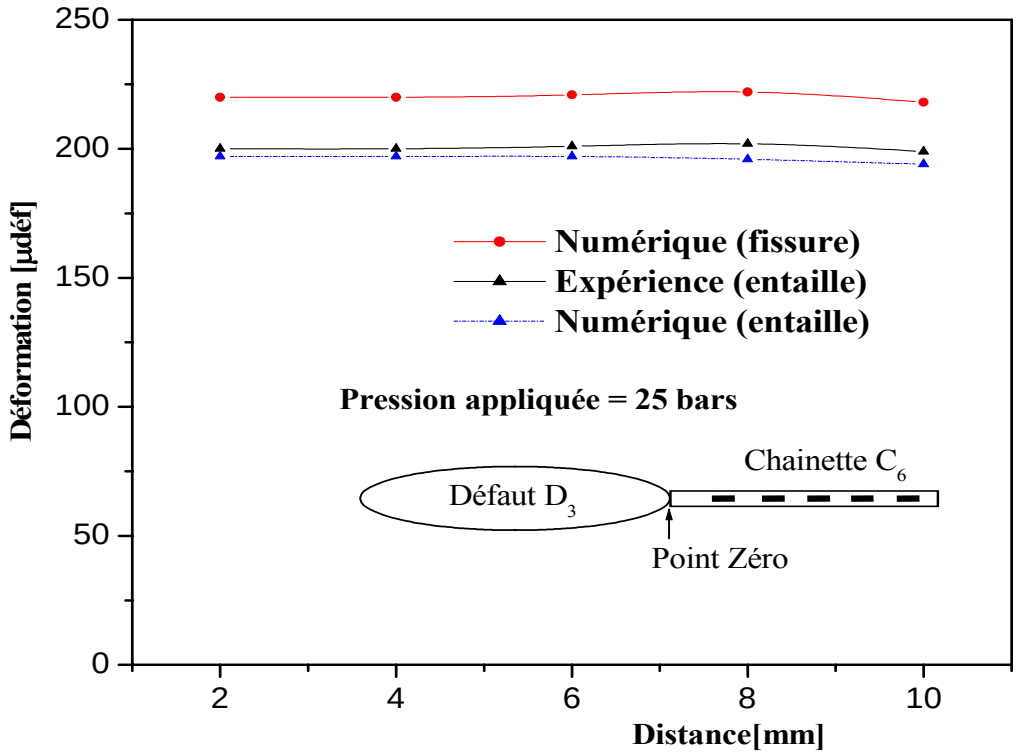


Figure 4.6 : Déformations circonférentielles en fonction de la distance (Chaînette C_6)

La figure 4.7 donne les déformations longitudinales mesurées par C_7 comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars.

