

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

Département génie mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Analyse par éléments finis des éléments structuraux à double entailles

AIT ZIANE Salim

Sous la direction de M. Yacine BELKACEMI MCA

M. Brahim GUERGUEB MAA

Présenté et soutenu le 21/09/2020

Composition du Jury :

Président	M. Said RECHAK	Professeur	ENP
Promoteurs	M. Yacine BELKACEMI M. Brahim GUERGUEB	MCA MAA	ENP
Examineur	M. Djamel SAIDI	MCB	ENP

ENP 2020

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

Département génie mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Analyse par éléments finis des éléments structuraux à double entailles

AIT ZIANE Salim

Sous la direction de M. Yacine BELKACEMI Docteur

M. Brahim GUERGUEB MAA

Présenté et soutenu le 21/09/2020

Composition du Jury :

Président	M. Said RECHAK	Professeur	ENP
Promoteurs	M. Yacine BELKACEMI	MCA	ENP
	M. Brahim GUERGUEB	MAA	ENP
Examineur	M. Djamel SAIDI	MCB	ENP

ENP 2020

ملخص:

الهدف من مشروع التخرج هو إجراء محاكاة على برنامج Ansys لإظهار تأثير الخدوش على قطع الفولاذ من النوع XC-48 تحت تأثير الاعوجاج في أربع نقاط.

في المرحلة الاولى اجريت التجربة تحت تأثير قوة ثابتة لهدف معرفة تأثير المسافة بين خدشين متوازيان على انحناء قطع الفولاذ لأجاء علاقة بينهما.

في المرحلة الثانية اجريت التجربة تحت تأثير قوة دورانية لهدف معرفة تأثير المسافة بين خدشين متوازيان على مدة حياة قطع الفولاذ لأجاء علاقة بينهما.

الكلمات المفتاحية:

محاكاة، الاعوجاج في أربع نقاط، الخدوش، التعب الميكانيك.

Abstract:

The purpose of this graduation projects is to study the effect of double parallel notches in the steel (XC-48) specimens under four points bending, using the finite elements analysis software (Ansys).

In the first step a static analysis carried out on specimens in order to find a relationship between the maximum deflection and the distance between the two parallel notches.

In the second step, a cyclic fatigue analysis is carried out on specimens in order to find a relationship between the service life and the distance between the two notches.

Keywords: four-point bending, simulation, notches, fatigue.

Résumé :

Les entailles dans les structures constituent des sources de dommages importants, particulièrement en fatigue. Le but de ce projet de fin d'étude consiste à faire une simulation numérique sur le logiciel (Ansys) d'analyse par éléments finis (FEM) sur des éprouvettes en acier XC-48 avec deux entailles parallèles soumises à une sollicitation de flexion quatre points.

La première étape, concernant une simulation statique a été effectuée sur des éprouvettes dans le but de trouver une relation entre la flèche maximale et la distance entre les deux entailles.

Dans la deuxième étape, une simulation de fatigue cyclique a été effectuée sur des éprouvettes dans le but de trouver une relation entre la durée de vie et la distance entre les deux entailles en fonction aussi du rayon en fond d'entaille.

Mots clés : Flexion quatre points, simulation, entaille, fatigue, éléments finis

Remerciements :

Je remercie ALLAH de m'avoir donné la patience, le courage, la volonté de mener à termine ce travail.

Ce travail a été proposé et dirigé par messieurs

Y. BELKACEMI et B. GUERGUEB.

J'adresse mes chaleureux remerciements et ma reconnaissance a messieurs Y. BELKACEMI et

B. GUERGUB pour leur disponibilité et leurs remarques constructives.

Je remercie aussi les membres du Jury, monsieur le président de jury Pr. S.RECHAK, et M. DJ. SAIDI, examinateur, d'avoir pris le temps et le soin de lire et d'examiner mon travail.

Je remercie l'ensemble des enseignants du département de génie mécanique de l'école nationale polytechnique pour leur contribution dans ma formation d'ingénieur.

Dédicace :

A ma très chère mère

*Affable, honorable, aimable, tu représentes pour moi le symbole de la bonté
par excellence, la source de tendresse.*

*Ta prière et ta bénédiction n'ont été d'un grand secours pour mener à bien
mes études.*

*Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que tu
mérites pour tous les sacrifices que tu n'as cessé depuis ma naissance.*

A mon cher père

*Ce travail est le fruit de tes sacrifices que tu as consent pour mon éducation
et ma formation*

*Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le
respect que j'ai toujours eu pour vous.*

*A mes frères LYES, AZEDDINE et ma sœur THINHINANE qui m'ont soutenu
et montré pour moi la bonne voie de la réussite.*

*A messieurs Belkacemi, Guergueb qui ont su bien être là pour me conseiller
et me soutenir*

*A tous mes amis, Brahim, Aziz, Djilali, Amazigh, Mazigh, Malek, Houssem
source de la joie et l'espoir.*

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

INTRODUCTION GÉNÉRALE	14
CHAPITRE 1 LES ENTAILLES	16
1.1 Introduction	17
1.2 L'effet d'entaille.....	17
1.3 Classification des entailles.....	18
1.4 Facteur de concentration de contrainte	18
1.5 L'effet d'entaille en fatigue.....	19
1.6 Facteur de sensibilité à l'entaille.....	20
1.7 Distribution de contraintes dans une fissure	22
1.8 Distribution de contrainte dans une entaille V et U.....	23
Conclusion	25
CHAPITRE 2 LA FATIGUE	26
2.1 Introduction	27
2.2 Essais de fatigue.....	27
2.2.1 Classifications des sollicitations en fatigue	27
2.2.2 Type de chargement	28
2.2.2.1 Un chargement uni axiale	28
2.2.2.2 Un chargement multiaxial.....	28
2.3 Les facteurs influencent sur la fatigue	29
2.4 L'estimation de la résistance en fatigue	29
2.5 La courbe d'endurance	29
Conclusion	30
CHAPITRE 3 MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS ET SIMULATION NUMÉRIQUE	31
3.1 Introduction	32
3.2 L'essai de flexion a quatre points.....	32
3.3 Algorithme d'analyse par la méthode des éléments finis	33
3.3.1 Le modèle mathématique.....	34
3.3.2 Géométrie des éprouvettes proposées	35

3.3.3 Le matériau choisi -----	35
3.3.4 Le maillage-----	36
3.3.5 Chargement et appuis -----	37
3.4 Méthode de résolution numérique sur ordinateur -----	37
3.4.1 Choix de logiciel-----	37
3.4.2 Analyse statique-----	37
3.4.2.1 Le type d'analyse -----	38
3.4.2.2 Données matériaux -----	38
3.4.2.3 Géométrie-----	39
3.4.2.4 Le maillage-----	40
3.4.2.5 Chargement et conditions aux limites sur Ansys -----	41
3.4.2.6 Solution-----	41
3.4.3 Analyse fatigue-----	42
3.4.3.1 Données matériaux pour l'analyse fatigue cyclique-----	42
3.4.3.2 Solution pour l'analyse de fatigue cyclique -----	43
Conclusion -----	43
CHAPITRE 4 RÉSULTATS D'ANALYSE -----	44
4.1 Introduction -----	45
4.2 Résultats d'analyse statique pour une entaille en U -----	45
4.2.1 Résultats de la flèche Max pour une entaille en U avec un $\rho = 0,5\text{mm}$ -----	45
4.2.2 Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec un $\rho = 0,5\text{mm}$ -----	46
4.2.3 Résultats de la flèche Max pour une entaille en U avec un $\rho = 1\text{mm}$ -----	47
4.2.4 Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec un $\rho = 1\text{mm}$ -----	48
4.2.5 L'effet de la géométrie sur la flèche Max pour le cas d'une entaille en U -----	50
4.2.6 L'effet de la géométrie sur la contrainte principale maximale pour le cas d'une entaille en U ---	50
4.3 Résultats d'analyse statique pour une entaille en V 35° -----	51
4.3.1 Résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 0,5\text{mm}$ -----	51
4.3.2 Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 0,5\text{mm}$ ---	52

4.3.3 Résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 1\text{mm}$ -----	53
4.3.4 Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 1\text{mm}$ --	54
4.3.5 L'effet de la géométrie sur la flèche Max pour le cas d'une entaille en V35°-----	55
4.3.6 L'effet de la géométrie sur la flèche Max pour le cas d'une entaille en V 35°-----	56
4.4 Résultats d'analyse fatigue cyclique pour une entaille en U -----	57
4.4.1 Résultats de la durée de vie pour une entaille en U avec un $\rho = 0,5\text{mm}$ -----	57
4.4.2 Résultats de la durée de vie pour une entaille en U avec un $\rho = 1\text{mm}$ -----	58
4.4.3 L'effet de la géométrie sur la durée de vie pour le cas d'une entaille en U-----	60
4.4.4 Résultats de la durée de vie pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 0,5\text{mm}$ -----	60
4.4.5 Résultats de la durée de vie pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 1\text{mm}$ -----	62
4.4.6 L'effet de la géométrie sur de la durée de vie pour le cas d'une entaille en V 35° -----	63
Conclusion -----	63
CONCLUSION GÉNÉRALE -----	64
BIBLIOGRAPHIE -----	66
ANNEXES-----	69

Liste des figures

Figure 1. 1: Schéma de flux de forces [1]-----	17
Figure 1. 2: géométrie de entaille [1]-----	18
Figure 1. 3: Configurations des entailles [1] -----	18
Figure 1. 4: L'effet d'entaille en fatigue pour un acier E36 [2]-----	19
Figure 1. 5: La variation du facteur de sensibilité à l'entaille q en fonction du rayon en fond d'entaille et le type de matériau [3]-----	20
Figure 1.6: Constante de Neuber en fonction de la résistance Ultime σ_u pour un l'alliage d'aluminium [3]-----	21
Figure 1. 7: Systèmes des coordonnées près d'une fissure et les différents mode de rupture [3]-----	22
Figure 1. 8: Paramètres et géométrie d'une entaille simple en coordonnées polaire utilisée pour décrire le champ de contrainte [6] -----	23
Figure 1. 9: Quelques paramètres en fonction de l'angle d'ouverture d'entaille [6]-----	24
Figure 2. 1: Cycle de contrainte en fatigue à amplitude constante [7]-----	28
Figure 2. 2: La courbe de Wöhler [5] -----	30
Figure 3. 1: La configuration normalisée [9] de l'essai de flexion quatre points-----	32
Figure 3. 2: Effort tranchant et moment fléchissant [10]-----	33
Figure 3. 3: La configuration générale de l'essai de flexion a quatre points [10] -----	33
Figure 3. 4: Processus d'analyse par la méthode des éléments finis [11] -----	34
Figure 3. 5: Configuration du modèle physique étudié -----	35
Figure 3. 6: Types d'éléments [12] -----	36
Figure 3. 7: Choix du type d'analyse sur Ansysworkbench -----	38
Figure 3. 8: Données introduites du matériau utilisée-----	39
Figure 3. 9: Géométrie de l'éprouvette importée sur le logiciel Ansys -----	40
Figure 3. 10: Maillage éléments finis sur Ansys-----	40
Figure 3. 11: Chargement et conditions aux limites sur Ansys -----	41
Figure 3. 12: Résultats d'analyse sur Ansys-----	42
Figure 3. 13: Introduction de la courbe d'endurance dans le bloc données matériaux -----	42
Figure 3. 14: Paramètre liés au bloc fatigue. -----	43
Figure 4. 1: Configuration d'essai de flexion à quatre points pour une éprouvette a double entailles-----	47
Figure 4. 2: Variation de la flèche Max pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ -----	46
Figure 4. 3: Variation de la contrainte principale maximale pour entaille en U avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ -----	47
Figure 4. 4: Variation de la flèche Max pour entaille en U avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	48

Figure 4. 5: Variation de la contrainte principale maximale pour deux entailles en U avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	49
Figure 4. 6: Effet du rayon en fond d'entaille sur la flèche Max pour une entaille en U -----	50
Figure 4. 7: Effet du rayon en fond d'entaille sur la contrainte principale maximale pour une entaille en U -----	51
Figure 4. 8: Variation de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ -----	52
Figure 4.9: Variation de la contrainte principale maximale pour entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ -----	53
Figure 4. 10: Variation de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	54
Figure 4. 11: Variation de la contrainte principale maximale pour entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	55
Figure 4. 12: L'effet de rayon au fond d'entaille sur la flèche Max pour une entaille en V 35° -----	56
Figure 4. 13: L'effet de rayon au fond d'entaille sur la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° -----	57
Figure 4. 14: Variation de nombre de cycle pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0.5\text{mm}$ -----	58
Figure 4. 15: Variation de nombre de cycle pour une entaille en U avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	59
Figure 4. 16: L'effet de rayon au fond d'entaille sur le nombre de cycle pour une entaille en U -----	60
Figure 4. 17: Variation de nombre de cycle de rupture pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0.5\text{mm}$ -----	61
Figure 4. 18: Variation de nombre de cycle de rupture pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	62
Figure 4. 19: L'effet de rayon au fond d'entaille sur le nombre de cycle pour une entaille en V 35° -----	63

Liste des tableaux

Tableau 0. 1: Quelques critères introduits entre les 1950-1970 -----	14
Tableau 3. 1: Géométrie des éprouvettes proposées-----	35
Tableau 3. 2: Caractéristique chimique et mécanique de l’acier XC-48 -----	36
Tableau 3. 3: Conditions aux limites de système étudié-----	37
Tableau 4. 1: Résultats de la flèche Max pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ -----	46
Tableau 4. 2: Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ -----	47
Tableau 4. 3: Résultats de la flèche Max pour une entaille en U avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	47
Tableau 4. 4: Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	48
Tableau 4. 5: Résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ -----	52
Tableau 4. 6: Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ -----	53
Tableau 4. 7: Résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	54
Tableau 4. 8: Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	55
Tableau 4. 9: Résultats de nombre de cycle de rupture pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ -----	58
Tableau 4. 10: Résultats de nombre de cycle pour une entaille en U avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	59
Tableau 4. 11: Résultats de nombre de cycle pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$ ---	61
Tableau 4. 12: Résultats de nombre de cycle pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1\text{mm}$ -----	62

Nomenclature

- A : Profondeur en fond d'entaille (mm)
- ρ ou r : Rayon en fond d'entaille (mm)
- ψ ou 2α : Angle d'ouverture d'entaille (en degré °)
- K_t : Facteur de concentration de contrainte dans le domaine élastique
- σ_{\max} : Contrainte maximale (MPa)
- σ_{nom} : Contrainte nominale de la section nette (MPa)
- σ_g : Contrainte globale loin de la zone de perturbation (MPa)
- σ_f : Limite de fatigue de l'éprouvette entaillée (MPa)
- σ_{nf} : Limite de fatigue de l'éprouvette non entaillée (MPa)
- K_f : Facteur de concentration de contrainte en fatigue
- q : Facteur de sensibilité à l'entaille
- a_p : Fonction caractéristique de matériau dans le modèle Peterson (mm)
- σ_u : Contrainte ultime (MPa)
- a_n : Fonction caractéristique de matériau dans le modèle Neuber (mm)
- $K_{I,II,III}$: Facteurs d'intensité de contraintes pour de chaque mode
- K_I : Facteur d'intensité de contrainte au mode I ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$)
- σ_{ij} : Champ de contraintes au voisinage d'entaille (MPa)
- f_{ij} g_{ij} : Fonctions propres dans l'expression de champs de contraintes
- a_1 : Constante analytique de mode I dans les équations d'élasticité de Filippi
- λ_1 : Première valeur propre de Williams qui caractérise le mode I
- $\mu_1, \chi_{b_1}, \chi_{d_1}, \chi_{c_1}$: Paramètres exposant dans les équations d'élasticité de Filippi
- r_0 : Distance entre le fond d'entaille et l'origine des coordonnées polaire
- σ_{tip} : Contrainte principale maximale au fond d'entaille (MPa)
- σ_a : Amplitude de contrainte (MPa)
- R_σ : Rapport de contrainte
- $\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$: Contrainte maximale et contrainte minimale dans un cycle de contrainte (MPa)
- σ_m : Contrainte moyenne dans un cycle de contrainte (MPa)
- $\sigma_D(N)$: Limite d'endurance (MPa)
- D : Diamètre de l'éprouvette (mm)
- R_m : Résistance à la traction (MPa)
- R_e : Limite d'élasticité (MPa)
- L : Longueur de la poutre en (m)
- a : Distance entre les appuis externes et internes (m)

E : Module de Young en (GPa)

I : Moment quadratique (m^4)

W : Intensité de la force (N)

δ_{Max} : Déplacement Max au milieu de la poutre (mm)

δ_{ul} : Déplacement au point d'application de la force (mm)

L_0 : Longueur de l'éprouvette (mm)

D : Distance entre les appuis (mm)

d : Distance entre points d'application des forces (mm)

$[K]$: Matrice de rigidité

$\{F\}$: Vecteur force (N)

$\{u\}$: Vecteur déplacement (mm)

N : Nombres de cycle en fatigue

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Eviter la rupture n'est pas une nouvelle idée, l'étude de comportement mécanique des matériaux remonte à l'époque de l'Égypte ancienne et de l'empire romain. Les matériaux utilisés avant la révolution industrielle sont limités sur la pierre, le bois et la brique qui sont relativement fragiles à la traction. Pour cette raison toutes les anciennes structures (les ponts, les monuments romains, les pyramide de l'Égypte) qui ont résisté au temps étaient chargées en compression par contre les structures de l'époque précédant la révolution industrielle sont chargés en traction.

La révolution industrielle au 19^e siècle a poussé à la recherche des nouveaux matériaux pour concevoir des structures capables de résister au grand chargement. L'utilisation des nouveaux matériaux, les aciers, et les alliages mécaniques pour des chargements élevés produisaient des problèmes dans la structure, des ruptures se produisaient parfois même pour des niveaux de chargement bien inférieur à la limites d'élasticité.

L'expérience industrielle montre que les ruptures des pièces de machines ou des structures en fonctionnement normal sont le plus souvent dues à la fatigue. Cette dernière est particulièrement insidieuse du fait de son caractère progressif masqué. Ceci est d'autant plus grave que la fissuration par fatigue conduit très souvent à une rupture brutale provoquant un accident

La présence des défauts dans une structure (entaille, fissures, rugosité de la surface...) influence le comportement et diminue sa tenue. Une modification et une perturbation engendrées par ces derniers liée au phénomène de concentration de contraintes entraine une modification locale des propriétés du matériau. Dans ce contexte plusieurs critères de rupture exprimés en domaine élastique et Elasto-plastique ont été introduits par des chercheurs afin de caractériser le comportement du matériau dans le cas de présence de ces défauts.

Le tableau ci-dessous regroupe quelques contributions intéressant ce domaine.

Tableau 0. 1: Quelques critères introduits entre les 1950-1970

Type de critère	Type	Paramètre du critère	Auteurs	Année
Contrainte	Global	Facteur d'intensité de contrainte critique K_{IC}	Irwin et Kies [5]	1954
	Local	Contrainte critique de clivage σ_c^* + distance caractéristique X_c	Ritchie ,Knott et Rice [6]	1973
Déformation	Global	Facteur de ductilité à l'entaille	Randall et Merkle [7]	1972
	Local	Ecartement critique de fissure δ_c	Wells [8]	1963
Energie	Global	Integrale J	Rice [9] Cherepanov [10]	1968
	Local	Densité d'énergie de déformation critique W_c^*	Guillemot [11]	1965
Interpolation	Global	Méthode des deux paramètres	Dowling et Townley. [12]	1974

INTRODUCTION GENERALE

L'objectifs de ce Project de fin d'études

Les défauts peuvent avoir plusieurs formes. Le but est de connaître l'effet de la présence d'entailles dans une structure mécanique en flexion plane ou deux entailles parallèles sont présentes. Une simulation numérique en flexion quatre points pour un chargement statique et un chargement en fatigue cyclique est effectué sur des éprouvettes en acier XC-48 entaillé avec deux entailles parallèles, afin de caractériser le comportement du matériau en présence d'entailles. L'effet de la variation de distance entre entaille sur la flèche et l'endurance est recherché.

Plan de travail

Ce travail est divisé en quatre chapitres, qui sont répartis de la manière suivante :

- Nous débutons ce travail par un premier chapitre avec une recherche biographique et des généralités sur les entailles.
- Le Deuxième chapitre est centré sur des généralités sur la fatigue.
- Dans le troisième chapitre une description de la méthode des éléments finis (FEM) et une présentation de processus de simulation de notre modèle sur le logiciel Ansys sont faites.
- Le quatrième chapitre est consacré à la présentation des résultats de notre analyse d'éprouvettes entaillées et présentant une paire d'entaille parallèles en flexion quatre points. Les résultats sont présentés sous forme de tableaux et de graphes ou les flèches et contrainte en fond d'entaille pour le chargement statique, et la recherche de durées de vie en fatigue sont présentés et discutés.
- On termine par une conclusion générale.