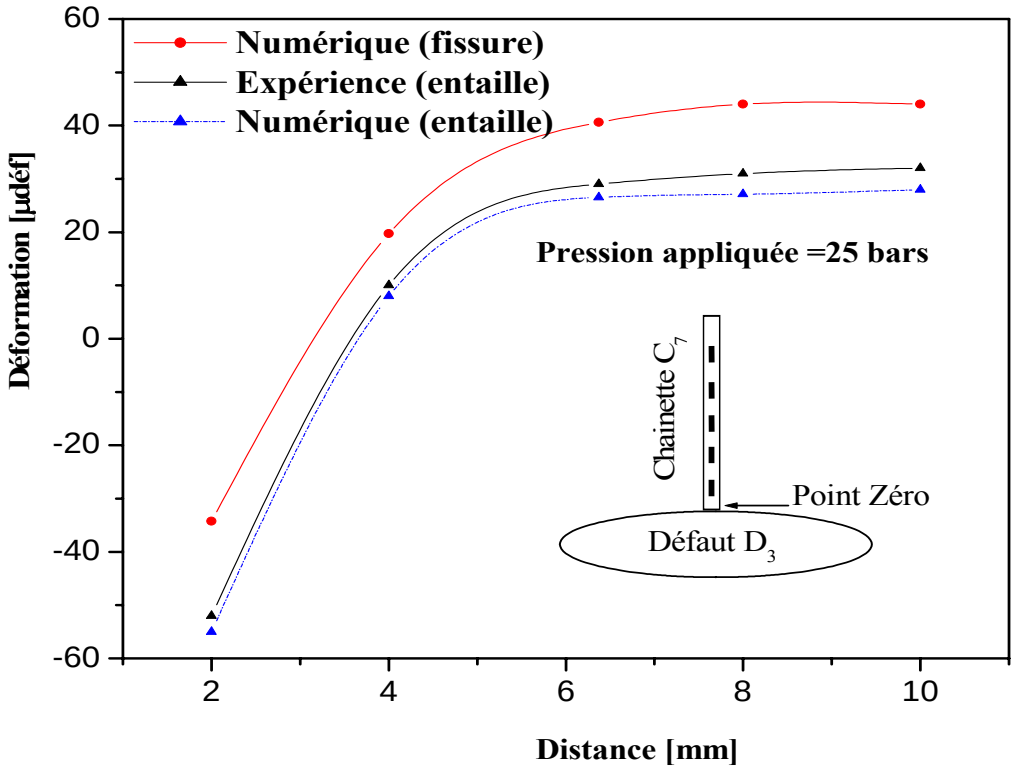


Figure 4.7 : Déformations longitudinales en fonction de la distance. (Chaînette C_7)

Les résultats expérimentaux sont en bon accord avec les calculs numériques. L'écart relatif maximum est de 6.2 %. Ceci montre l'adéquation de notre modèle pour l'entaille semi-elliptique axiale et circonférentielle.

On remarque aussi que les déformations du tuyau, comportant une fissure, sont plus grandes que les déformations de tuyau entaillé. Ceci montre la dangerosité de la fissure.

4.4. Synthèse

Les déformations mesurées par les chaînettes C_1, C_2 et C_3 sont comparées aux résultats des simulations numériques obtenues pour les mêmes points. Les figures 4.1 et 4.2 donnent les déformations circonférentielles mesurées par C_1 et C_2 comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars. Les deux résultats de déformations obtenus numériquement et expérimentalement, dans la zone de perturbations du défaut, sont très

proches, l'écart maximal est de 5,2 %. Cette déformation devient constante lorsqu'on s'éloigne du défaut et de sa zone d'influence. La figure 4.3 donne les déformations longitudinales mesurées par C_3 comparées aux résultats numériques, pour la même pression interne. Les résultats obtenus par éléments finis et expérimentalement par les jauges, présentent une bonne concordance, aux erreurs de mesure près. Elles ont les mêmes variations, et les valeurs sont sensiblement égales à quelques µdef près. Au voisinage du défaut longitudinal (D2), nous avons collé deux chaînettes de jauges, la première (C_4), placée au milieu du défaut, mesure les déformations circonférentielles et la seconde (C_5) permet de mesurer les déformations longitudinales. Les figures 4.4 et 4.5 donnent les déformations circonférentielles mesurées par C_4, et les déformations longitudinales mesurées par C_5 sont comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars.

Les figures 4.6 et 4.7 donnent les déformations circonférentielles mesurées par C_6, et les déformations longitudinales mesurées par C_7 sont comparées aux résultats numériques, pour une pression interne de 25 bars.

Les résultats expérimentaux sont en bon accord avec les calculs numériques. L'écart relatif maximum est de 6,2 %. Ceci montre l'adéquation de notre modèle pour l'entaille semi-elliptique axiale et circonférentielle. On confirme par la simulation numérique que le défaut d'entaille axiale est plus catastrophique que le défaut circonférentiel.

4.5. Conclusion

Une étude numérique réalisée sur des tuyaux sous pression de 25 bars permet de déterminer la distribution de contraintes et de déformations au voisinage du défaut. Une étude expérimentale comparative, basée sur les mesures de jauges de déformations est utilisée pour déterminer la déformation élastique. Ces résultats sont conformes aux résultats numériques.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] MOUSTABCHIR H., EL-HAKIMI A., HARIRI S., HADJ-MELIANI M., ZARI Z.
Étude sous pression de tuyaux de transport de gaz, en présence de défauts de type, entaille, 18ème Congrés Français de Mécanique Grenoble, 2007, août 27-31.