CHAPITRE 1

LES ENTAILLES

1.1 Introduction

L'endommagement des pièces et des structures commencent par l'apparition des fissures qui s'amorcent sur la surface et les endroits de concentration de contraintes (rainure, filtage, trou, entaille).

La connaissance de distribution de contrainte dans ces défauts géométriques reste souvent un grand souci pour les ingénieurs, car ces derniers jouent un rôle très important sur la résistance et le comportement du matériau.

Dans ce contexte on s'intéresse à l'effet de la présence d'entaille dans une structure mécanique.

1.2 L'effet d'entaille

Une entaille désigne généralement une modification de section d'une structure ou d'un composant. Elle peut être une discontinuité imposée, ou accidentelle et peuvent avoir plusieurs causes :

- Métallurgique.
- Mécanique.
- Chimique (corrosion).
- Accident au court de service.

La présence des entailles entraîne une distribution inégale et une modification des lignes de force figure 1.1. Cela conduit à une forte concentration de contraintes. Cela s'appelle l'effet d'entaille. Il réduit la capacité et la résistance mécanique qui constitue un paramètre essentiel lors de dimensionnement mécanique. Cet effet d'entaille, ou le pic de contraintes peut entraîner des défaillances précoces si elle n'est pas prise en compte lors de la conception mécanique.

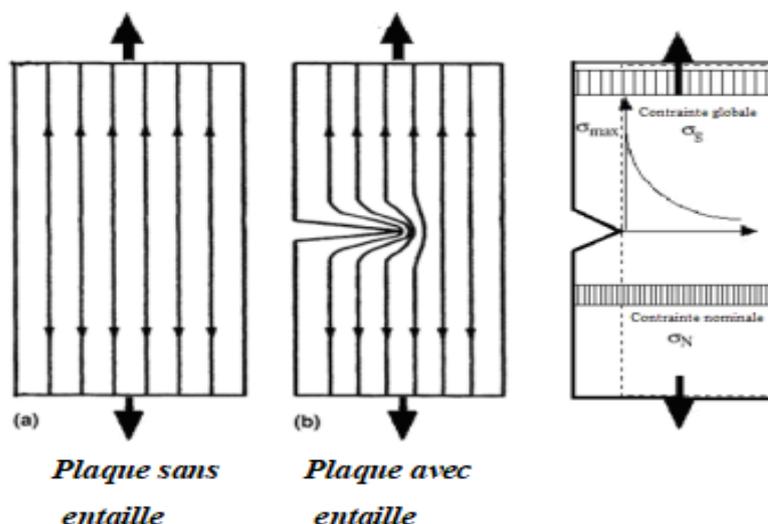


Figure 1. 1: Schéma de flux de forces [1]

1.3 Classification des entailles

L'effet d'entaille dépend de trois paramètres essentiels, la longueur jusqu'au fond d'entaille (a), l'angle d'ouverture (ψ), le rayon (ρ).

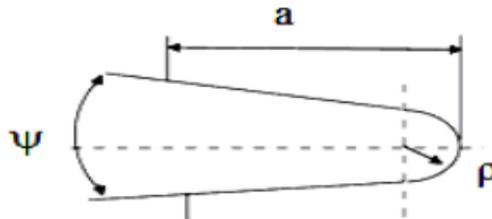


Figure 1. 2: géométrie de entaille [1]

La classification des entailles dépend de deux paramètres qui sont le rayon ρ et l'angle d'ouverture ψ . Ces deux derniers nous conduisent à la classification suivante:

- Fissure : $\rho = 0$ $\psi = 0$
- Entaille en V : $\rho = 0$ $\psi \neq 0$
- Entaille en U : $\rho \neq 0$ $\psi = 0$
- Entaille simple : $\rho \neq 0$ $\psi \neq 0$

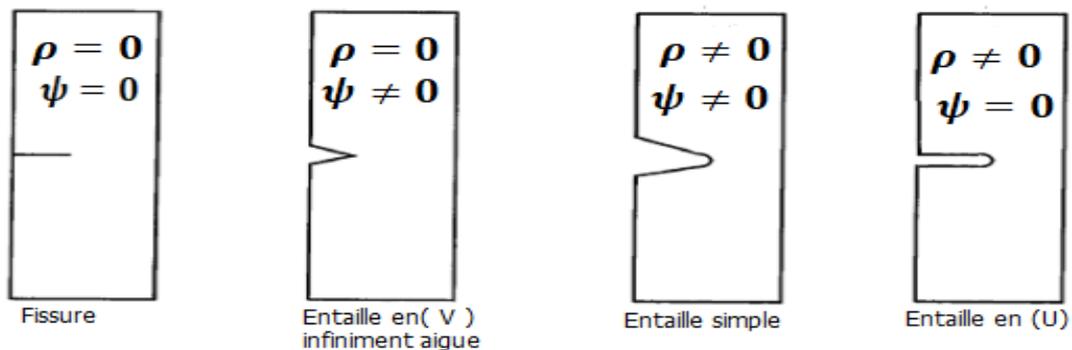


Figure 1. 3: Configurations des entailles [1]

1.4 Facteur de concentration de contrainte

La modification de la distribution de contraintes dus à la présence d'entailles peut servir à l'apparition des fissures de la fatigue et une plastification locale en créant des concentrations de contraintes.

Afin de caractériser ce phénomène, un coefficient de concentration de contraintes K_t introduit par Peterson [2] pour les matériaux élastique (déterminée sur la base de l'élasticité) ,qui est défini par deux manières différentes.

Les entailles

La première est le rapport entre la contrainte maximale au fond d'entaille ou au lieu de la perturbation sur la contrainte nominale de la section nette.

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} \quad (1.1)$$

La deuxième est le rapport entre la contrainte maximale au fond d'entaille ou a lieu la perturbation sur la contrainte globale loin de la zone de perturbation.

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_g} \quad (1.2)$$

En construction mécanique on tient compte de ce coefficient dans le dimensionnement. Généralement les valeur de K_t sont fournies par des abaques selon la géométrie et la nature de la sollicitation.

1.5 L'effet d'entaille en fatigue

Dans le cas d'un chargement cyclique, l'expérience montre comme illustré sur la figure 1.4 que la limite de fatigue des éprouvettes non entailles σ_f est supérieure à celles des éprouvettes entaillées σ_{nf} obtenues dans les mêmes conditions.

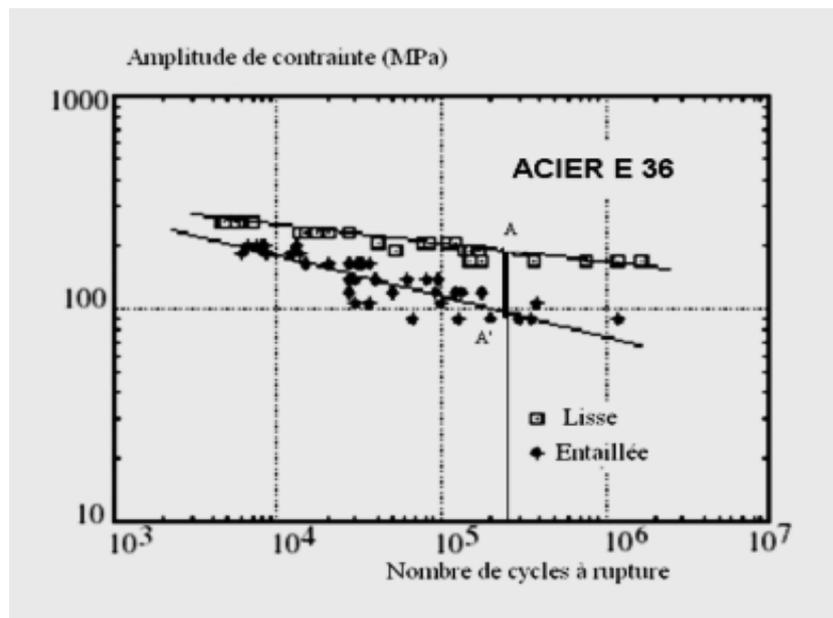


Figure 1. 4: L'effet d'entaille en fatigue pour un acier E36 [2]

Un rapport entre les deux limites introduit le facteur de réduction de la résistance en fatigue K_f qui est défini par la relation suivante [2] :

$$K_f = \frac{\sigma_f}{\sigma_{nf}} \quad (1.3)$$

1.6 Facteur de sensibilité à l'entaille

Le facteur de concentration de contraintes en fatigue K_f Ne doit pas être confondu avec le coefficient de concentration de contraintes K_t .

La prise en compte entre ces deux facteurs introduira le coefficient de sensibilité à l'entaille q du matériau en fatigue, défini par [3] :

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (1.4)$$

Ce coefficient q , permet de mesurer la correspondance entre K_t et K_f . Lorsque q est égale 1, ($K_t = K_f$) ceci veut dire que le matériau est sensible à l'entaille. Lorsque q est très petit (proche de zéro) K_f est proche de 1, le matériau n'est pas sensible à l'entaille.

Il existe plusieurs relations pour exprimer le facteur de sensibilité à l'entaille q . La figure 1.5 montre que le coefficient q est fonction des caractéristiques du matériau et le rayon ρ au fond d'entaille.

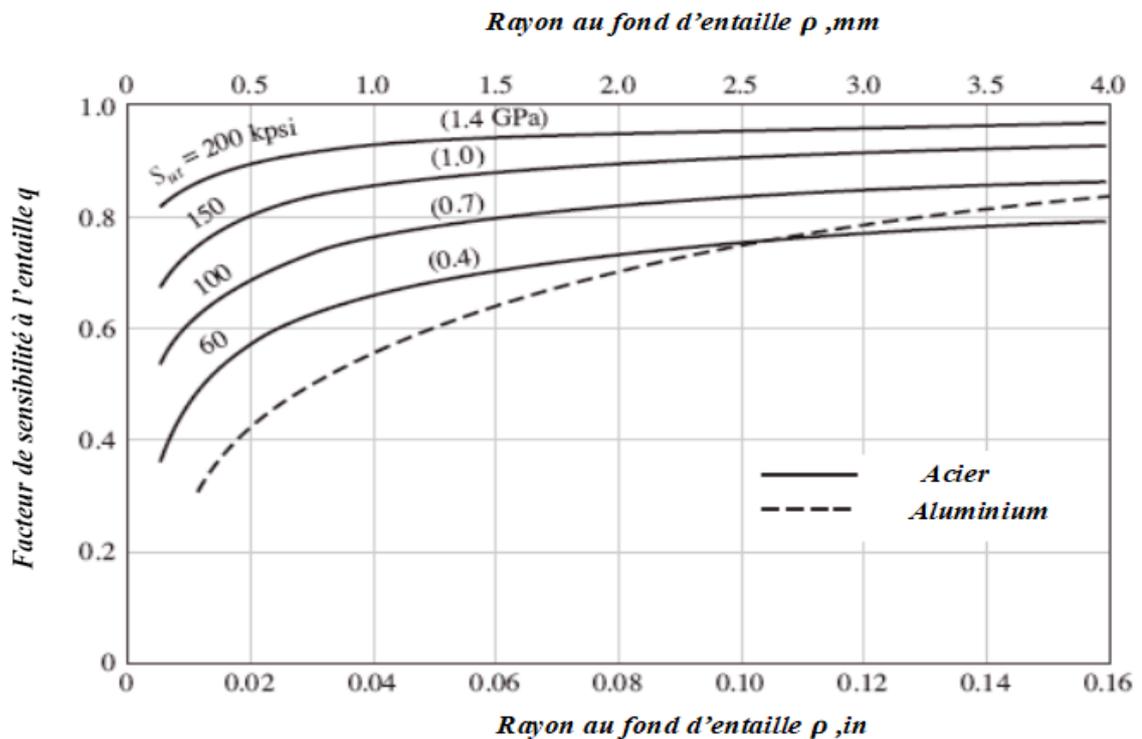


Figure 1. 5: La variation du facteur de sensibilité à l'entaille q en fonction du rayon en fond d'entaille et le type de matériau [3]

Les entailles

On remarque que les matériaux à une grande résistance sont les plus sensibles à l'effet d'entaille et la sensibilité diminue en fonction de la diminution de rayon.

Les premières approches empiriques qui tiennent compte des caractéristiques du matériau, sont celle de Peterson et Neuber.

L'approche de Peterson, définie par [3] :

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a_p}{\rho}} \quad (1.5)$$

Où a_p est une caractéristique qui dépend du type de matériau. Pour le cas de flexion, traction et compression, a_p est défini par la relation suivante [4] :

$$a_p(\text{mm}) = \left(\frac{270}{\sigma_u(\text{MPa})} \right)^{1.8} \quad (1.6)$$

L'approche de Neuber, définie par [3] :

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a_n(\text{mm})}{\rho}}} \quad (1.7)$$

Où a_n est un paramètre lié au matériau est donné par des abaques. La figure 1-5 montre la variation de la constante $a_n^{\frac{1}{2}}$ de Neuber en fonction de la résistance Ultime σ_u pour un l'alliage d'aluminium.

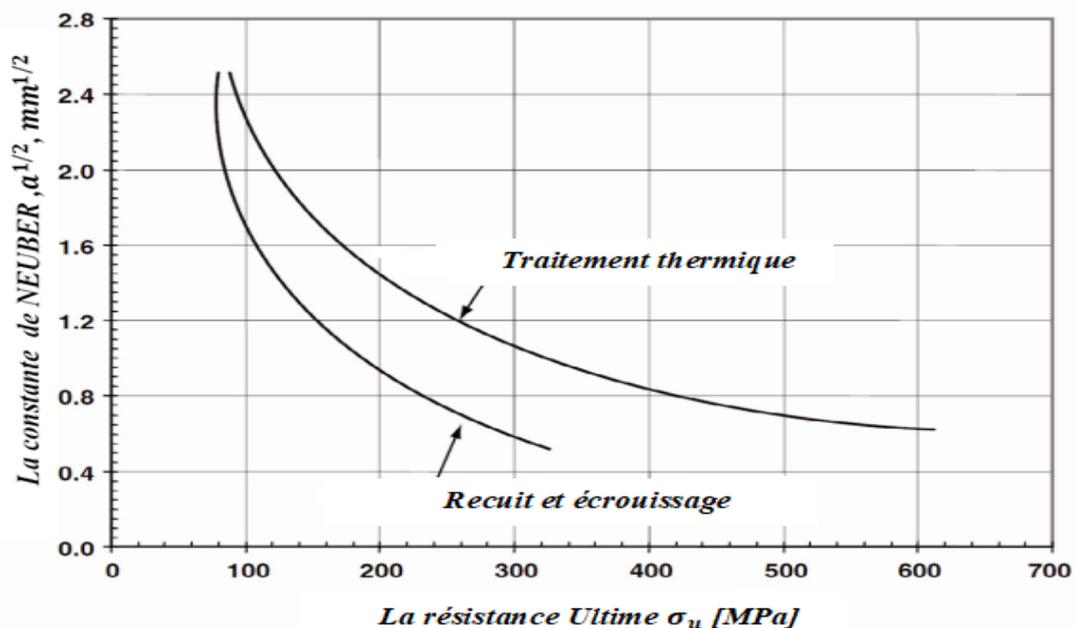


Figure 1. 6: Constante de Neuber en fonction de la résistance Ultime σ_u pour un l'alliage d'aluminium [3].

1.7 Distribution de contraintes dans une fissure

L'étude de la mécanique de la rupture commence d'une manière accélérée au début des années 1920, quand Griffith [5] a proposé la première théorie de rupture qui est basée sur l'énergie pour le cas des matériaux fragile.

Une nouvelle théorie introduite par Irwin [5] pour le cas des matériaux élastique, qui tiens compte de de la plastification qui s'apparait lors de la rupture d'un métal.

Irwin [5] a adopté l'approche de Griffith au métaux en incluant l'énergie dissipée par la plastification locale. A l'aide de sa propre théorie, Irwin a pu décrire la distribution de contraintes au voisinage d'une fissure par la relation suivante [5] :

$$\sigma_{ij}(r, \theta) = \frac{K_{I,II,III}}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}^{I,II,III}(\theta) \quad (1.8)$$

Ou σ_{ij} est le champs de contrainte à une distance r et un angle θ par rapport à la pointe de la fissure. $f_{ij}^{I,II,III}$, $K_{I,II,III}$ sont respectivement les fonctions propres et le facteur d'intensité de contraintes qui dépend de la configuration de chargement.

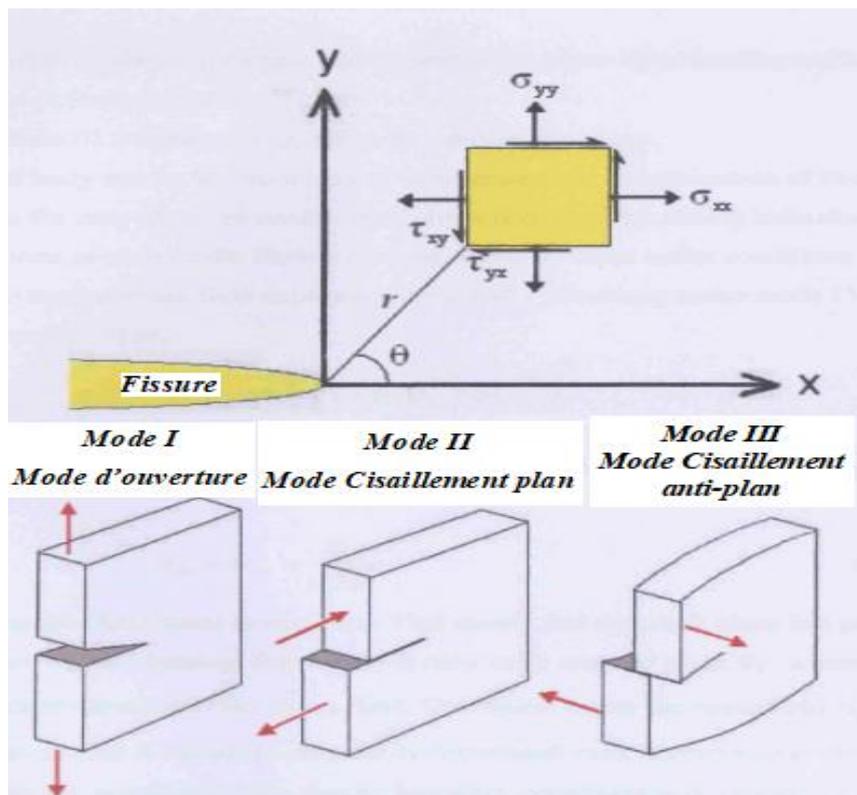


Figure 1. 7: Systèmes des coordonnées près d'une fissure et les différents mode de rupture [3]

Les entailles

A la pointe de la fissure quand le rayon $\rightarrow 0$, le champs de contrainte présente une singularité de type $r^{-1/2}$ qui caractérise une forte concentration de contraintes et une plastification locale du matériau.

Comme la plupart des ruptures en mécanique se produisent en mode I , un champ de contrainte caractérise ce de mode défini par la relation suivante :

$$\sigma_{ij}(r, \theta) = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \begin{Bmatrix} \cos \frac{\theta}{2} (1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}) \\ \cos \frac{\theta}{2} (1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}) \\ \cos \frac{\theta}{2} (\sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}) \end{Bmatrix} \quad (1.9)$$

Où K_I le facteur d'intensité de contrainte au mode I défini par l'expression :

$$K_I = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} [\sigma_{yy}(r, \theta)] r^{1/2} \quad (1.10)$$

1.8 Distribution de contrainte dans une entaille V et U

Afin d'étudier la distribution de contraintes dans une entaille simple, on utilise souvent le système des coordonnées polaires.

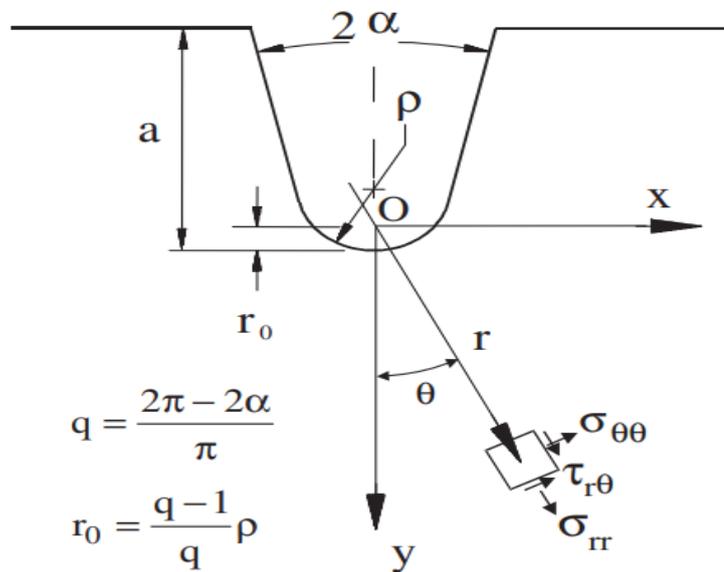


Figure 1. 8: Paramètres et géométrie d'une entaille simple en coordonnées polaire utilisée pour décrire le champ de contrainte [6].

Les entailles

A l'aide de la théorie l'élasticité pour le mode I , la distribution de contraintes au fond d'entaille simple est donnée par l'expression [7] :

$$\sigma_{ij} = a_1 r^{\lambda_1 - 1} \left[f_{ij}(\theta, \alpha) + \left(\frac{r}{r_0}\right)^{\mu_1 - \lambda_1} g_{ij}(\theta, \alpha) \right] \quad (1.11)$$

Où f_{ij} et g_{ij} sont des fonctions propres définies par les relations suivantes:

$$\begin{Bmatrix} f_{\theta\theta} \\ f_{rr} \\ f_{r\theta} \end{Bmatrix} = \frac{1}{1 + \lambda_1 + \chi_{b_1}(1 - \lambda_1)} \left[\begin{array}{l} \begin{Bmatrix} (1 + \lambda_1) \cos(1 - \lambda_1)\theta \\ (3 - \lambda_1) \cos(1 - \lambda_1)\theta \\ (1 - \lambda_1) \sin(1 - \lambda_1)\theta \end{Bmatrix} \\ + \chi_{b_1}(1 - \lambda_1) \begin{Bmatrix} \cos(1 + \lambda_1)\theta \\ -\cos(1 + \lambda_1)\theta \\ \sin(1 + \lambda_1)\theta \end{Bmatrix} \end{array} \right] \quad (1.12)$$

$$\begin{Bmatrix} g_{\theta\theta} \\ g_{rr} \\ g_{r\theta} \end{Bmatrix} = \frac{q}{4(q-1)[1 + \lambda_1 + \chi_{b_1}(1 - \lambda_1)]} \left[\begin{array}{l} \chi_{a_1} \begin{Bmatrix} (1 + \mu_1) \cos(1 - \mu_1)\theta \\ (3 - \mu_1) \cos(1 - \mu_1)\theta \\ (1 - \mu_1) \sin(1 - \mu_1)\theta \end{Bmatrix} \\ + \chi_{c_1} \begin{Bmatrix} \cos(1 + \mu_1)\theta \\ -\cos(1 + \mu_1)\theta \\ \sin(1 + \mu_1)\theta \end{Bmatrix} \end{array} \right] \quad (1.13)$$

Où $\lambda_1 > \mu_1$ et le paramètre a_1 peut-être exprimé soit par le facteur d'intensité de contrainte en mode I K_I pour le cas une l'entaille en V ($\rho = 0$), soit par la contrainte maximale élastique σ_{tip} au fond de l'entaille dans le cas d'une entaille simple .

Pour le cas d'une entaille en U , il suffit de remplacer ($2\alpha = 0$) dans l'équation de champ de contraintes.

La figure 1.9 ci-dessous récapitule quelques paramètres calculés par les équations de Filippo [6] en fonction de l'angle d'ouverture d'entaille en mode I.

2α	λ_1	μ_1	χ_{b_1}	χ_{c_1}	χ_{d_1}
0	0.5	-0.5	1	4	0
$\pi/6$	0.5014	-0.4561	1.0707	3.7907	0.0632
$\pi/4$	0.5050	-0.4319	1.1656	3.5721	0.0828
$\pi/3$	0.5122	-0.4057	1.3123	3.2832	0.0960
$\pi/2$	0.5448	-0.3449	1.8414	2.5057	0.1046
$2\pi/3$	0.6157	-0.2678	3.0027	1.5150	0.0871
$3\pi/4$	0.6736	-0.2198	4.1530	0.9933	0.0673
$5\pi/6$	0.7520	-0.1624	6.3617	0.5137	0.0413

Figure 1. 9: Quelques paramètres en fonction de l'angle d'ouverture d'entaille [6]

Conclusion

La géométrie de l'entaille doit être bien définie en termes de rayon en fond d'entaille et de son angle d'ouverture. Dans notre étude ces paramètres sont pris en compte dans l'étude de leur influence en termes d'endurance ou rigidité de la structure.

CHAPITRE 2

LA FATIGUE

2.1 Introduction

Une très grande majorité des systèmes mécaniques sont soumis à des chargements (force, contrainte, pression ...) variables avec le temps. La variation de ces derniers entraîne une variation et une modification des propriétés de matériau

Le phénomène fatigue est un endommagement, caractérisé par l'apparition et le développement des fissures qui conduisent à une défaillance ou une perte de fonctionnalité jusqu'à la rupture brutale de la structure.

Devant ce phénomène les ingénieurs doivent dimensionner les structures d'une manière à assurer un bon fonctionnement pendant une durée et des conditions d'usage données.

Dans ce chapitre quelques généralités sur la fatigue des matériaux sont présentées.

2.2 Essais de fatigue

L'essai de fatigue est un essai mécanique dont l'objectif est de connaître le comportement des structures soumises à des chargements périodiques.

Cet essai sur des pièces ou structures mécaniques correspond généralement à l'un des trois objectifs suivants [7] :

- Vérification de la conformité d'un produit à une norme ou un cahier des charges.
- Optimiser un produit.
- Chercher de nouvelles solutions constructives d'un composant en service.

2.2.1 Classifications des sollicitations en fatigue

On fatigue les sollicitations peuvent être simples ou composées. Les efforts appliqués varient en fonction du temps d'une façon sinusoïdale ou aléatoire. C'est pour ça on distingue différents types :

- Contrainte sinusoïdale à amplitude σ_a constante.
- Contrainte sinusoïdale à amplitude σ_a variable.
- Contrainte aléatoire.

Généralement pour des raisons de simplification en fatigue nous considérons que les contraintes sont sinusoïdales à amplitude σ_a constante ou variable.

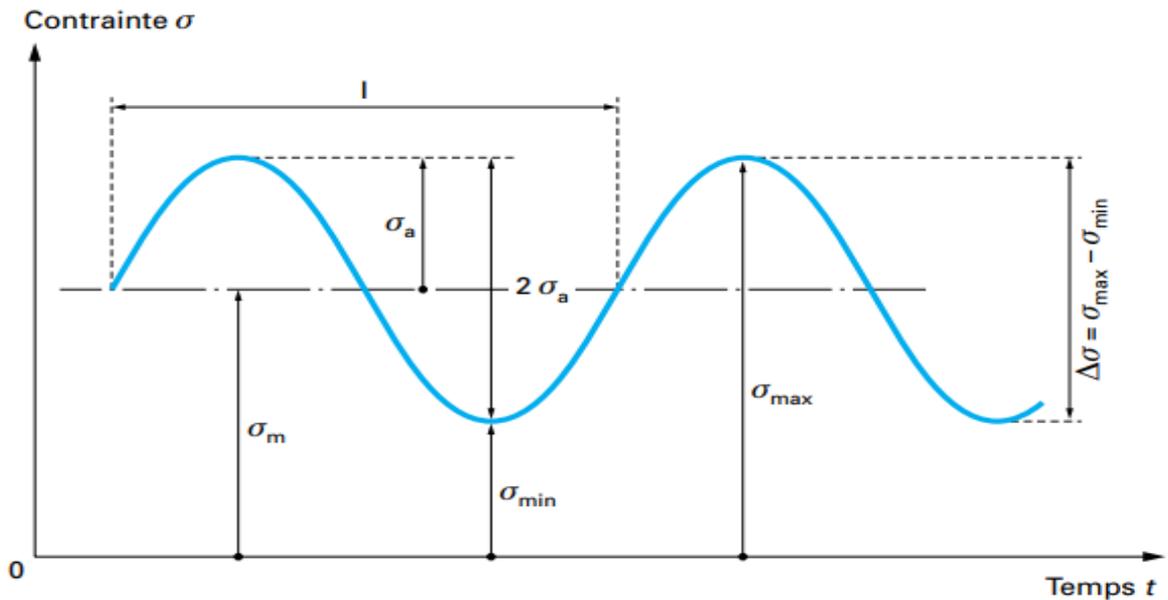


Figure 2. 1: Cycle de contrainte en fatigue à amplitude constante [7]

Un rapport de contrainte R_σ , nous permettons de classifier les types de cycle de contrainte. A l'aide de ce dernier on peut distinguer les sollicitations suivantes :

- $R_\sigma = -1$ Contraintes alternées symétriques.
- $-1 < R_\sigma < 0$ Contraintes alternées asymétriques.
- $R_\sigma = 0$ Contraintes répétées ($\sigma_m = \sigma_a$).
- $R_\sigma > 1$ Contraintes ondulées.

2.2.2 Type de chargement

En fatigue les sollicitations peuvent être simples ou complexes. Le chargement appliqué joue un rôle très important sur le comportement d'une pièce ou structure. En fatigue deux types de chargement peuvent être considérés :

2.2.2.1 Un chargement uni axiale

Beaucoup d'essais de caractérisation des matériaux en fatigue sont des essais sous chargement uni axial ou de fatigue en flexion.

2.2.2.2 Un chargement multiaxial

Ce type de chargement est utilisé pour le cas d'une combinaison deux sollicitations ou plus qui se font selon plusieurs axes avec un chargement cyclique complexe.

2.3 Les facteurs influencent sur la fatigue

L'endommagement par fatigue est la cause principale de la défaillance et de la rupture des structures. Parmi ces facteurs [8]:

- Le type de sollicitation
- Le facteur d'échelle (facteur dimensions)
- L'état de surface
- Température
- Corrosion
- Le rapport de contraintes R_σ

2.4 L'estimation de la résistance en fatigue

Plusieurs travaux donnent une estimation de la limite en fatigue σ_D en fonction de la résistance en traction R_m et la limite d'élasticité R_e .

Pour le cas des aciers, plusieurs estimations sont proposées [7] :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_D = (0.5 \pm 0.10)R_m \\ \sigma_D = (0.65 \pm 0.20)R_e \end{array} \right\} \quad (\text{Mailander}) \quad (2.1)$$

$$\{\sigma_D = 0.40R_e + 0.25R_m\} \quad (\text{Rogers}) \quad (2.2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_D = 0.5R_m \\ \sigma_D = 150 \pm 0.43R_e \end{array} \right\} \quad (\text{Heywood}) \quad (2.3)$$

2.5 La courbe d'endurance

L'ingénieur allemand A. Wöhler préoccupé par la rupture prématurée, vers 1870 a déterminé le comportement des matériaux soumis à la fatigue. En général pour étudier la fatigue on soumet des éprouvettes à des efforts en flexion pour des niveaux d'amplitude de contrainte σ_a et on mesure le nombre N de cycles requis pour entrainer la rupture de l'éprouvette. On répète plusieurs fois l'essai et on trace à l'échelle semi-logarithmique la courbe $\sigma_a = f(N)$.

La courbe de la figure 2.4 est connue comme courbe de Wöhler ou courbe d'endurance (stress-number of cycles).

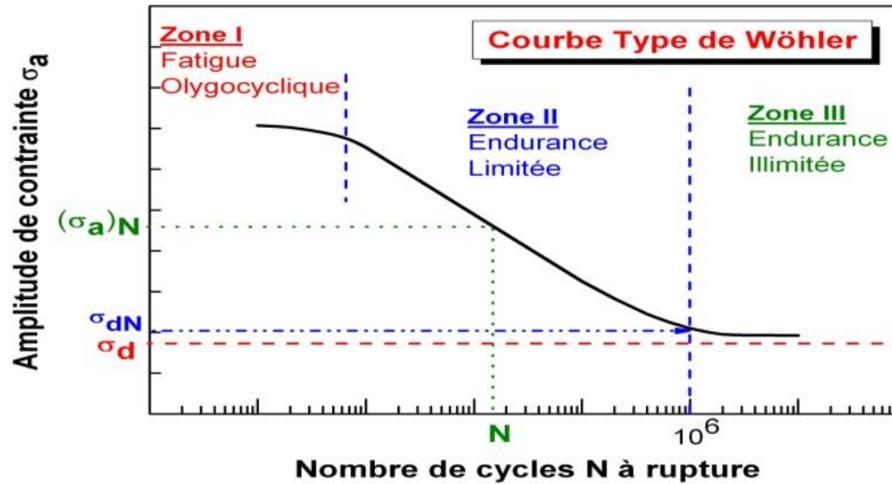


Figure 2. 2: La courbe de Wöhler [5]

On distingue trois zones :

Une zone de fatigue oligocyclique (low cycle fatigue): des forte amplitudes σ_a , la durée de vie de l'éprouvette est brève ($N < 10^4$) et celle-ci subit avant sa rupture une déformation plastique notable.

Une zone de fatigue ou d'endurance limitée: la rupture se produit après un nombre de cycles qui croit quand l'amplitude de contrainte σ_a décroît ($10^4 < N < 10^6$ cycles).

Une zone d'endurance illimitée ou zone de sécurité (high cycle fatigue): sous des faibles amplitudes de contrainte σ_a , la rupture ne se produit pas même après un nombre de cycles très élevé ($10^6 > N$ cycles).

Conclusion

Ce chapitre est consacré sur la fatigue, il rassemble des rappels théoriques et des généralités sur le phénomène fatigue. Des éléments de ce chapitre sont utilisés pour mener la simulation. Celle-ci concerne la fatigue en flexion plane considérée comme sollicitation uni axiale.

CHAPITRE 3

MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS ET SIMULATION NUMÉRIQUE

3.1 Introduction

Pour décrire un phénomène physique dans la nature et de le transformer à un modèle mathématique, il est nécessaire de prendre certaines hypothèses qui conduisent à des équations mathématiques qui gouvernent ce phénomène.

Une méthode connue sous le nom de la méthode des éléments finité (MEF), est introduite par les ingénieurs pour résoudre ces équations mathématiques. Au début plusieurs difficultés sont apparues dans l'application de cette méthode, mais avec le développement des ordinateurs et les besoins des industries, des codes de calculs, algorithmes et des logiciels ont été développés et appliqués d'une façon très efficace dans la résolution des problèmes liée à l'analyse des structures, thermique, aéronautiques...

Dans le cadre de notre étude, une simulation numérique sur un logiciel d'analyse par la méthode des éléments finis (MEF) est menée sur des éprouvettes en acier (XC48) et présentant deux entailles parallèles soumise à une sollicitation de flexion quatre points.

3.2 L'essai de flexion a quatre points

L'essai de flexion quatre points consiste à soumettre une poutre sur deux appuis A et B à une charge à l'aide de deux forces égales en deux points C et D disposées symétriquement par rapport au centre.

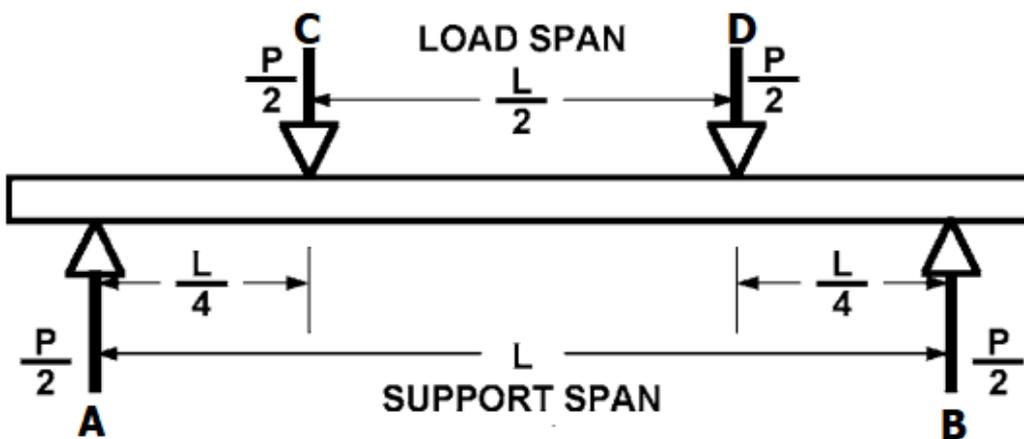


Figure 3. 1: La configuration normalisée [9] de l'essai de flexion quatre points

Le but de cet essai est de connaître le comportement des poutres soumises à ces types de chargements dans les conditions réelles. A l'aide des équations fondamentales de la théorie des poutres on peut connaître le mode de sollicitation dans chaque partie de la poutre.

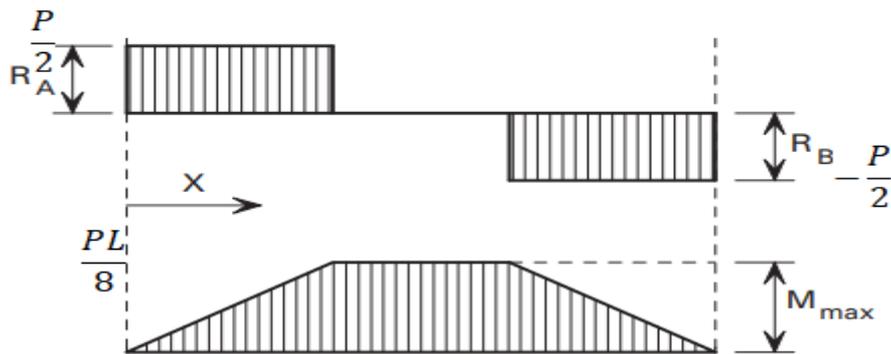


Figure 3. 2: Effort tranchant et moment fléchissant [10]

L'avantage de cet essai pour des entailles entre les charges est qu'il n'a pas de zone privilégiée de rupture.

Le déplacement max δ_{Max} au milieu de la poutre et au niveau des points d'application des forces δ_{ul} sont donnés par les relations suivantes [10] :

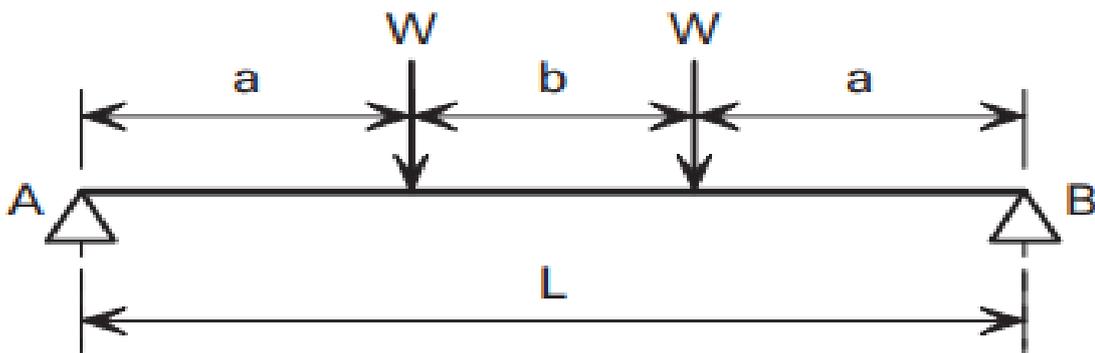


Figure 3. 3: La configuration générale de l'essai de flexion a quatre points [10]

$$\delta_{Max} = \frac{wa}{24EI} (3L^2 - 4a^2) \quad (3.1)$$

$$\delta_{ul} = \frac{wa}{6EI} (3L - 4a) \quad (3.2)$$

3.3 Algorithme d'analyse par la méthode des éléments finis

L'analyse d'une structure permet de prédire la réponse d'un milieu solide soumis à des conditions externes (force, moment, pression, déplacements...). Le but d'analyse structurale est de déterminer les contraintes et les déformations d'un système soumis à un chargement. La réalisation d'une telle simulation sur un logiciel d'analyse par la (MEF) consiste à effectuer une suite logique d'un algorithme qui est composé de plusieurs étapes.