[2] Abdelhadi El Hakimi, Philippe Le Grognec and Said Hariri
Numerical and analytical study of severity of cracks in cylindrical and spherical shells, Engineering Fracture Mechanics, In Press, Corrected Proof, Available online 13 May 2007.

CHAPITRE 5 : CONTRAINTE ELASTIQUE T, BIAXIALITE ET FISSURATION

5. Calcul de la contrainte T et la biaxialité par éléments finis

On abordera, dans ce qui suit, le calcul de la contrainte T et la biaxialité par la méthode des éléments finis, dans le cas de défauts longitudinal et circonférentiel.

Nous considérons les mêmes paramètres expérimentaux : une pression interne de 25 bars, rayon interne de 193,2 mm, épaisseur t = 10 mm, profondeur de défaut a = 2 mm, rayon d'entaille ρ = 0,25 mm et la longueur de défaut c = 8mm.

5.1. Défaut longitudinal

5.1.1. Calcul de la contrainte T

Pour réaliser un calcul de contrainte T, il est nécessaire de connaître la distribution des contraintes σ_{xx} et σ_{yy} en fonction du ligament du défaut semi - elliptique.

Dans les figures (5.1, 5.2, 5.3), nous présentons la distribution des contraintes en fonction du ligament.

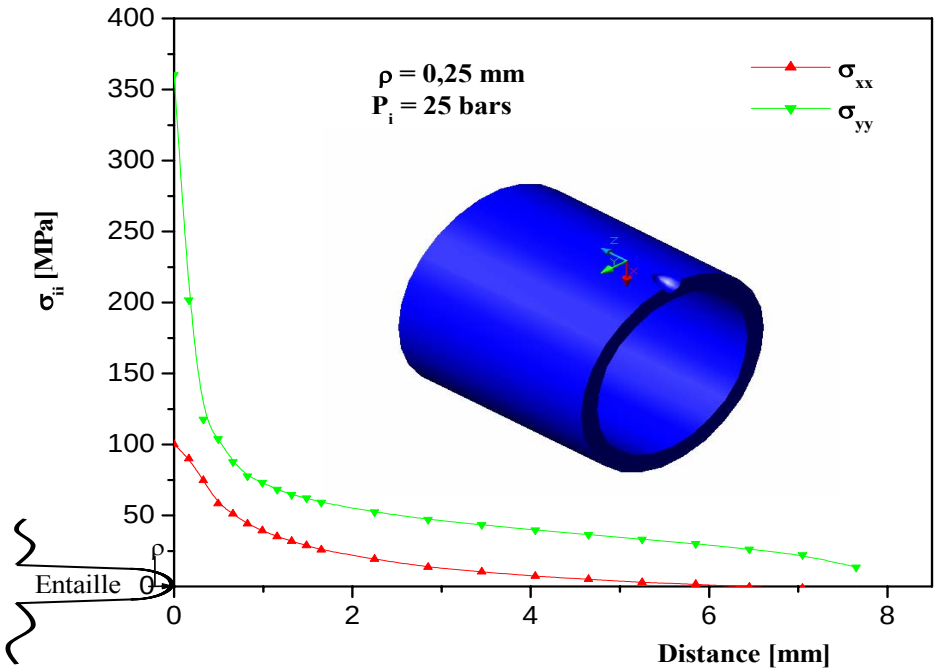


Figure 5.1 : Distribution des contraintes (σ_{xx} , σ_{yy}) en fonction du ligament (défaut longitudinal) (σ_{xx} (max) = 360,33 MPa, σ_{yy} (max) = 100 MPa).