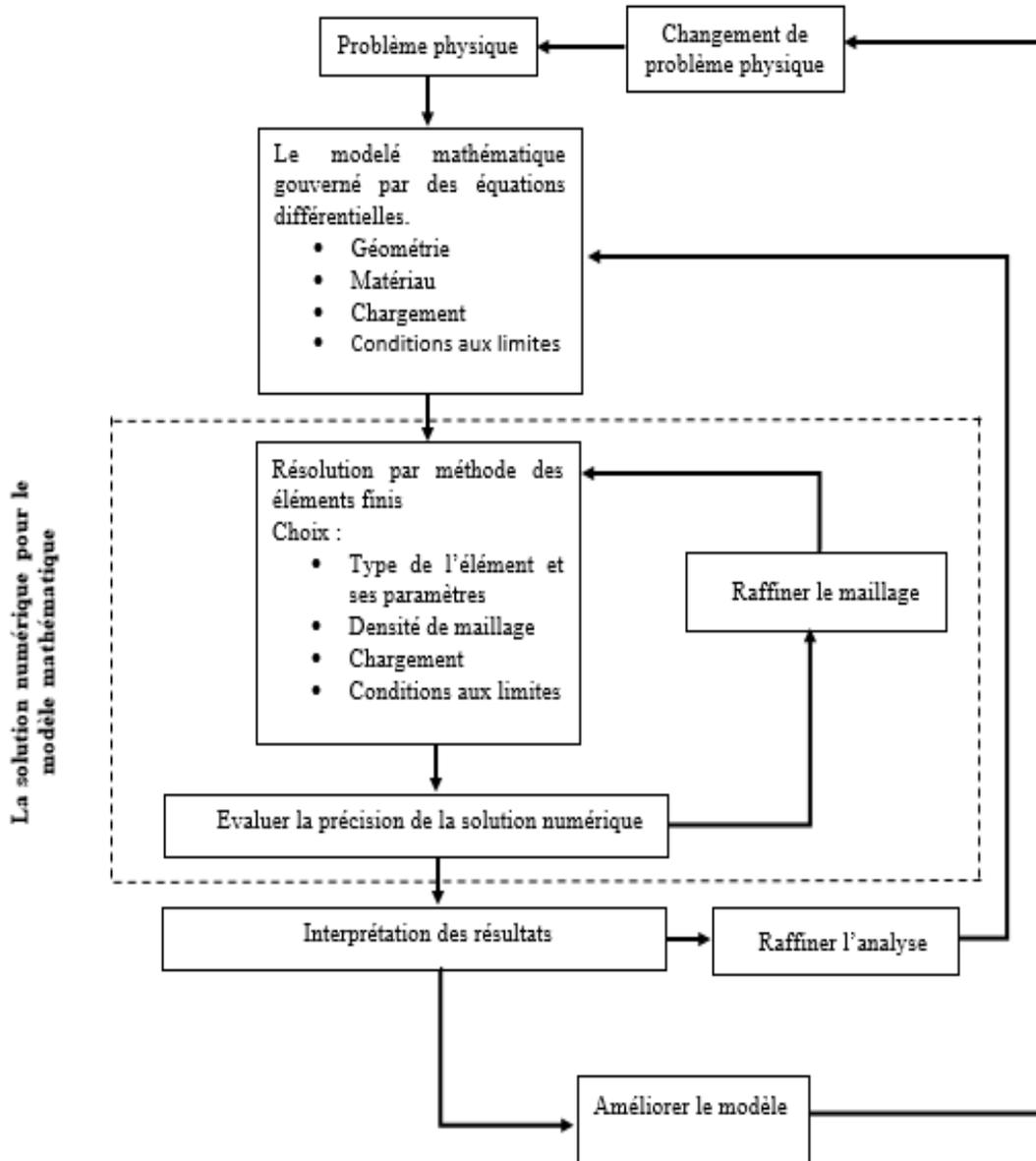


Figure 3. 4: Processus d'analyse par la méthode des éléments finis [11]

3.3.1 Le modèle mathématique

Le modèle mathématique, est une transformation du phénomène physiques de la figure 3.5 à des équations différentielles dans le but de décrire l'évolution de ce dernier en fonction des variables qui agissent sur lui.

Le modèle mathématique sous forme matricielle de notre problème est décrit par l'équation ci-dessous :

$$\{F\} = [K]\{u\} \quad (3. 3)$$

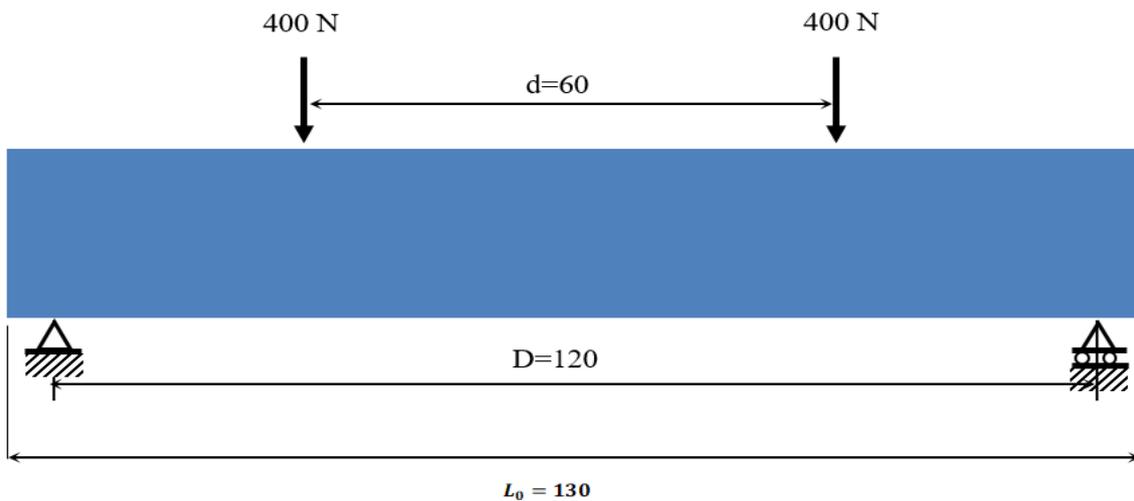


Figure 3. 5: Configuration du modèle physique étudié

3.3.2 Géométrie des éprouvettes proposées

Les éprouvettes utilisées pour cette simulation, sont des éprouvettes parallélépipèdes avec des longueurs et des sections différentes entaillé avec deux entailles parallèles. Deux type d'entailles sont utilisées pour chaque modèle. Le tableau 3.1 ci-dessous récapitule les dimensions des éprouvettes et la configuration des entailles utilisées.

Tableau 3. 1: Géométrie des éprouvettes proposées

Géométrie des Epreuves	Dimension (mm)		Profondeur d'entaille (mm)	Angle d'ouverture d'entaille	Rayon en fond d'entaille (mm)	
	Longueur	Largeur			Epaisseur	
Modèle 1	Longueur	130	5.5	Une entaille U=0° Une entaille V=35°	0.5	1
	Largeur	22				
	Epaisseur	11				
Modèle 2	Longueur	130	3	Une entaille U=0° Une entaille V=35°	0.5	1
	Largeur	12				
	Epaisseur	6				

3.3.3 Le matériau choisi

Le matériau utilisé est un acier XC-48. Cet acier est caractérisé par sa bonne usinabilité et ses caractéristiques mécaniques, généralement utilisé dans la construction mécanique (pignons, les arbres de transmission, marteaux, pinces ...). La composition chimique et les propriétés mécaniques de cet acier sont résumées dans le tableau 3.2 ci-dessous.

Tableau 3. 2: Composition chimique et caractéristiques mécaniques de l'acier XC-48

La composition chimique					
Élément chimique	C	Si	Mn	P	S
Composition %	0,42-0,5	0,15-0,4	0,6-0,8	0-0,03	0-0,03
Caractéristiques mécaniques					
Propriétés	Module de Young (GPa)	Coefficient de poisson	Allègement à la rupture A%	Résistance à la traction (MPa)	Limite élastique (MPa)
Symbole	E	ν	A%	Rm	Re
Valeur	210	0,3	15	600	450

3.3.4 Le maillage

Le maillage est une technique de discrétisation d'un milieu continu pas des éléments de géométrie bien définis, dont l'objectif est de simplifier le système à étudier. Une très grande classe d'éléments sont utilisés ou chaque élément a ses propres caractéristiques et se présentent comme suit :

La famille : pour distinguer entre les différents éléments (1D ,2D,3D)

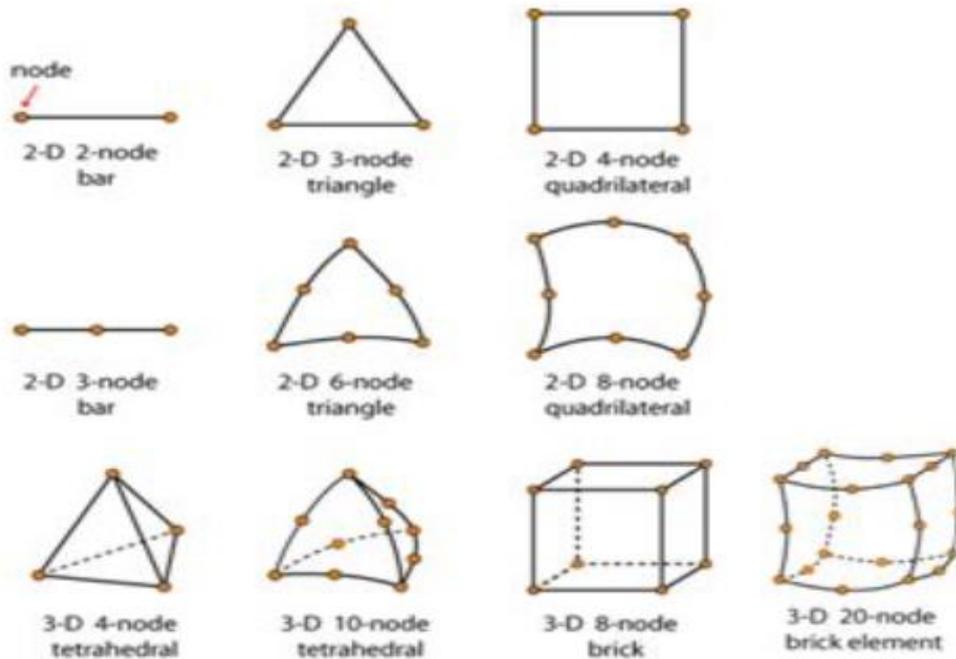


Figure 3. 6: Types d'éléments [12]

3.3.5 Chargement et appuis

Deux forces sont appliquées

- Un chargement statique (constant).
- Un chargement dynamique (variable en fonction de temps).

Pour les appuis, le tableau 3.3 ci-dessous récapitule les conditions aux limites de système étudié.

Tableau 3. 3: Conditions aux limites du système étudié

Type de la condition	symbole	Conditions sur le déplacement	Conditions sur la rotation
Appuis double		$U_x = 0$ $U_y = 0$ $U_z = 0$	$\theta_x = libre$ $\theta_y = libre$ $\theta_z = libre$
Appuis simple		$U_x = libre$ $U_y = 0$ $U_z = 0$	$\theta_x = libre$ $\theta_y = libre$ $\theta_z = libre$

3.4 Méthode de résolution numérique sur ordinateur

3.4.1 Choix de logiciel

Actuellement plusieurs programmes mécaniques d'analyses par la méthode des éléments finis (MEF) ont été développés à travers le monde dans le but de résoudre et optimiser le travail surtout pour le cas des structures complexes. Parmi les logiciels les plus répandus en simulation, on peut citer (Ansys, Abaqus, Adina ...). Généralement le choix de logiciel dépend du type de l'étude à faire. Dans notre cas on s'intéresse aux logiciels qui sont puissants dans les calculs numériques de structures comme (Ansys, Abaqus). Dans cette étude, nous optons pour le logiciel Ansys.

Le choix de ce dernier est basé sur plusieurs raisons :

- ✓ Ansys est très utilisé dans les recherches et projets académiques.
- ✓ La facilité et la flexibilité de la manipulation de ce logiciel par sa simple configuration.
- ✓ La rapidité dans la résolution.
- ✓ Une grande pénétration dans les industries

3.4.2 Analyse statique

Dans cette partie nous décrivons les suites logiques de l'algorithme à suivre pour une analyse statique sur Ansys.

3.4.2.1 Le type d'analyse

La première étape consiste à choisir le type de l'analyse à faire sur le menu d'analyse sur workbench. Plusieurs types d'analyse sont disponibles. En statique il suffit de cliquer sur structure statique pour lancer le bloc de cette étude.

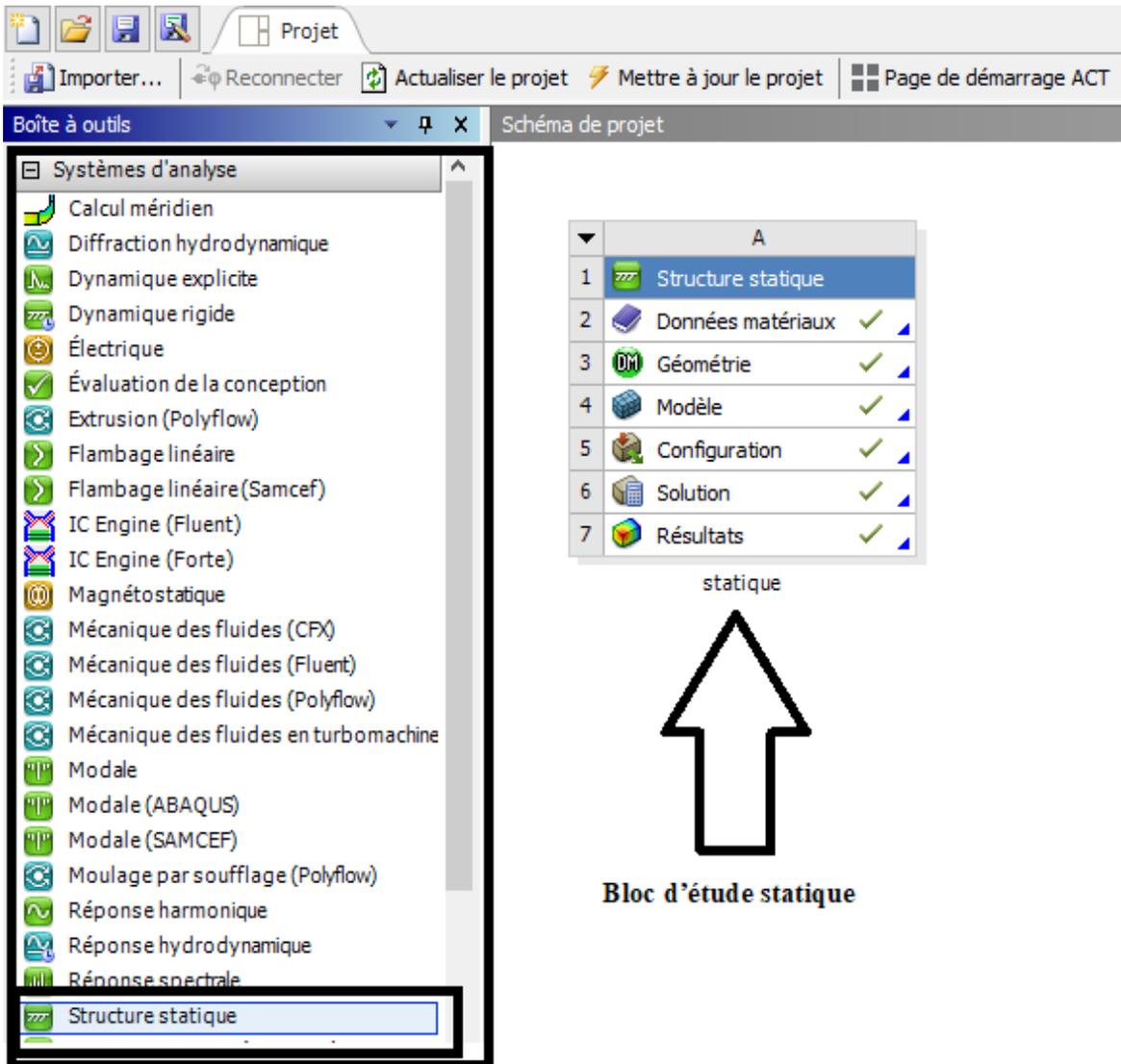


Figure 3. 7: Choix du type d'analyse sur Ansysworkbench

3.4.2.2 Données matériaux

Dans cette étape, l'utilisateur doit définir le matériau et ses propriétés mécaniques. Il suffit de cliquer sur données matériaux sur le bloc de l'analyse statique après une liste des propriétés proposées par la boîte à outil de Ansysworkbench afin d'introduire les valeurs.

Méthode des éléments finis et Simulation numérique

The screenshot displays the material data configuration in a software application. The main window shows a hierarchy of material data, with 'acier xc-48' selected. A pop-up window titled 'Propriétés de Ligne d'arborescence 4 : acier xc-48' provides detailed material properties.

	A	B	C	D	E
1	Propriété	Valeur	Unité		
2	Elasticité isotrope				
3	Dériver de	Module d...			
4	Module de Young	2,1E+11	Pa		
5	Coefficient de Poisson	0,3			
6	Module de compressibilité	1,75E+11	Pa		
7	Module de cisaillement	8,0769E+10	Pa		
8	Contrainte alternée - Coefficient R	Tabulaire			
9	Interpolation	Semi-log			
10	Echelle	1			
11	Décalage	0	MPa		
12	Limite d'élasticité en traction	4,5E+08	Pa		
13	Limite à la rupture en traction	6E+08	Pa		

Figure 3. 8: Données introduites du matériau utilisée

Généralement il est souhaitable de donner un nom à chaque matériau ce qui permet de créer une bibliothèque.

3.4.2.3 Géométrie

Dans le bloc géométrie, l'utilisateur peut créer, modifier et gérer la géométrie de la pièce. Généralement il est souhaitable d'importer la géométrie qui est réalisée sur un logiciel de CAO qui offre un bon environnement pour la modélisation.

Méthode des éléments finis et Simulation numérique

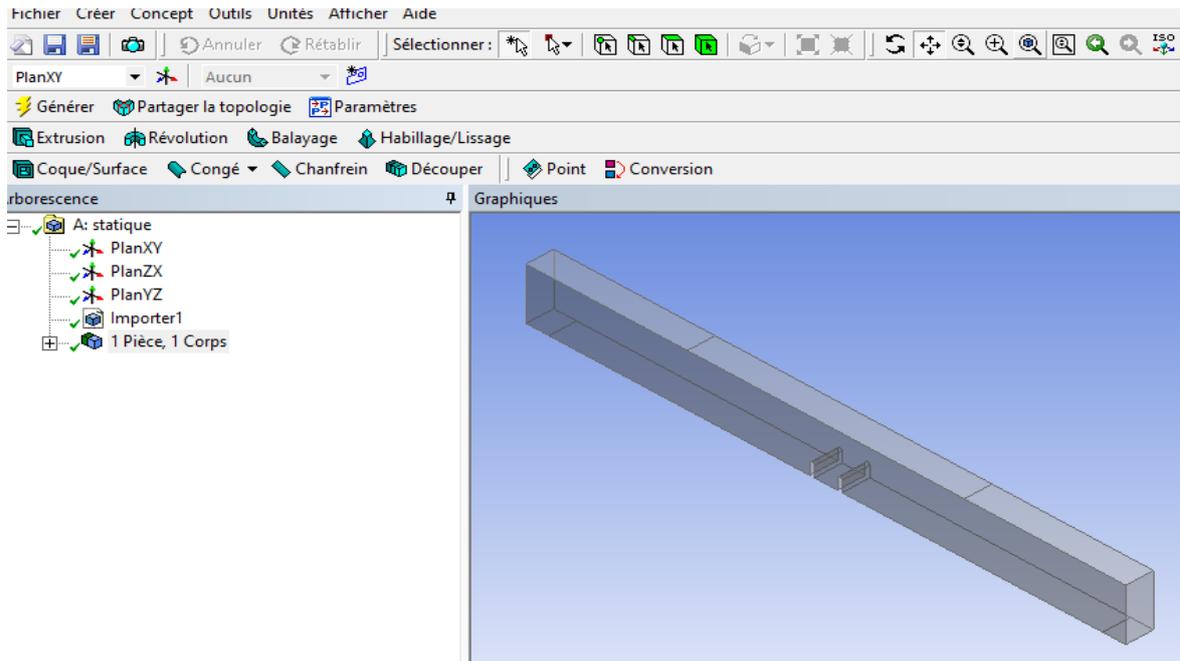


Figure 3. 9: Géométrie de l'éprouvette importée sur le logiciel Ansys

3.4.2.4 Le maillage

Le bloc maillage contient des outils qui nous permettent de générer un maillage éléments finis sur l'assemblage créé au sein d'Ansys ou importé d'un autre environnement CAO. L'élément utilisé dans ce maillage est un élément brique (élément hexaédrique de taille 0.625mm) linéaire utilisé généralement pour les calculs contraintes-déplacements.