Nous traçons, figure 5.2, l'évolution de la contrainte T définie par :

$$T = \sigma_{xx} - \sigma_{yy} \qquad (5.1)$$

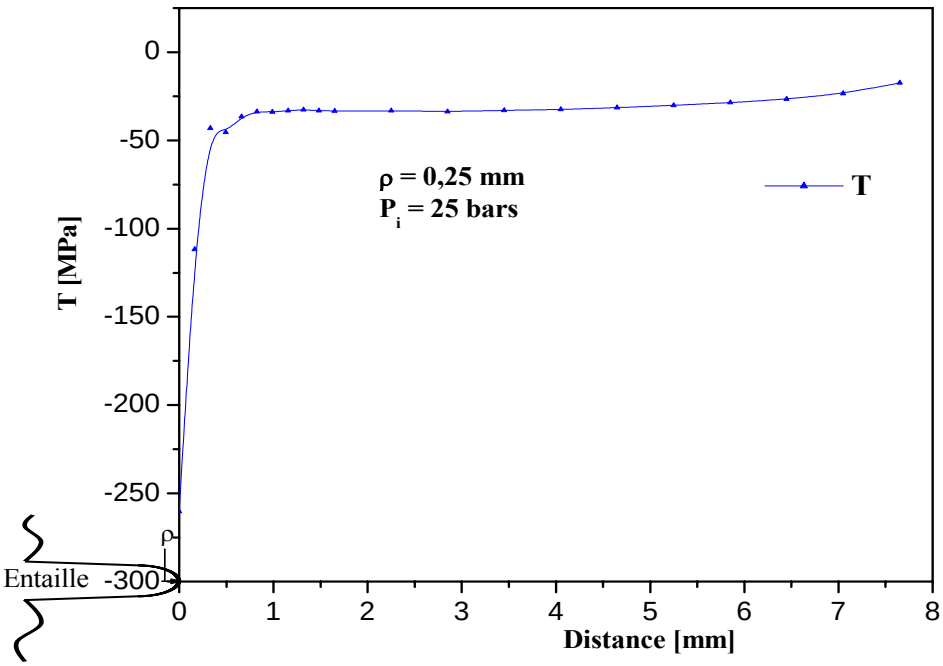


Figure 5.2 : Distribution de contrainte T en fonction du ligament (défaut longitudinal).

La contrainte T, de valeur négative, traduit une compression dans le cas d'un défaut longitudinal. La limite de la linéarité de la contrainte se trouve à une distance de valeur 0,7 mm. Cette valeur peut correspondre à la distance caractéristique.

Mais l'élément important du calcul de la contrainte T est que sa valeur négative montre physiquement une propagation stable de l'entaille.

5.1.2. Biaxialité β

Pour calculer la biaxialité, par éléments finis, nous utilisons l'expression analytique, (5.2).

$$\beta = T \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot a}}{K_I} \qquad (5.2)$$

Avec,

a : Profondeur d'entaille,

K_I : Facteur d'Intensité de contrainte en mode I,

T : Contrainte T élastique.

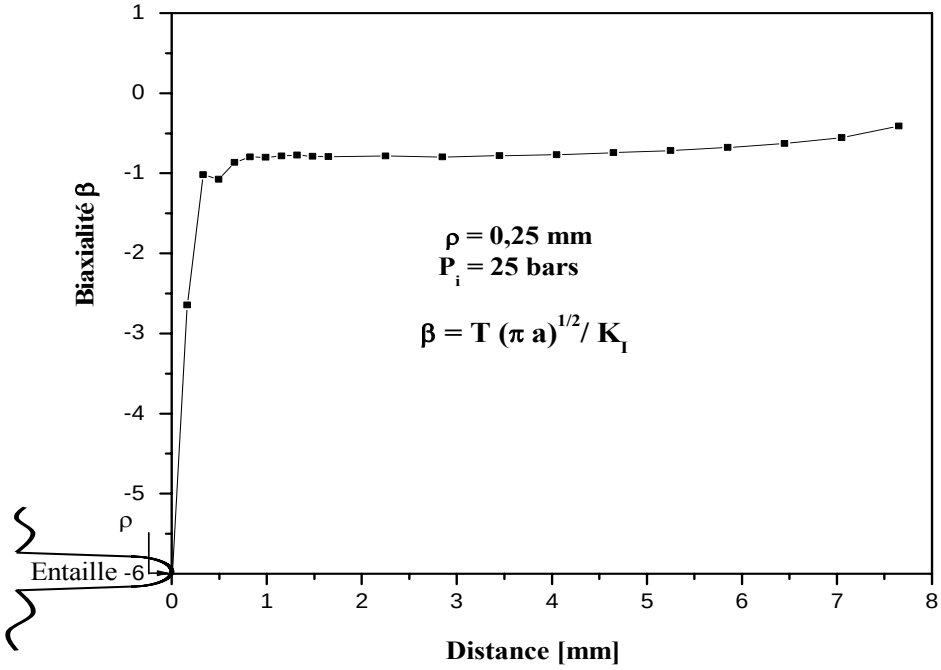


Figure 5.3 : Distribution de la biaxialité β en fonction du ligament (défaut longitudinal).

La biaxialité β a le même comportement que la contrainte T, dans le cas d'un défaut longitudinal. Sa stabilisation correspond à une forme stationnaire du front de l'entaille lors de la propagation.

5.2. Défaut circonférentiel

5.2.1. Calcul de la contrainte T

Dans les figures (5.4, 5.5, 5.6), nous avons présenté la distribution de contrainte en fonction du ligament.

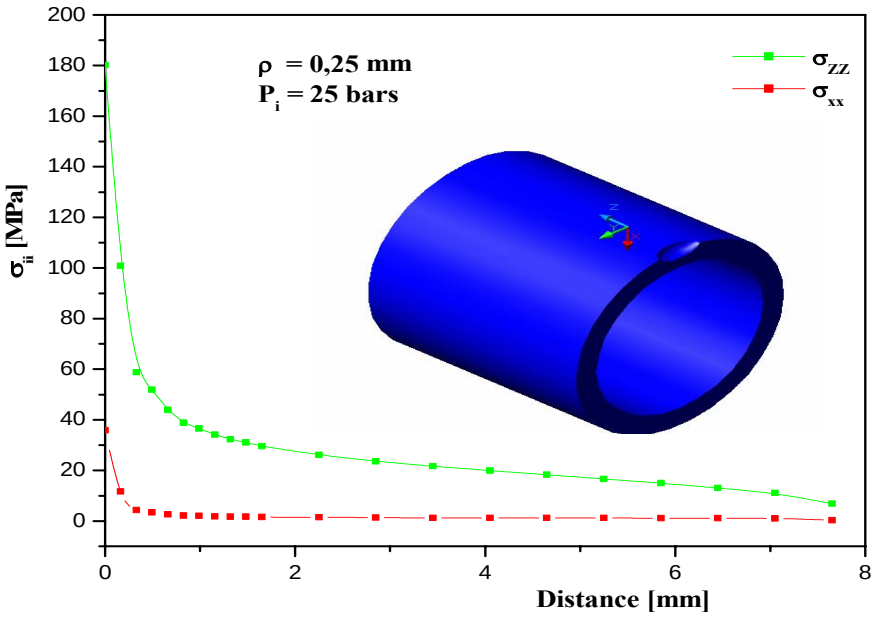


Figure 5.4 : Distribution de contrainte (σ_{ZZ} , σ_{xx}) en fonction du ligament (défaut circonférentiel) (σ_{zz} (max) = 184,27 MPa, σ_{xx} (max) = 35,89 MPa).

La figure 5.5 montre l'évolution de contrainte T en fonction de ligamment.