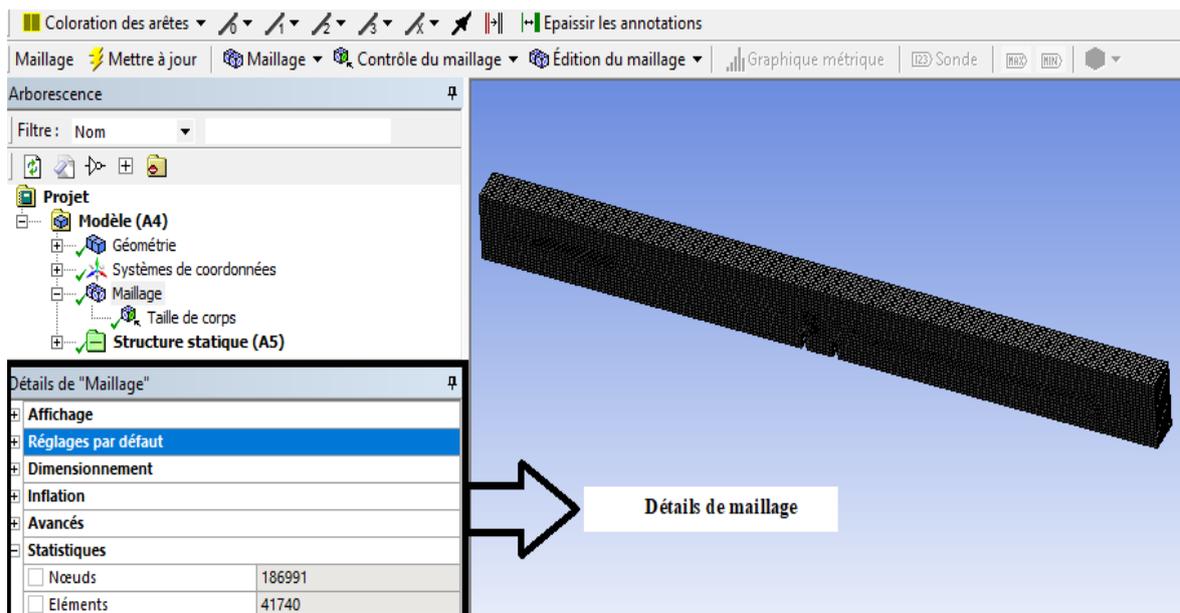


Figure 3. 10: Maillage éléments finis sur Ansys

3.4.2.5 Chargement et conditions aux limites sur Ansys

Dans le bloc structure statique (A5), l'utilisateur doit définir le chargement et les conditions aux limites de son analyse.

Pour le chargement il suffit de cliquer sur charges et une liste des chargements est suggérée afin de choisir le type de chargement et l'endroit d'application.

Pour les conditions aux limites en déplacement, il suffit de cliquer sur supports et sélectionner le type et l'endroit d'application.

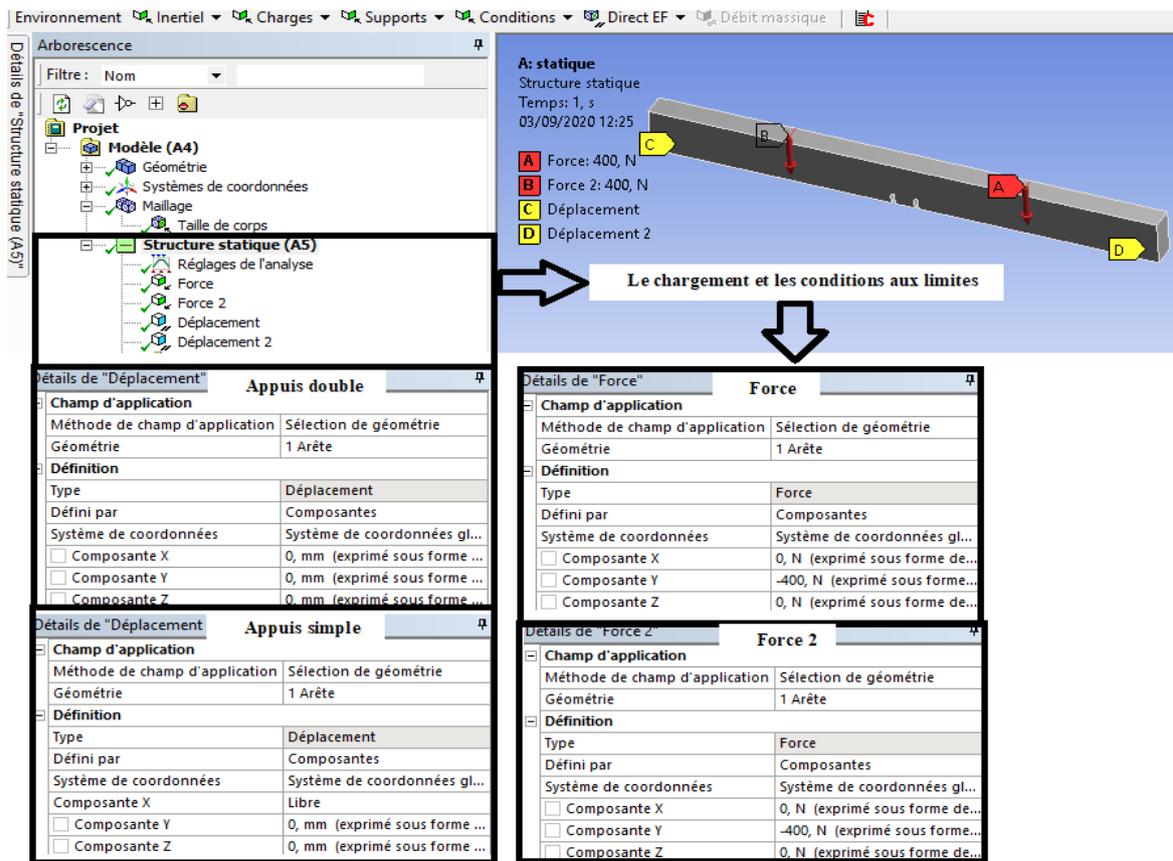


Figure 3. 11: Chargement et conditions aux limites sur Ansys

3.4.2.6 Solution

Dans le bloc solution, l'utilisateur doit sélectionner et spécifier les variables de sortie de son analyse et suivre son évolution. Généralement les résultats d'une analyse sont présentés sous forme de diagrammes ou de valeurs numériques. Dans notre cas, les variables de sortie sont :

- Contrainte principale maximale.
- Déplacement (flèche Max)
- Contrainte équivalente de Von mises

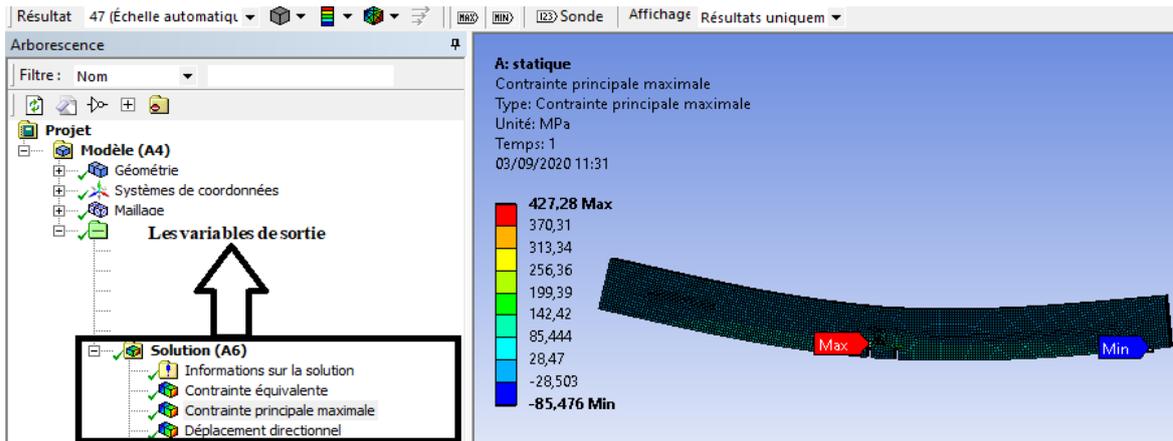


Figure 3. 12: Résultats d'analyse sur Ansys

3.4.3 Analyse fatigue

Pour l'analyse fatigue cyclique, les étapes sont les même avec l'analyse statique. Cependant, il y'a quelques différences dans bloc données matériaux et solution qui sont résumés ci-dessous.

3.4.3.1 Données matériaux pour l'analyse fatigue cyclique

Dans l'analyse fatigue cyclique, il est nécessaire d'introduire la courbe d'endurance représentée sur une échelle semi-logarithmique associée au matériau utilisé ainsi que le rapport de contrainte R_σ car ils sont indispensables dans le calcul fatigue.

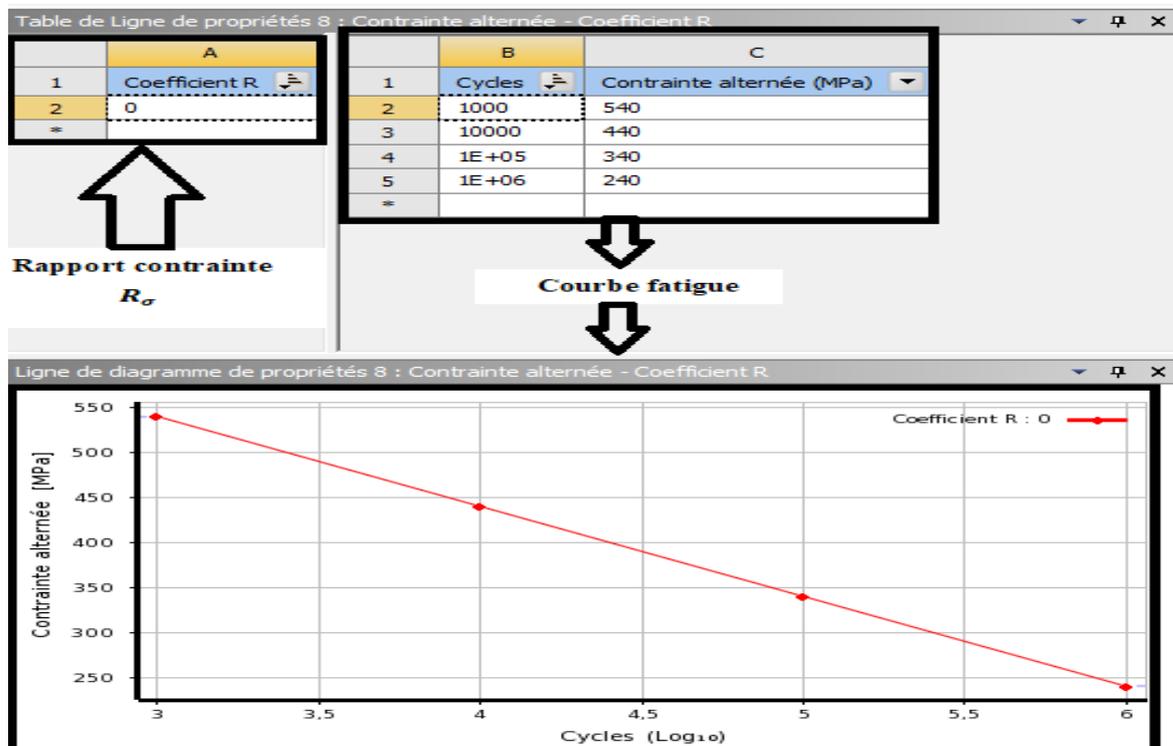


Figure 3. 13: Introduction de la courbe d'endurance dans le bloc données matériaux

3.4.3.2 Solution pour l'analyse de fatigue cyclique

Au niveau du bloc solution, il est nécessaire d'introduire le module fatigue afin de transformer la force statique en une force cyclique et choisir la théorie de correction de la contrainte moyenne (Goodman) et spécifier les variables de sortie. Dans notre cas, on s'intéresse à la durée du vie comme variable de sortie.

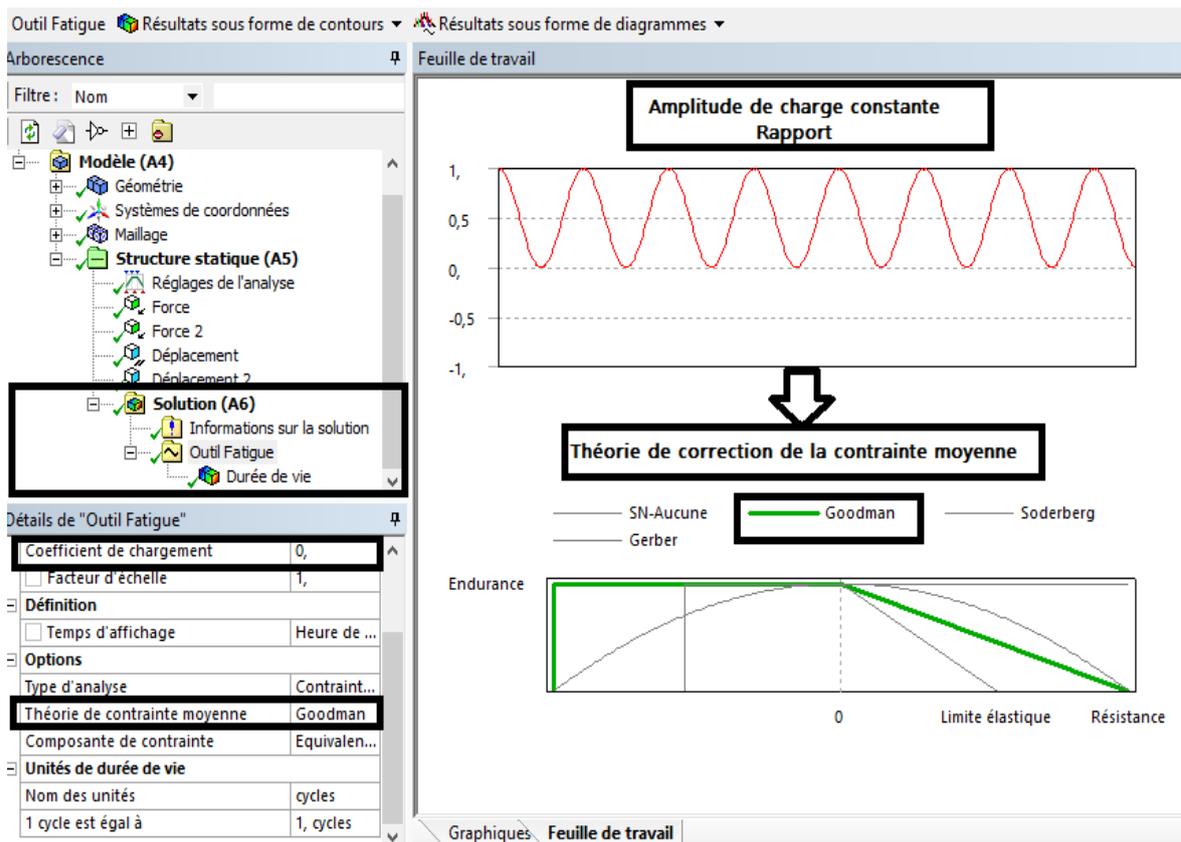


Figure 3. 14: Paramètre liés au bloc fatigue.

Conclusion

Dans ce chapitre, le principe d'essai de flexion quatre points et les démarches d'analyse par la méthode des éléments finis et les procédures de simulation sur le logiciel de calculs par éléments finis sur Ansys est simple. Le cas de chargement statique et de fatigue sont liés. Dans la simulation en fatigue, la courbe d'endurance doit être introduite.

CHAPITRE 4

RÉSULTATS D'ANALYSE

4.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à présenter les résultats de notre analyse sous forme de tableaux et de graphes. Nous utilisons la deuxième configuration car c'est la configuration qui a répondu aux normes de l'essai de flexion quatre points. Ce chapitre comporte deux parties :

- Les résultats de l'analyse statique.
- Les résultats de l'analyse fatigue cyclique.

4.2 Résultats d'analyse statique pour une entaille en U

Nous allons traiter l'éprouvette présentant deux entailles parallèles entre les deux charges. La distance entre les entailles est variable. Nous utilisons deux entailles en U ou en V en faisant varier le rayon en fond d'entaille. Dans la partie statique, nous nous intéressons à obtenir la flèche au centre de l'éprouvette.

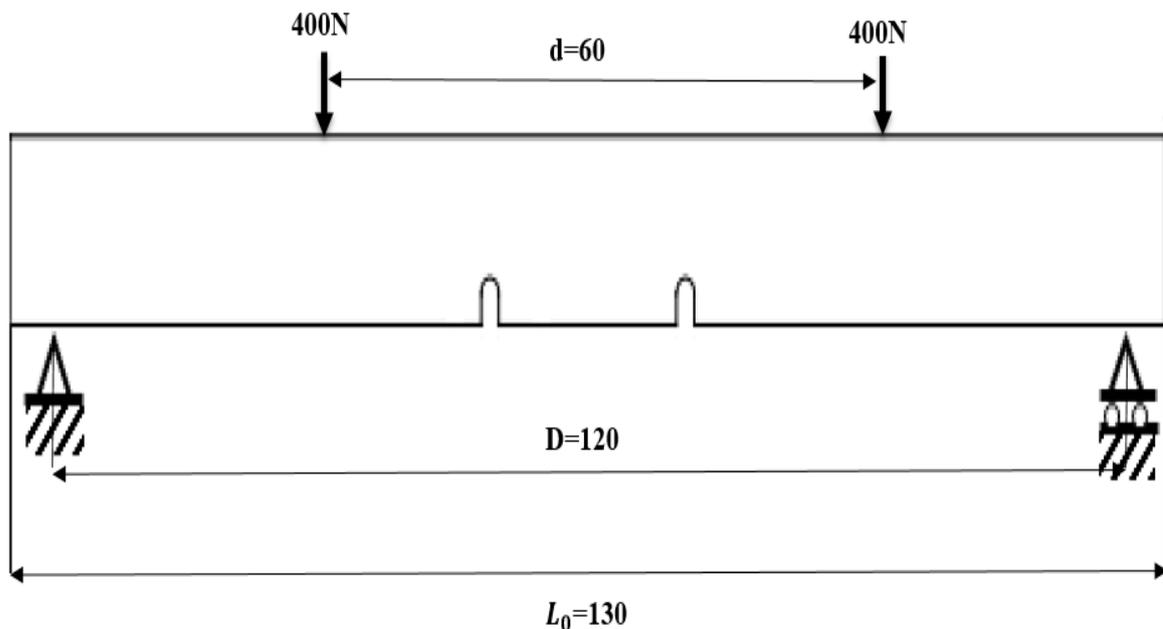


Figure 4. 1: Configuration d'essai de flexion à quatre points pour une éprouvette à double entailles

4.2.1 Résultats de la flèche Max pour une entaille en U avec un $\rho = 0,5\text{mm}$

Le tableau 4.1 ci-dessous récapitule les résultats obtenus de la flèche maximale pour une entaille en U avec un rayon en fond d'entaille $\rho = 0,5\text{mm}$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

Tableau 4. 1: Résultats de la flèche Max pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0,5mm$

La distance entre les deux entailles (mm)	La flèche Max (mm)
5	0.14154
10	0.14202
15	0.14102
20	0.13853
25	0.13812
30	0.13674
35	0.13539
40	0.13406
45	0.13273
50	0.13136
55	0.12979