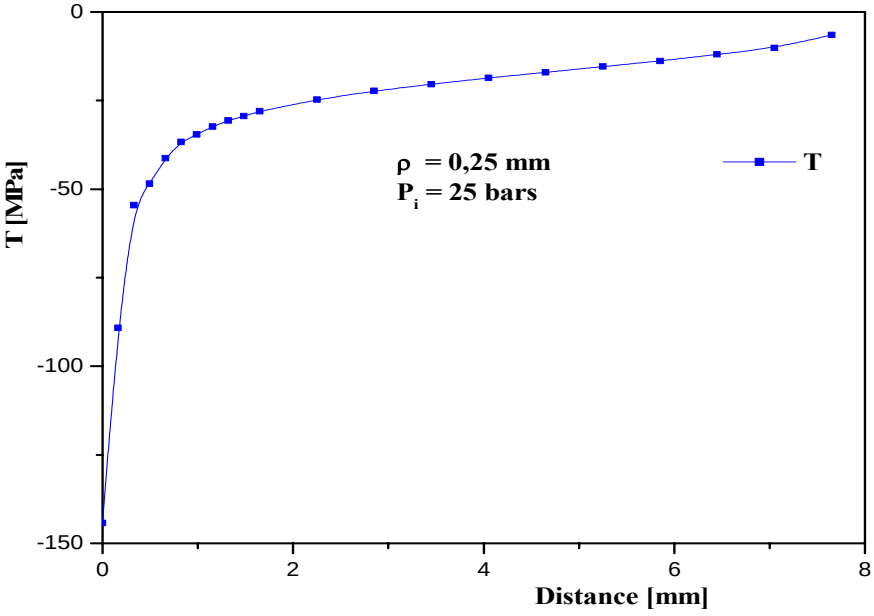


Figure 5.5 : Distribution de contrainte T en fonction du ligament (défaut circonférentiel).

On distingue deux zones d'évolution de la contrainte T, dans le cas de défaut circonférentiel :

Zone 1 : la contrainte T augumente linéairement jusqu'à une valeur de -50,93 MPa

Zone 2 : la contrainte T se stabilise vers une valeur de -6,13 MPa.

5.2.2. Biaxialité β

Dans une structure entaillée soumise à une pression interne, le calcul de biaxialité β (Cf.1, 1.5.4.), par éléments finis, est représenté dans la figure 5.6 et pour une entaille circonférentielle.

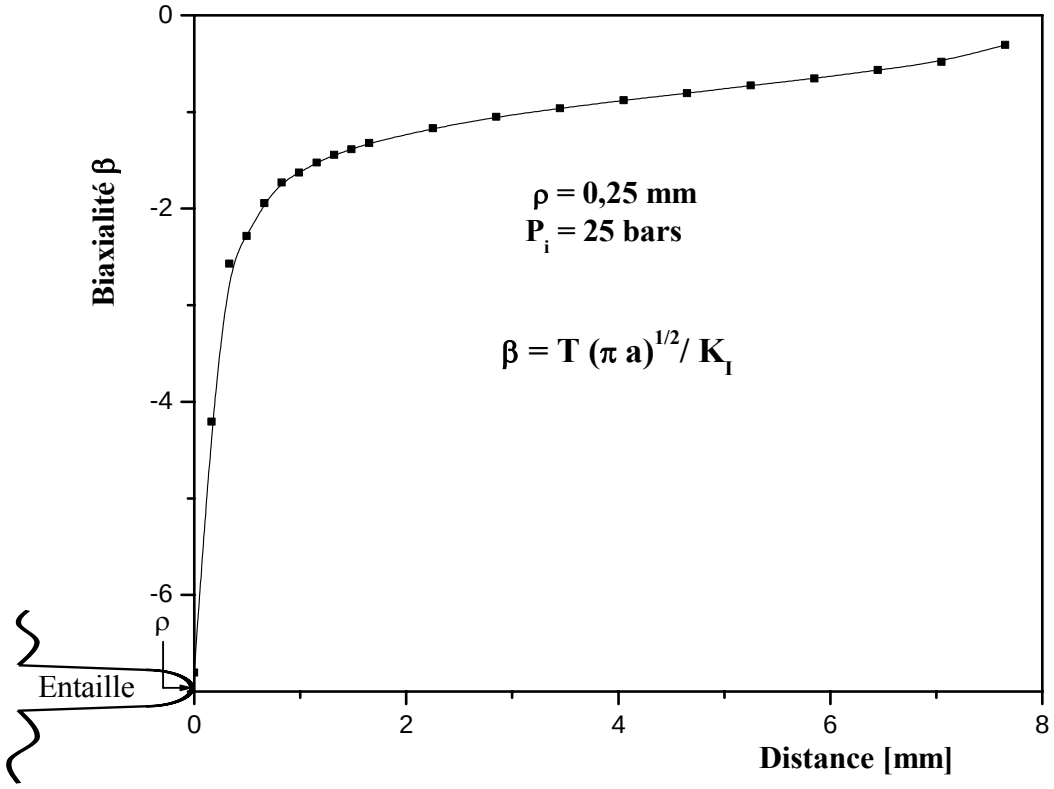


Figure 5.6 : Distribution de biaxialité β en fonction de ligament (défaut circonférentiel).