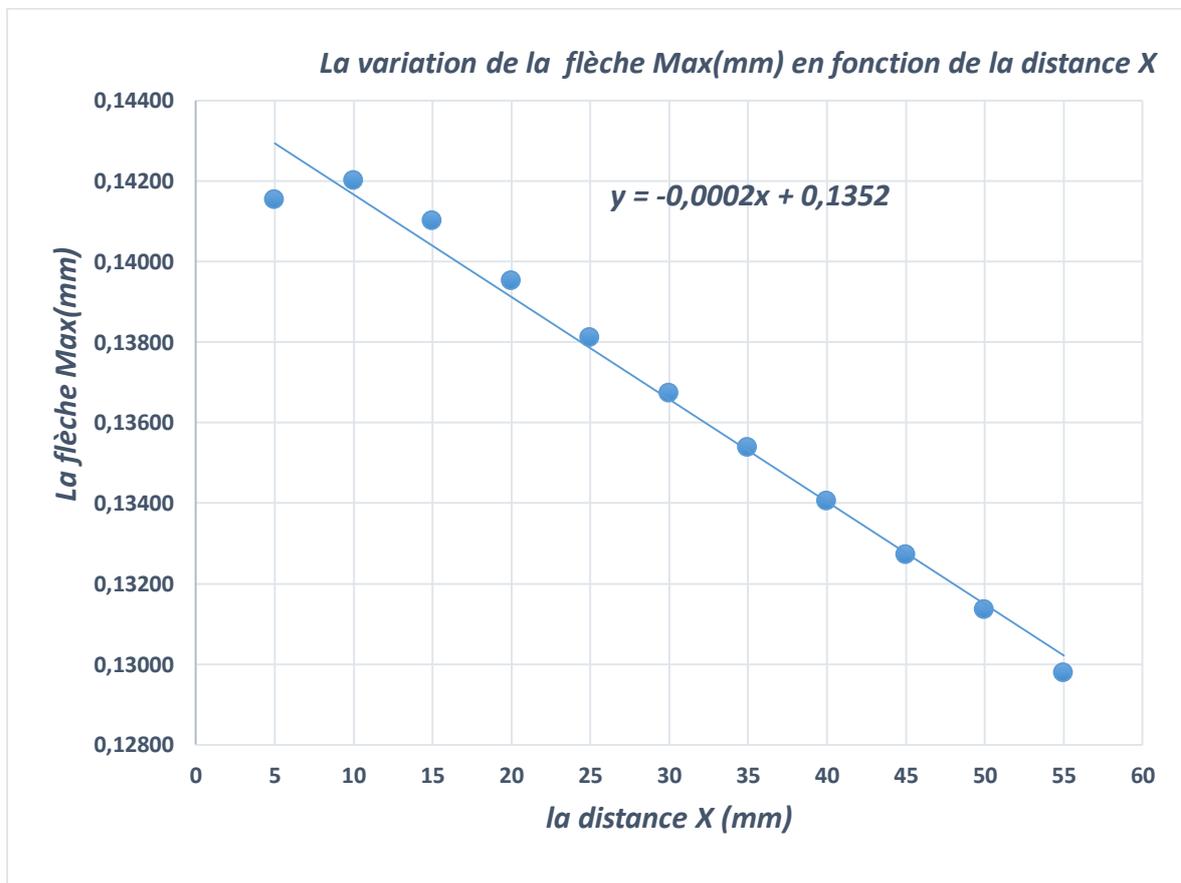


Figure 4. 2: Variation de la flèche Max pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0,5mm$

4.2.2 Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec un $\rho = 0,5mm$

Le tableau 4.2 ci-dessous récapitule les résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 0.5mm$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

Tableau 4. 2: Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$

La distance entre les deux entailles (mm)	La contrainte principale maximale (MPa)
5	427.280
10	437.720
15	438.600
20	440.430
25	440.450
30	442.220
35	445.010
40	439.080
45	440.270
50	441.460
55	441.600

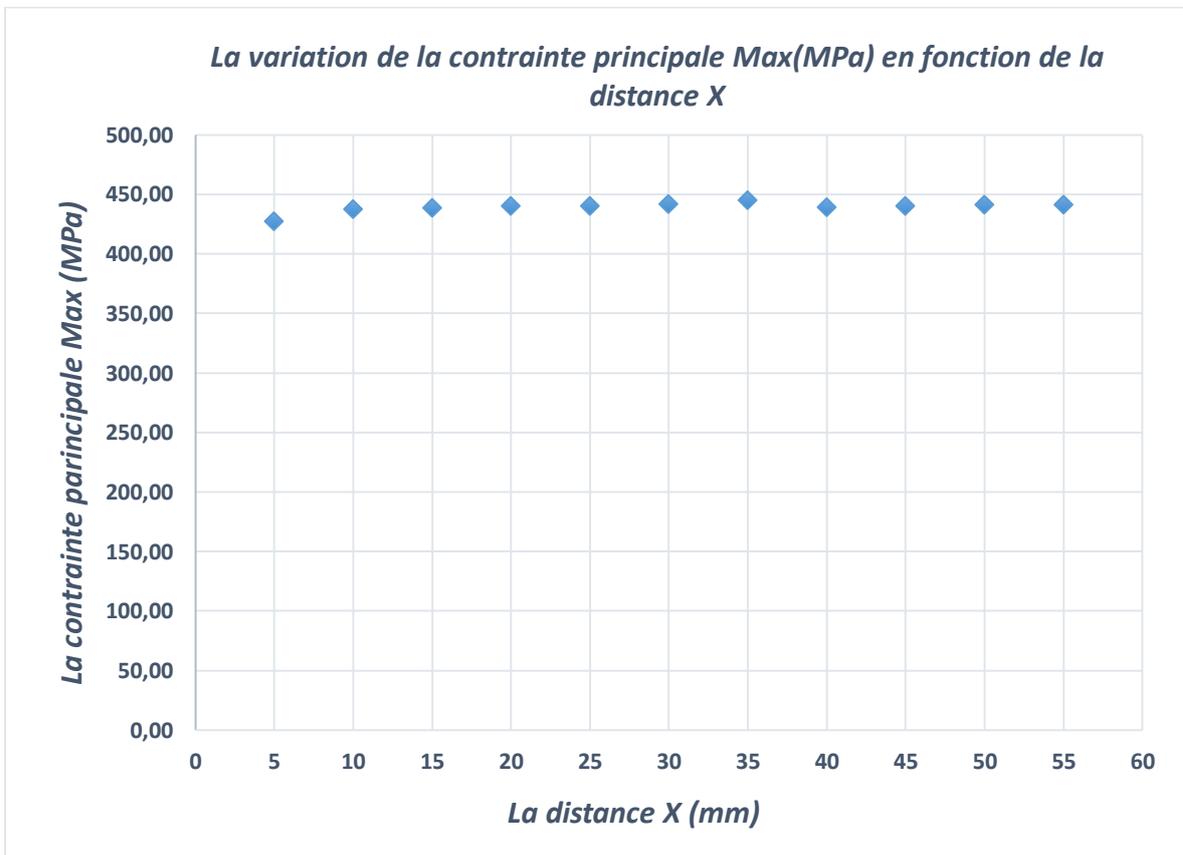


Figure 4. 3: Variation de la contrainte principale maximale pour entaille en U avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$

4.2.3 Résultats de la flèche Max pour une entaille en U avec un $\rho = 1\text{mm}$

Le tableau 4.3 ci-dessous récapitule les résultats de la flèche Maximale pour une entaille en U avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 1\text{mm}$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Tableau 4. 3: Résultats de la flèche Max pour une entaille en U avec un rayon $\rho=1\text{mm}$

Résultats d'analyse

La distance entre les deux entailles (mm)	La contrainte principale maximale (MPa)
5	0.14355
10	0.14392
15	0.14267
20	0.14108
25	0.13980
30	0.13812
35	0.13668
40	0.13526
45	0.13384
50	0.13234
55	0.13061

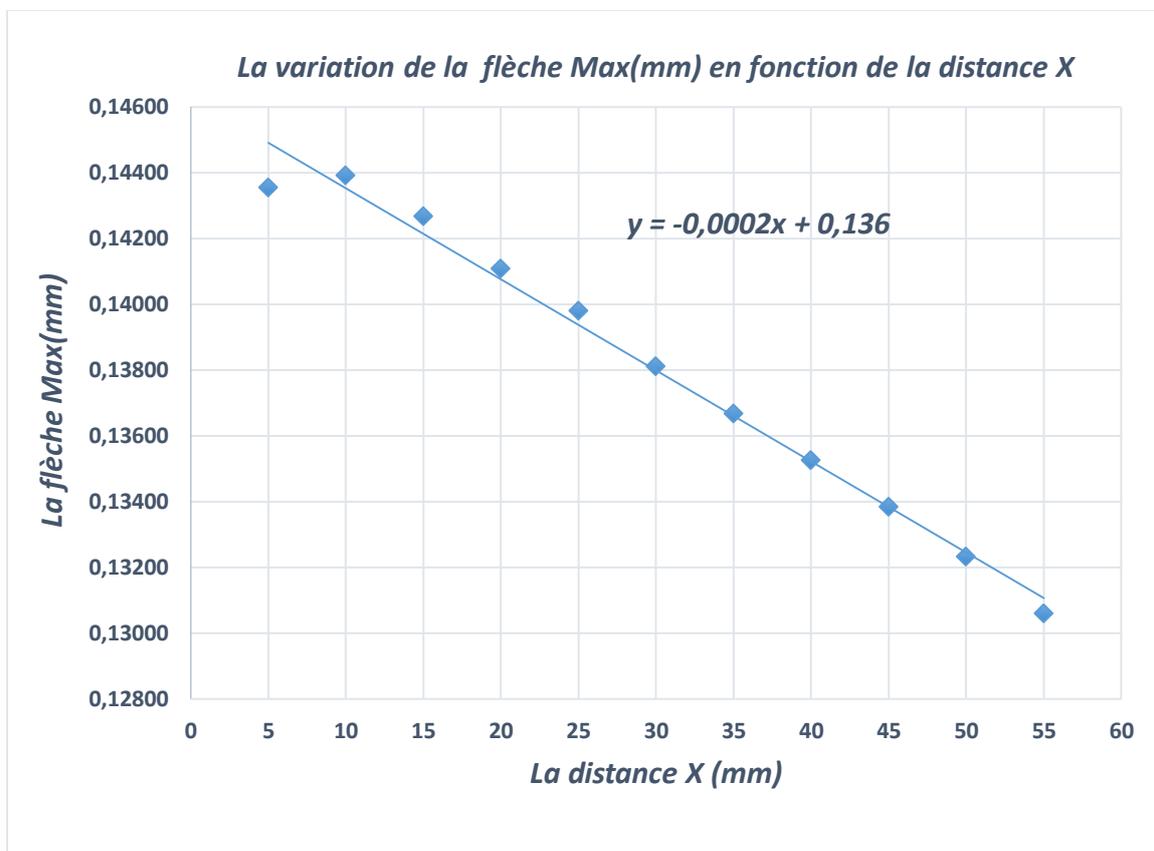


Figure 4. 4: Variation de la flèche Max pour entaille en U avec un rayon $\rho=1mm$

4.2.4 Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec un $\rho = 1mm$

Le tableau 4.4 ci-dessous récapitule les résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec un rayon en fond d'entaille $\rho = 1mm$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Tableau 4. 4: Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U avec rayon $\rho=1mm$

Résultats d'analyse

La distance entre les deux entailles (mm)	La flèche Max (mm)
5	385.880
10	382.420
15	385.120
20	400.820
25	384.660
30	400.830
35	385.050
40	400.840
45	386.620
50	402.840
55	395.290

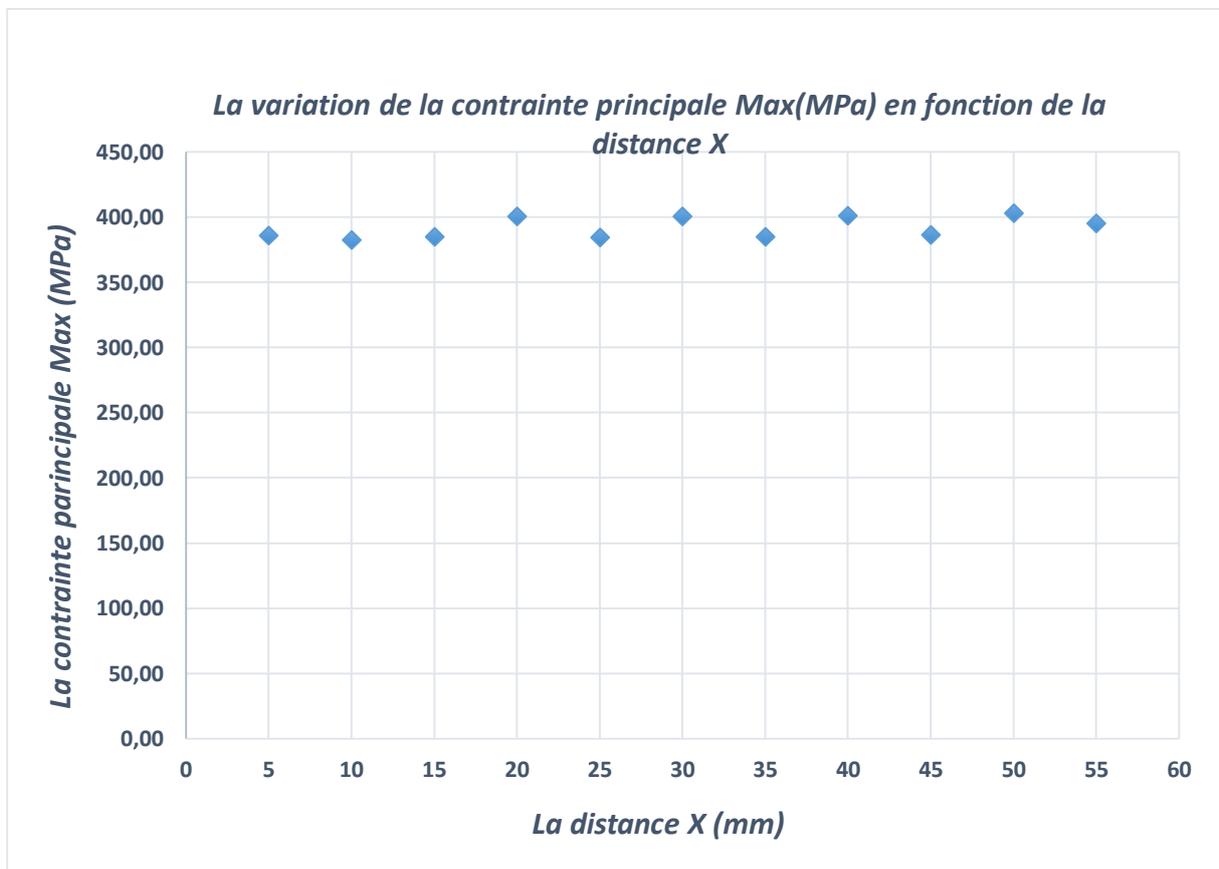


Figure 4. 5: Variation de la contrainte principale maximale pour deux entailles en U avec un rayon $\rho=1\text{mm}$

La flèche diminue d'une façon linéaire en fonction de la distance. La diminution de la flèche en augmentant la distance entre entaille peut s'expliquer par la baisse de la rigidité flexionnelle. L'état de contrainte reste constant comme pour une éprouvette lisse entre les charges.

4.2.5 L'effet de la géométrie sur la flèche Max pour le cas d'une entaille en U

La figure ci-dessous récapitule les résultats de la flèche Max pour une entaille en U en fonction du rayon ρ au fond d'entaille de la distance entre les deux entailles.

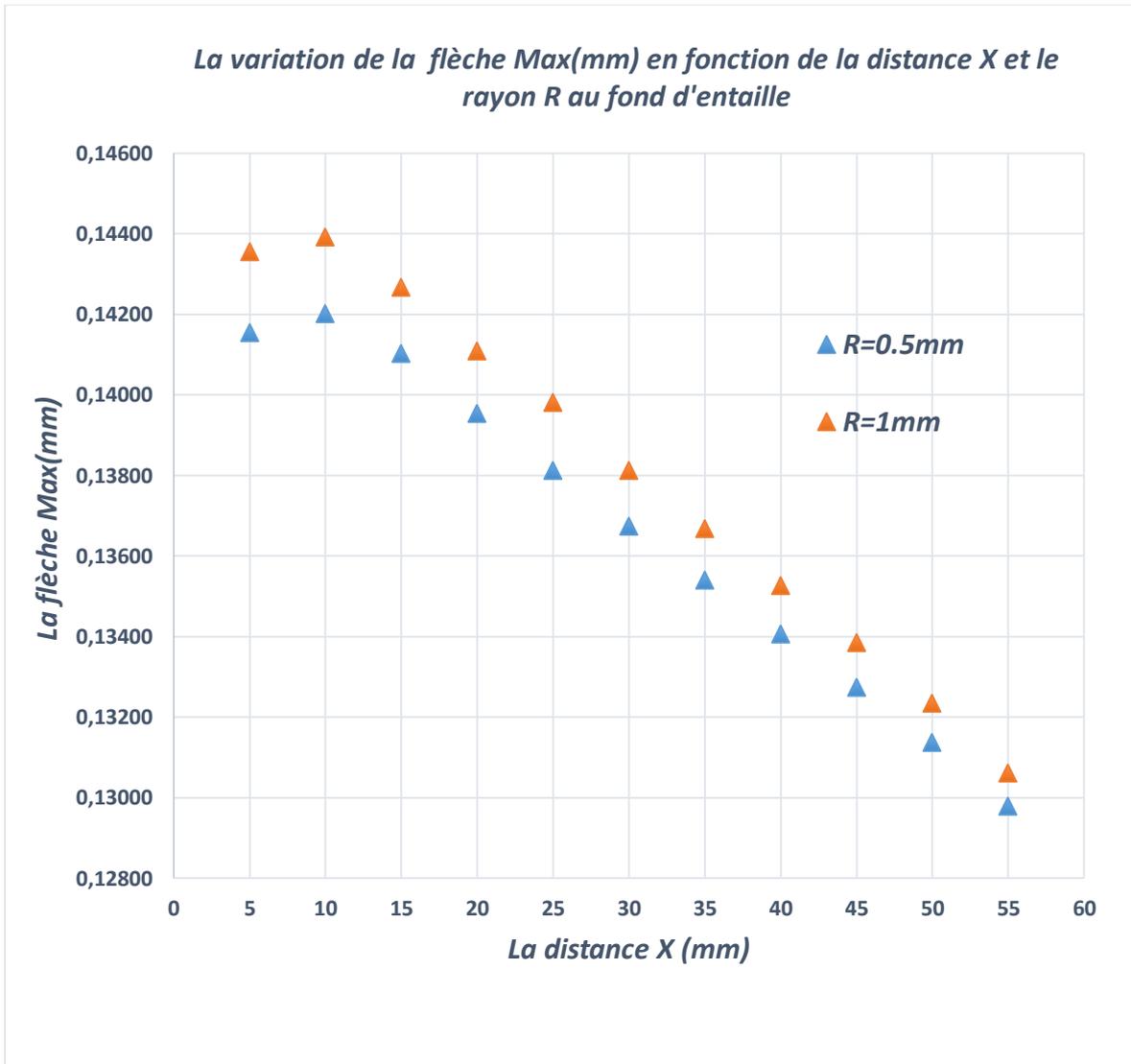


Figure 4. 6: Effet du rayon en fond d'entaille sur la flèche Max pour une entaille en U

La flèche est bien plus faible pour le rayon le plus faible

4.2.6 L'effet de la géométrie sur la contrainte principale maximale pour le cas d'une entaille en U

La figure ci-dessous regroupe les résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en U en fonction du rayon ρ au fond d'entaille de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

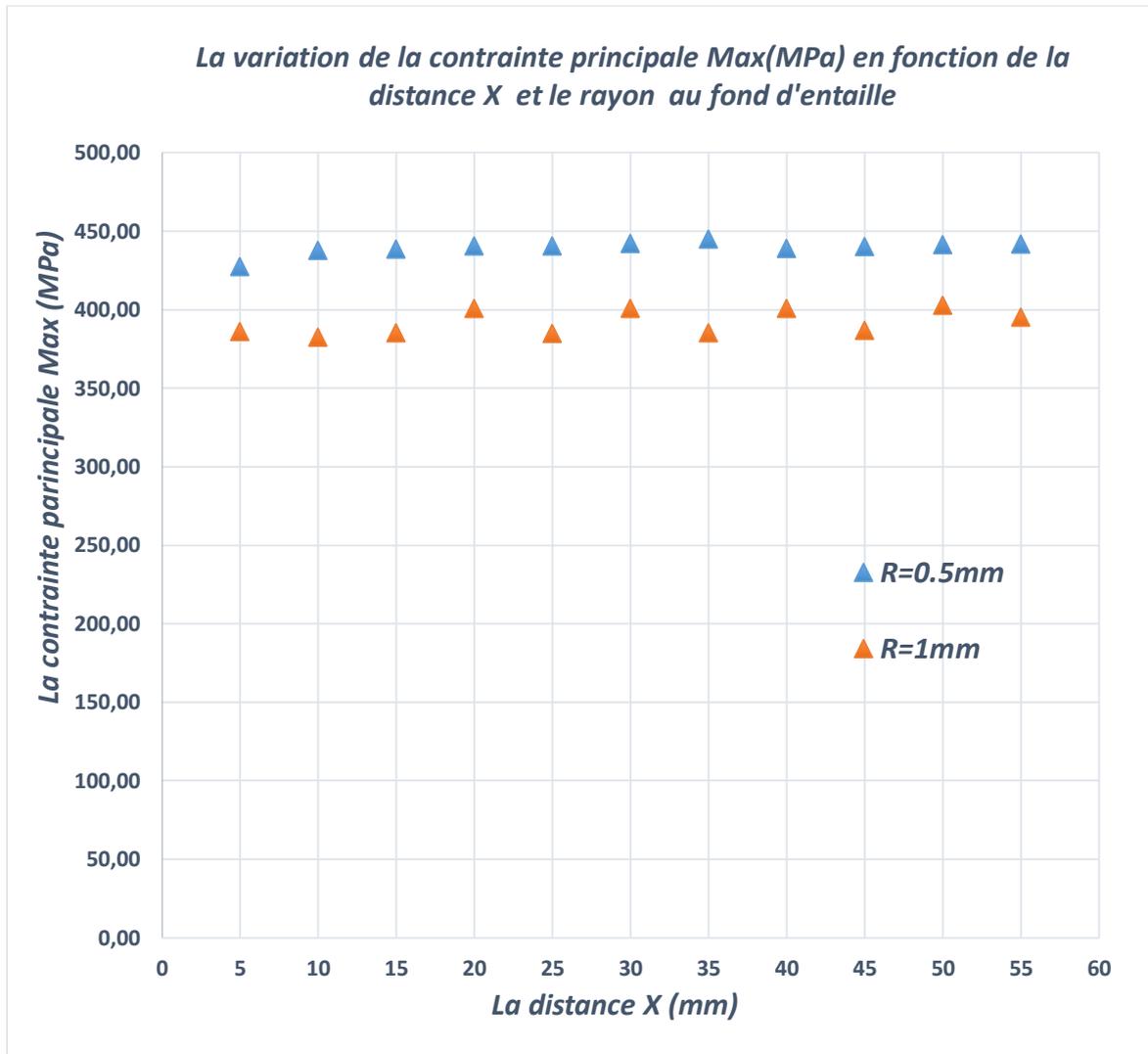


Figure 4. 7: Effet du rayon en fond d'entaille sur la contrainte principale maximale pour une entaille en U

La contrainte est bien plus grande pour l'entaille la plus aigüe. La contrainte au niveau de l'entaille reste globalement constante

4.3 Résultats d'analyse statique pour une entaille en V 35°

La suite des résultats s'intéresse à une entaille en de forme en V présentant un rayon en en fond d'entaille de 0,5 et 1mm.