La biaxialité β suit la même évolution que la contrainte T dans le cas de défaut circonférentiel montrant aussi l'existence de deux zones :

Zone 1 : La biaxialité β augmente linéairement jusqu'à une valeur de - 2,52

Zone 2 : La biaxialité β se stabilise vers une valeur de - 0,30.

Conclusion :

La contrainte transverse T, dans le cas d'un tuyau avec entaille longitudinale et circonférentielle, a des valeurs négatives. Le rapport de biaxialité β, pour deux entailles longitudinale et circonférentielle apparaît donc comme une indication qualitative de la biaxialité des contraintes.

Nous avons montré que la contrainte transverse T a des valeurs négatives, prouvant le caractère stable de la propagation.

La biaxialité β, dans le cas d'un tuyau avec entaille longitudinale et circonférentielle, a des valeurs négatives, ce qui montre que l'entaille se propage dans la direction du ligament.

Dans notre étude, la biaxialité β se stabilise vers la valeur -2,52, dans le cas du défaut circonférentielle. Par contre dans le cas d'un défaut longitudinal, β se stabilise à partir de la valeur -1. Ceci traduit essentiellement que la propagation d'entaille circonférentielle se stabilise avant la propagation d'entaille longitudinale.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Conclusion générale

L'objectif de cette étude est d'appréhender la nocivité des défauts dans les tuyaux soumis à une pression interne. On s'intéresse plus particulièrement au problème des entailles externes axisymétriques et semi-elliptiques, dans des coques cylindriques. L'étude, menée dans le cadre de l'application de la mécanique de rupture, est abordée par une approche expérimentale et une approche numérique par éléments finis.

Après un rapport succinct sur la distribution des contraintes en fond de défaut, nous abordons une étude expérimentale réalisée à l'aide de maquettes, conçues selon les recommandations du CODAP. Ces maquettes munies de défauts circonférentiels et longitudinaux sont instrumentées par des jauges extensométriques. Nous avons déterminé :
La loi de comportement statique, la ténacité dynamique, l'influence de la surface de rupture sur la microdureté et les résultas d'essais sous-pression.

Nous avons abordé ensuite une étude numérique, dans les domaines élastique et élastoplastique. Cette démarche est basée sur l'utilisation d'un bloc d'entaille développé et calibré pour les coques cylindriques dans des travaux réalisés à l'école des Mine de Douai.

Les résultats numériques sont validés expérimentalement. Nous avons obtenus la distribution des contraintes le long du ligament.

Dans le domaine élastique, aussi bien pour les entailles axisymétriques que semi-elliptiques, nous avons étudié les Facteurs d'Intensité de Contraintes en fonction des paramètres géométriques des coques et des entailles. Les paramètres retenus couvrent un large domaine des structures industrielles. Les résultats sont comparés aux résultats des littératures existantes. On trouve pour une entaille longitudinale K_I = 3,35 MPa $(m)^{1/2}$, pour une entaille circonférentielle K_I = 1,68 MPa $(m)^{1/2}$, pour une pression de 25 bars.

Dans le domaine élastoplastique, la méthode volumétrique est utilisée pour déterminer le Facteur d'Intensité de Contraintes, nous trouvons, pour une entaille longitudinale, K_ρ = 9,76 MPa $(m)^{1/2}$, pour une entaille circonférentielle K_ρ = 5,54 MPa $(m)^{1/2}$, pour une pression de 60 bars.