4.3.1 Résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 0,5mm$

Le tableau 4.5 ci-dessous regroupe les résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 0.5mm$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

Tableau 4. 5: Résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35 ° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$

La distance entre les deux entailles (mm)	La flèche Max (mm)
5	0.14110
10	0.14196
15	0.14064
20	0.13919
25	0.13776
30	0.13639
35	0.13504
40	0.13371
45	0.13237
50	0.13095

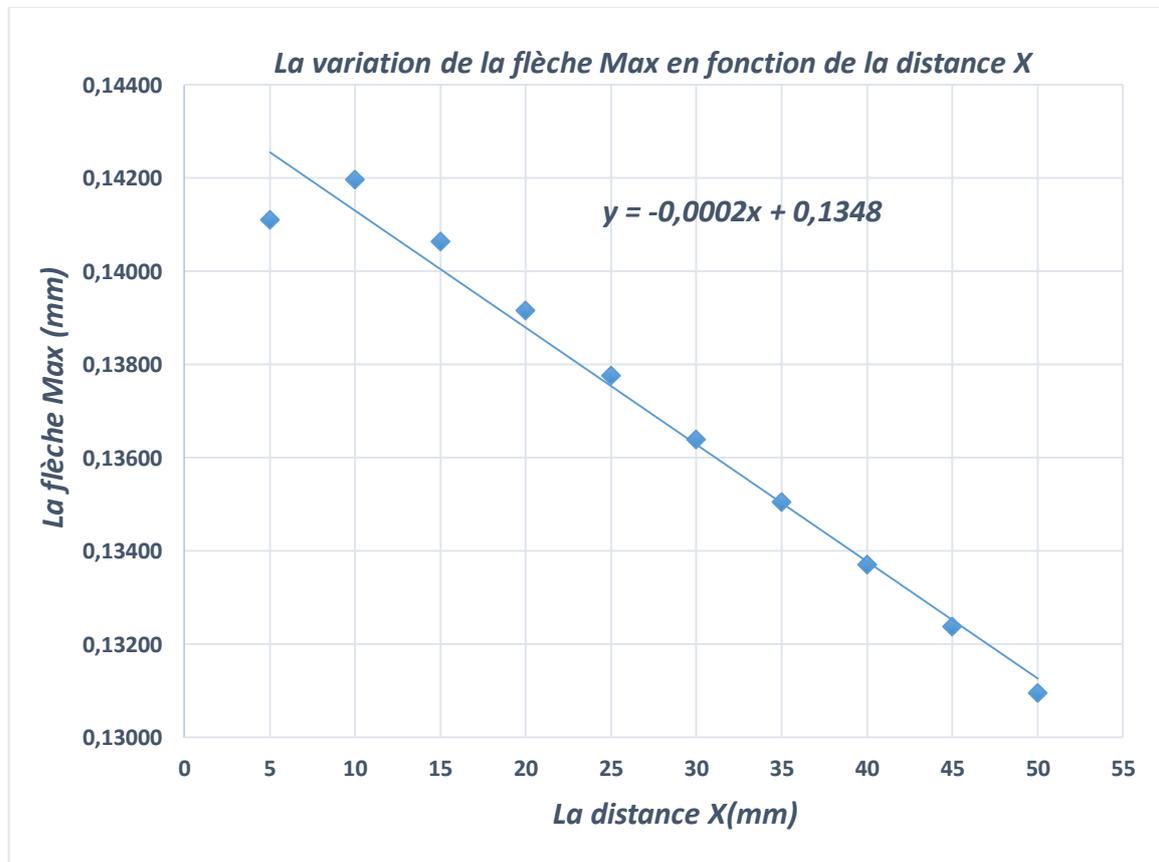


Figure 4. 8: Variation de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$

4.3.2 Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 0,5\text{mm}$

Le tableau 4.6 ci-dessous regroupe les résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 0.5\text{mm}$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

Tableau 4. 6: Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$

La distance entre les deux entailles (mm)	La contrainte principale maximale (MPa)
5	473.820
10	463.980
15	481.890
20	482.660
25	482.430
30	480.160
35	465.030
40	483.740
45	466.040
50	484.150

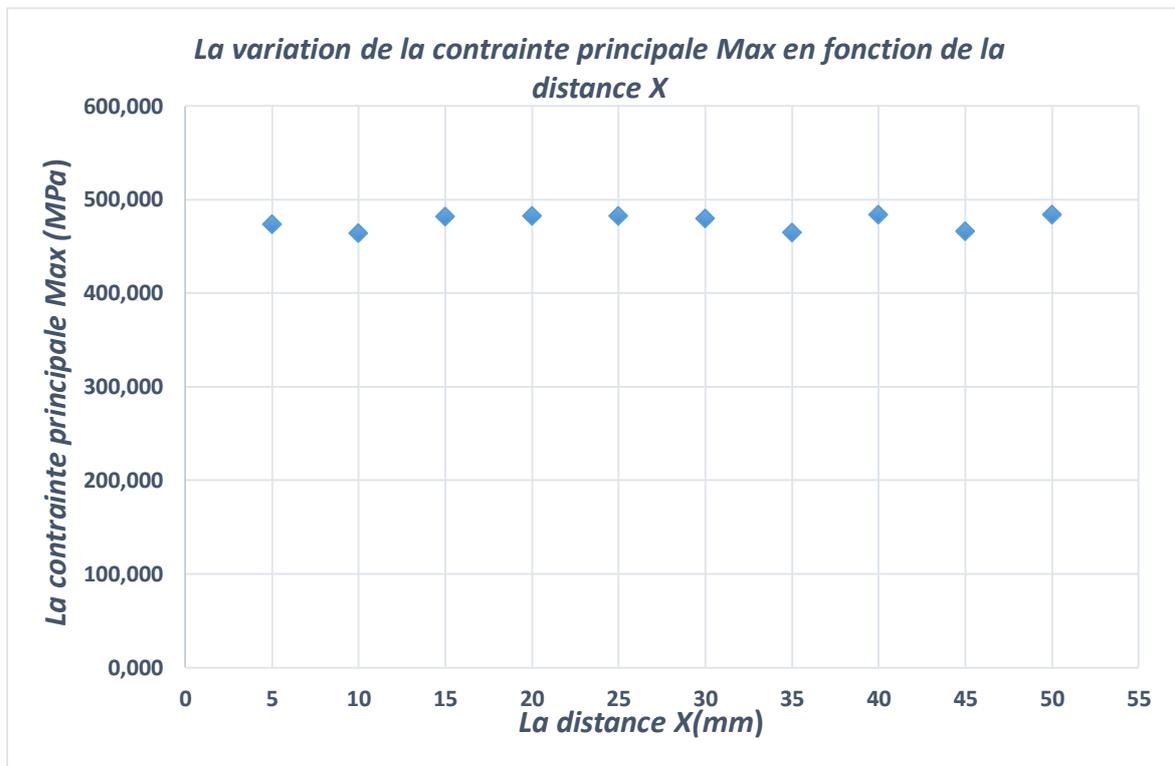


Figure 4. 9: Variation de la contrainte principale maximale pour entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$

4.3.3 Résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 1\text{mm}$

Le tableau 4.7 ci-dessous regroupe les résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 1\text{mm}$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

Tableau 4. 7: Résultats de la flèche Max pour une entaille en V 35 ° avec un rayon $\rho=1mm$

La distance entre les deux entailles (mm)	La flèche Max (mm)
5	0.14322
10	0.14372
15	0.14272
20	0.14070
25	0.13921
30	0.13775
35	0.13632
40	0.13490
45	0.13347
50	0.13192

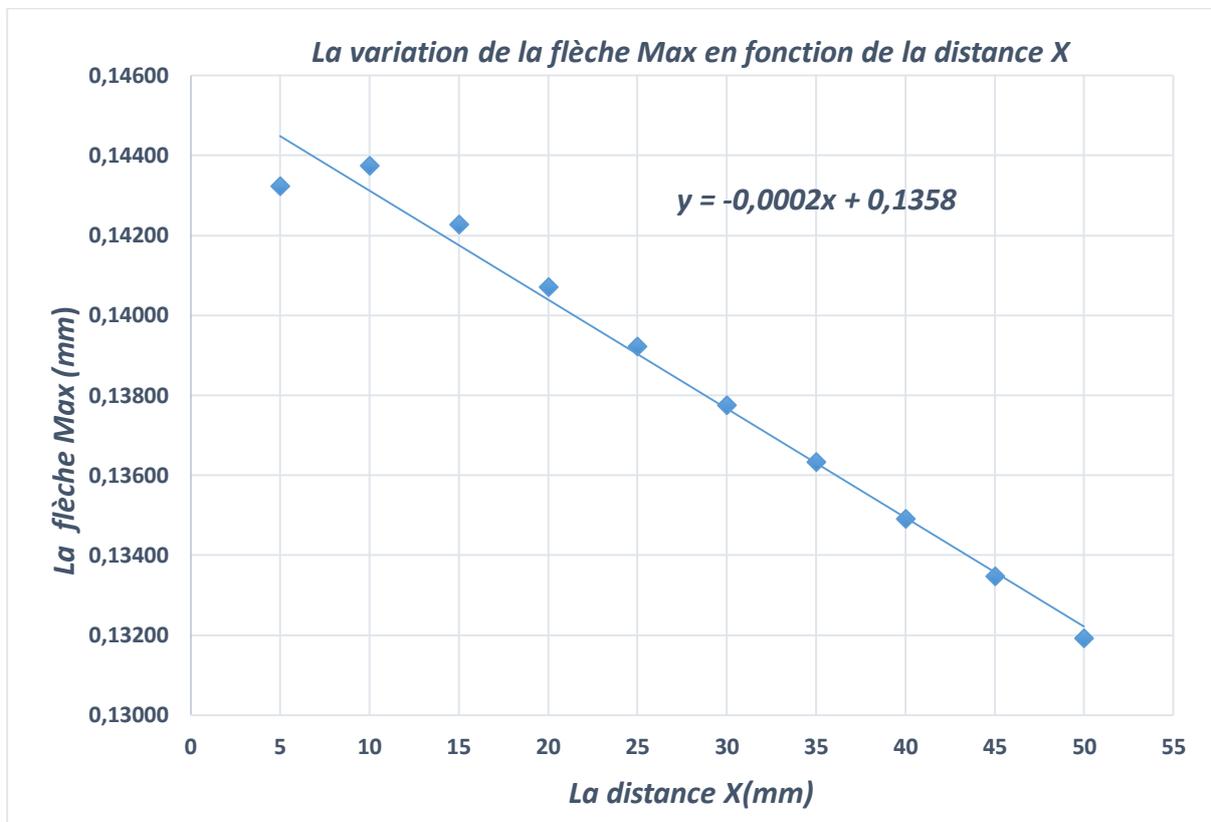


Figure 4. 10: Variation de la flèche Max pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1mm$

4.3.4 Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 1mm$

Le tableau 4.8 ci-dessous regroupe les résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 1mm$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

Tableau 4. 8: Résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1\text{mm}$

La distance entre les deux entailles (mm)	La contrainte principale maximale (MPa)
5	379.610
10	382.010
15	381.670
20	381.450
25	383.150
30	389.130
35	387.280
40	384.380
45	383.930
50	379.180

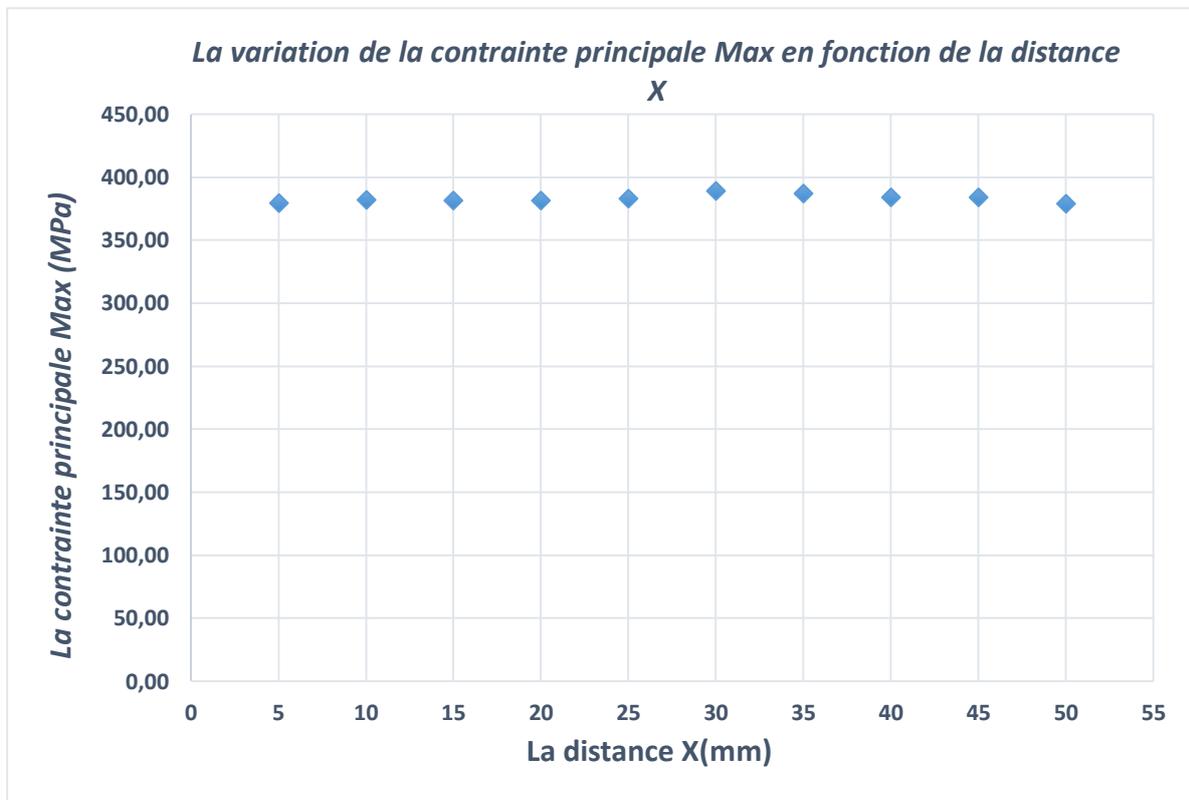


Figure 4. 11: Variation de la contrainte principale maximale pour entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1\text{mm}$

4.3.5 L'effet de la géométrie sur la flèche Max pour le cas d'une entaille en V35°

La courbe ci-dessous récapitule les résultats de la flèche Max pour une entaille en V en fonction du rayon ρ au fond d'entaille de la distance entre les deux entailles.

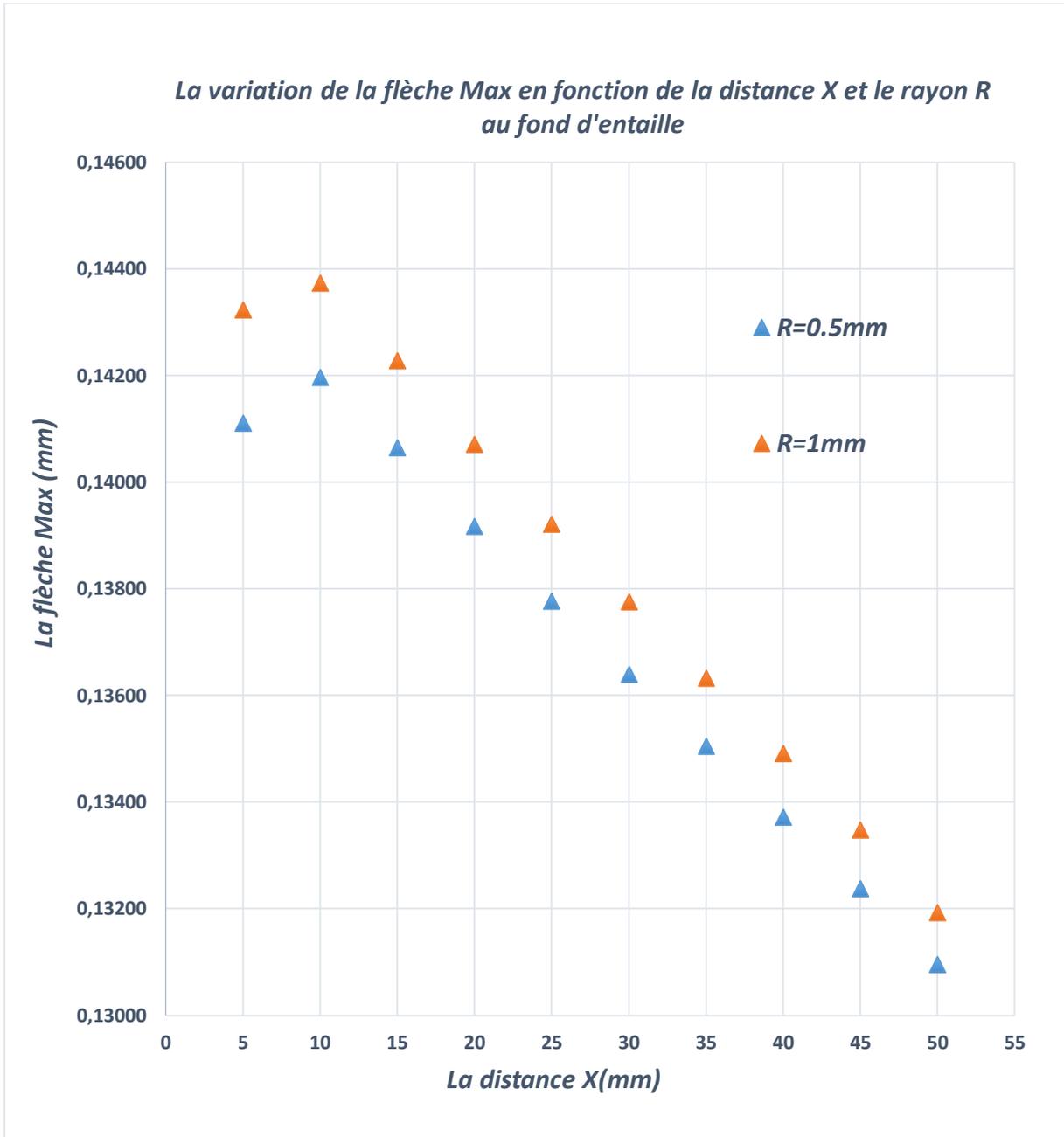


Figure 4. 12: L'effet de rayon au fond d'entaille sur la flèche Max pour une entaille en $V 35^\circ$

La flèche est bien plus faible pour le rayon le plus grand

4.3.6 L'effet de la géométrie sur la flèche Max pour le cas d'une entaille en $V 35^\circ$

La figure ci-dessous regroupe les résultats de la contrainte principale maximale pour une entaille en V en fonction du rayon ρ au fond d'entaille de la distance entre les deux entailles.