Les résultats numériques validés expérimentalement sont donnés sous forme de courbes ou de tableaux, et ceci pour des chargements constants. Les Facteurs d'Intensité de

Contraintes sont déduit facilement, et appliqués dans des critères globaux pour caractériser la nocivité des défauts. Nous avons montré qu'à 60 bars, le Fcateur d'Intensité de Contraintes reste faible, justifiant la fiablité du matériau.

Ceci, nous a conduit naturellement au calcul de la contrainte T. Nous avons montré, à travers les valeurs négatives obtenues, une propagation stable des défauts de type entaille, quelque soit son orientation : longitudinal ou circonférentiel. Le calcul de la biaxialité conforte bien notre analyse.

La projection de ce travail dans l'avenir est l'application de la méthode volumétrique aux tuyaux entaillés, mais pour différentes géométries et pour différentes pressions. Les contraintes résiduelles, souvent dues aux procédés de fabrication (soudure, usinage…etc.) sont des paramètres influant l'amorçage des fissure émanant d'entaille. Enfin, nous proposons d'étudier d'une manière très fine le critère T et affirmé son rôle dans le phénomène d'amorçage, d'instabilité et de propagation de fissures. Des essais expérimentaux concernant la propagation des défauts sont essentiels pour confirmer le rôle de la contrainte transvesale T.

Résumé

***L*e but de ce travail est l'étude de la nocivité des défauts dans les tuyaux soumis à une pression interne. Nous nous intéressons aux problèmes des entailles externes semi-elliptiques dans des coques cylindriques. L'étude, menée dans le cadre de l'application de la mécanique de rupture, est abordée par une approche expérimentale et une approche numérique par éléments finis.**

***U*ne étude expérimentale est réalisée à l'aide de maquettes, conçues selon les recommandations du CODAP. Celles-ci, munies de défauts circonférentiel et longitudinal, sont instrumentées par des jauges extensométriques. La ténacité du matériau est déterminée par l'essai Charpy.**

***L*'étude numérique, des domaines élastique et élastoplastique, est basée sur l'utilisation d'un bloc d'entaille développé et calibré pour les coques cylindriques.**

- **Dans le domaine élastique, aussi bien pour les entailles axisymétriques que semi-elliptiques, nous avons calculé les Facteurs d'Intensité de Contraintes en fonction des paramètres géométriques des coques et des entailles. Les résultats sont comparés aux résultats existants dans la littérature.**
- **Dans le domaine élastoplastique, la méthode volumétrique est utilisée pour déterminer le Facteur d'Intensité de Contraintes d'entailles, pour une entaille longitudinale et une circonférentielle.**

***L*e calcul de la contrainte T, par éléments finis, dans le cas de défauts longitudinal et circonférentiel, montre que cette contrainte est de compression, justifiant physiquement une propagation stable.**

Mots-clés : Entaille semi-elliptique – Jauge de déformation – Facteur d'Intensité de Contraintes – Éléments finis – Méthode volumétrique – Contrainte T.

Abstract

***T*he aim of work is the study of pipes with hazardous defects under internal pressure. *T*he problems semi-elliptic external notches in cylindrical shells are considered. The study is undertaken within the frame of fracture mechanics approaches both an experimental and numerical with using the finite elements method.**

***T*he experimental study is curried out on the model pipe-like specimens, which were designed according to the CODAP recommendations. The measurement of local deformation around the notch area both circumferential and longitudinal direction was done by the gauge-extensometers. The fracture toughness of material was received from the Charpy tests.**

***T*he numerical study is devoted to determination of the elastic and elastic-plastic stress fields at the notches in cylindrical shells.**

- **For case of elastic field, the stress intensity factors were calculated for the axes-symmetric and semi-elliptic notches according to their geometrical parameters and size of shells. The received results have been compared with the existed data in literature.**
- **For case of elastic-plastic field, the volumetric method is used to determine the notch stress intensity factor at the bottom of the longitudinal and circumferential notches.**

***T*he calculation of the T-stress by finite elements method showed that this stress is stress of compression in the case both longitudinal and circumferential defects.**

Keywords: Semi-elliptical notch – Strain gauge – Stress intensity factor - Finite Elements - Volumetric method - T-stress.