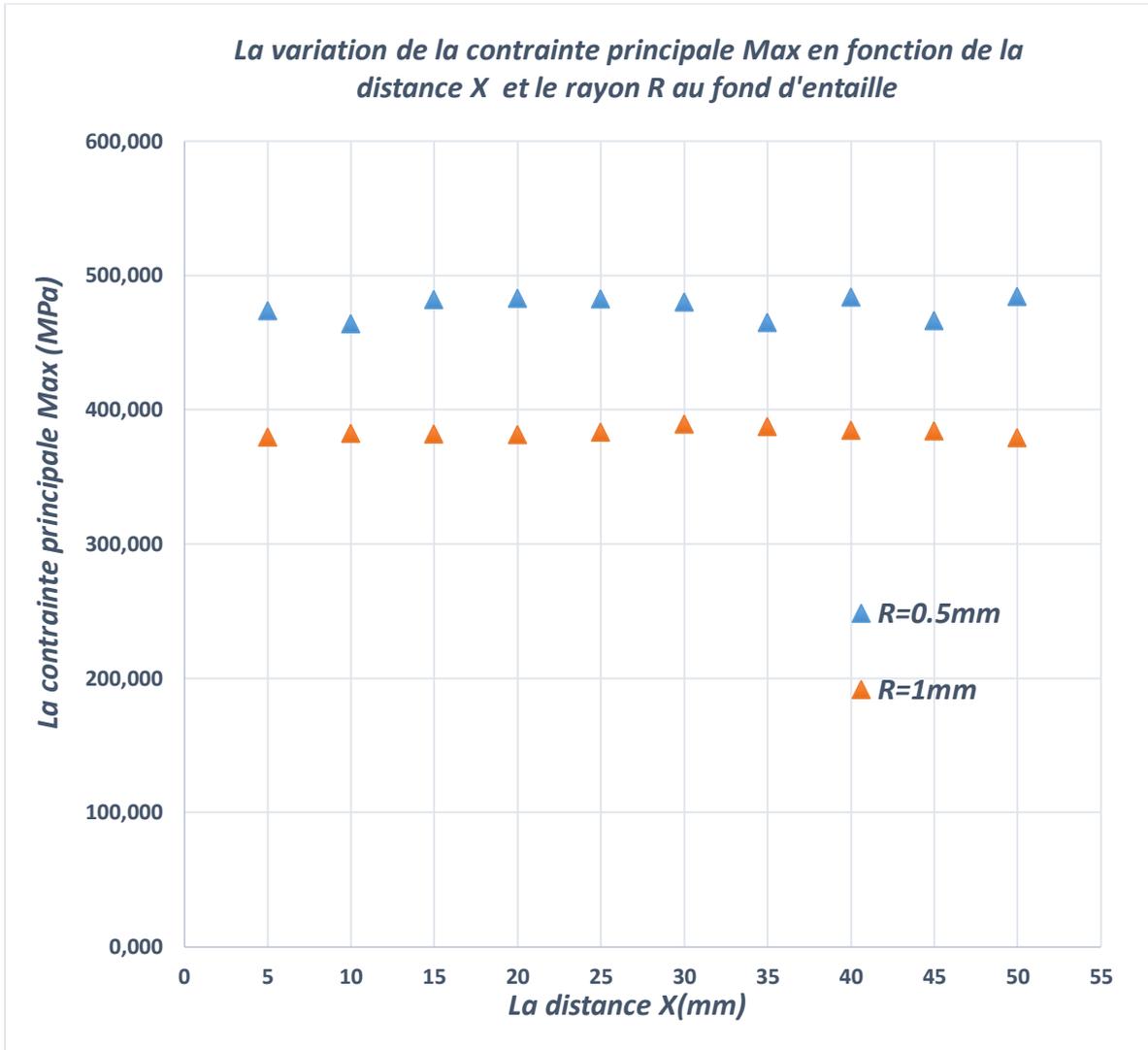


Figure 4. 13: L'effet de rayon au fond d'entaille sur la contrainte principale maximale pour une entaille en V 35°

La contrainte est bien plus grande pour l'entaille la plus aigüe. La contrainte au niveau de l'entaille reste globalement constante

4.4 Résultats d'analyse fatigue cyclique pour une entaille en U

La suite des résultats concerne les tests de simulation de fatigue menés sur les mêmes géométries que celles des éprouvettes de la partie statique

4.4.1 Résultats de la durée de vie pour une entaille en U avec un $\rho = 0,5mm$

Le tableau 4.9 ci-dessous regroupe les résultats de nombre de cycle de rupture obtenu pour une entaille en U avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 0.5mm$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

Tableau 4. 9: Résultats de nombre de cycle de rupture pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0,5mm$

La distance entre les deux entailles (mm)	Le nombre de cycle pour un rayon au fond d'entaille $\rho = 0.5mm$
5	394300
10	305580
15	294440
20	273930
25	271997
30	260020
35	237720
40	290640
45	286090
50	277110
55	280340

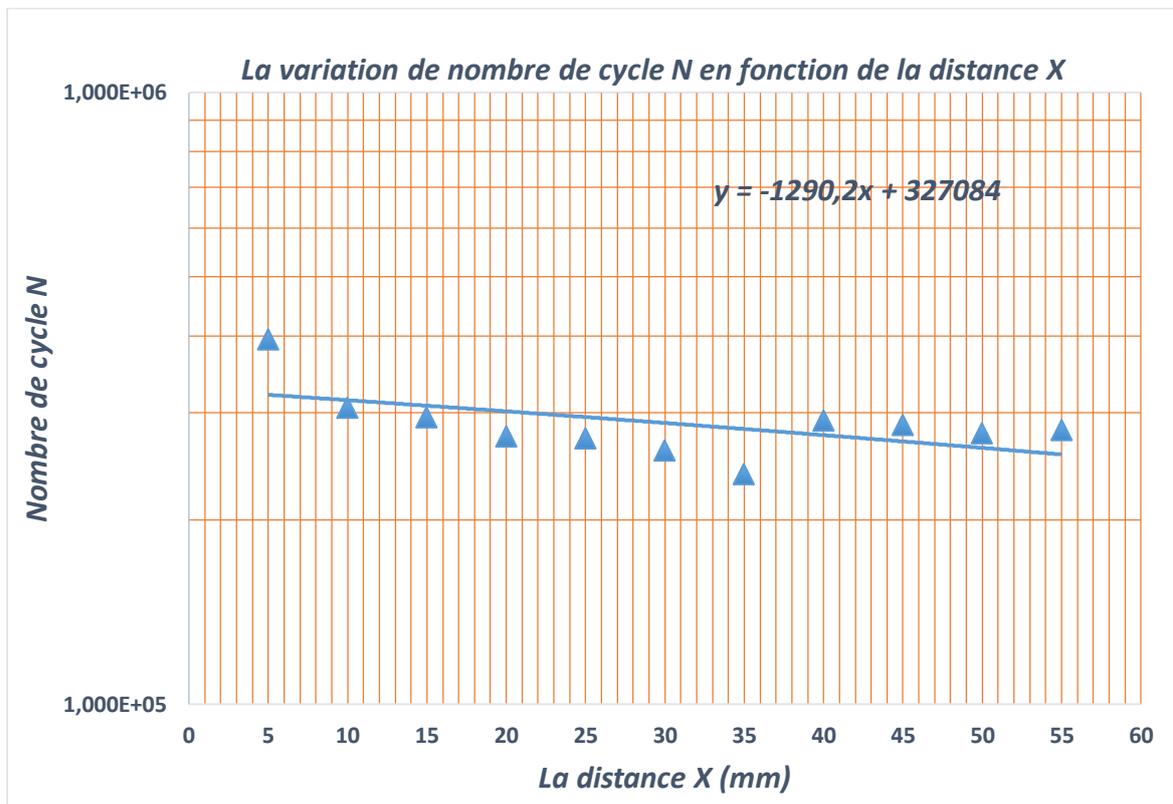


Figure 4. 14: Variation de nombre de cycle pour une entaille en U avec un rayon $\rho=0.5mm$

4.4.2 Résultats de la durée de vie pour une entaille en U avec un $\rho = 1mm$

Le tableau 4.10 ci-dessous regroupe les résultats de nombre de cycle de rupture pour une entaille en U avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 1mm$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

Tableau 4. 10: Résultats de nombre de cycle pour une entaille en U avec un rayon $\rho=1\text{mm}$

La distance entre les deux entailles (mm)	Le nombre de cycle pour un rayon au fond d'entaille $\rho = 1\text{mm}$
5	740820
10	889730
15	833280
20	542990
25	833260
30	542820
35	826930
40	530870
45	801800
50	521040
55	630000

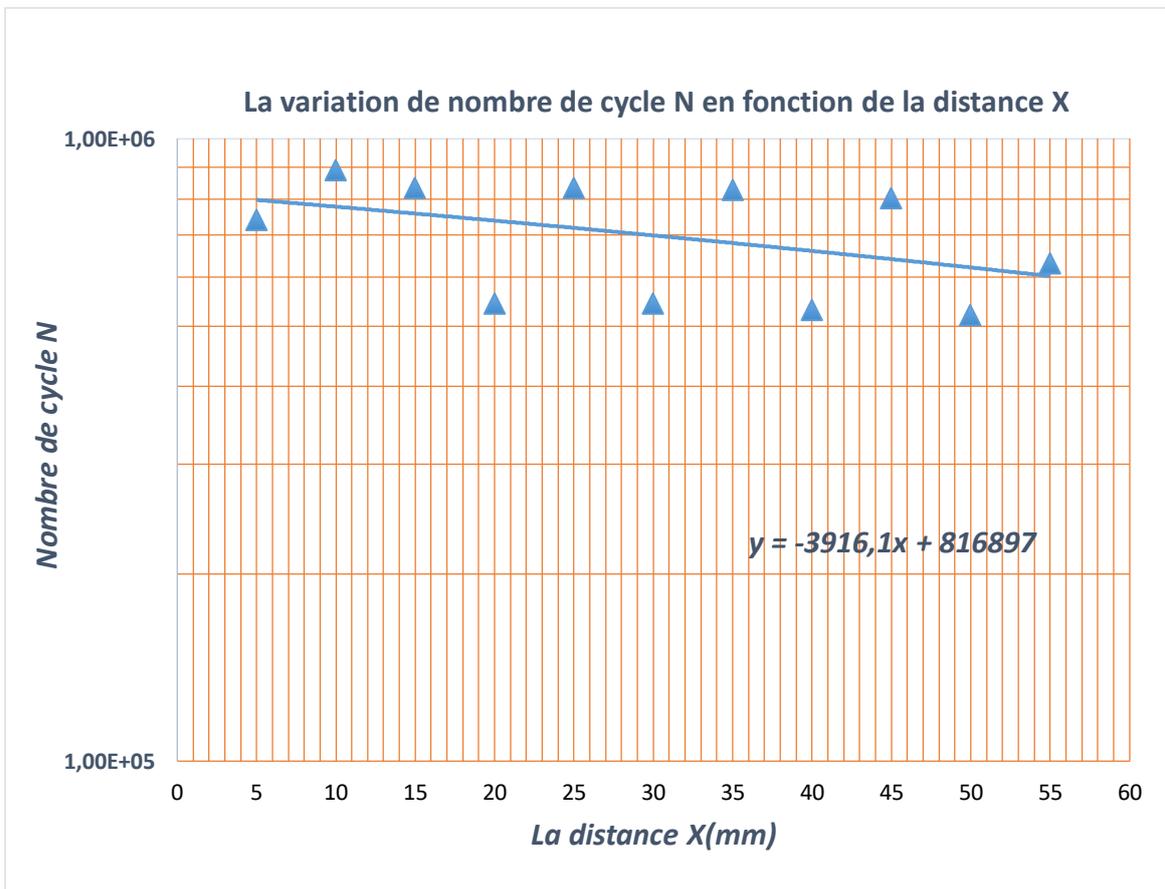


Figure 4. 15: Variation de nombre de cycle pour une entaille en U avec un rayon $\rho=1\text{mm}$

4.4.3 L'effet de la géométrie sur la durée de vie pour le cas d'une entaille en U

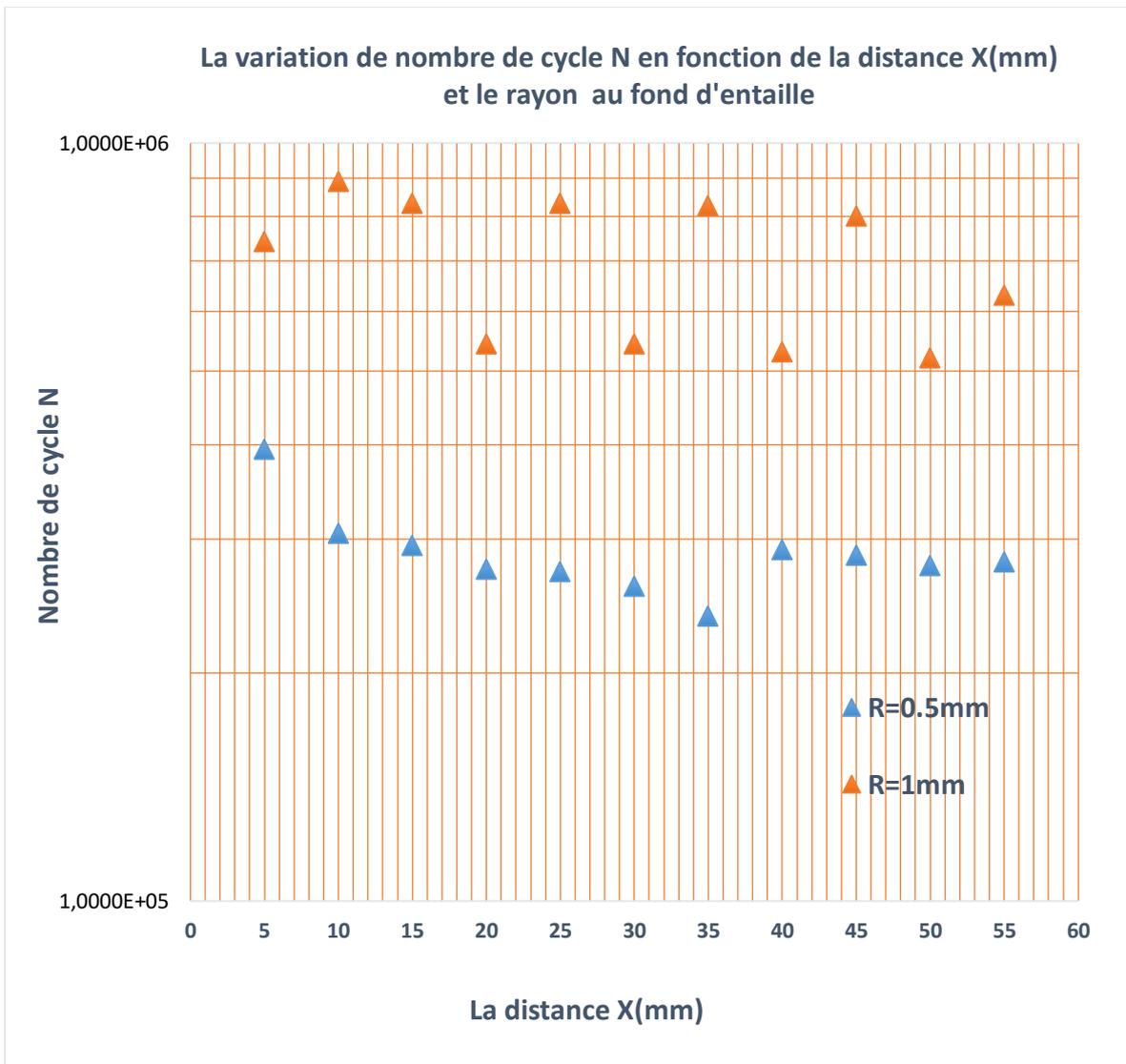


Figure 4. 16: L'effet de rayon au fond d'entaille sur le nombre de cycle pour une entaille en U

La figure ci-dessus compare les durées de vie pour une entaille en U de rayon $r=0,5$ et $0=1$. La durée de vie diminue linéairement en augmentant la distance entre entaille. Qualitativement, nous obtenons une cohérence des résultats. La durée de vie est plus faible pour l'entaille la plus aigüe. Des problèmes d'instabilité numériques sont remarqués dus moyens de calculs disponibles pour obtenir un raffinement du maillage.

4.4.4 Résultats de la durée de vie pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 0,5mm$

Le tableau 4.11 ci-dessous regroupe les résultats de nombre de cycle pour une entaille en V 35° avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 0.5mm$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Résultats d'analyse

Tableau 4. 11: Résultats de nombre de cycle pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0,5\text{mm}$

La distance entre les deux entailles (mm)	Le nombre de cycle pour un rayon au fond d'entaille $\rho = 0.5\text{mm}$
5	122180
10	175310
15	92946
20	90184
25	90037
30	98180
35	173310
40	86829
45	165600
50	89342

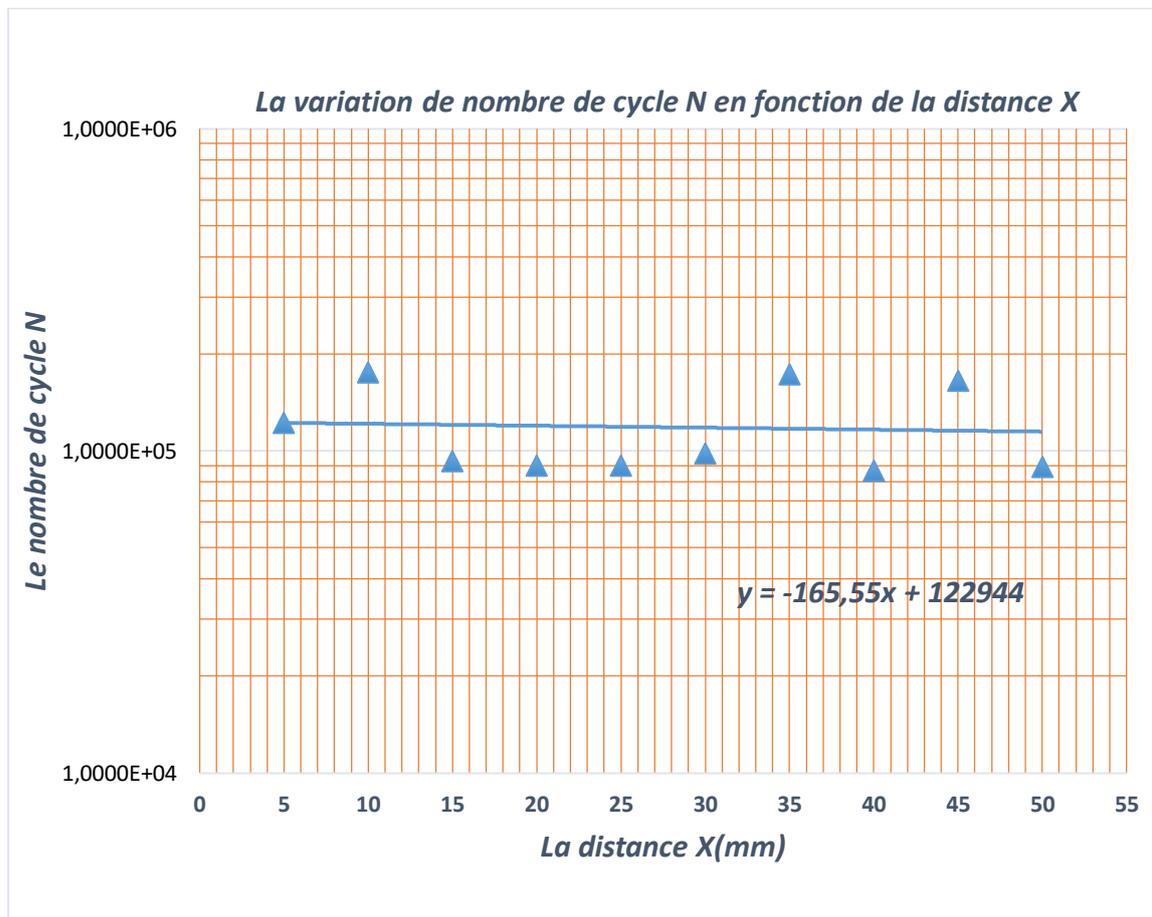


Figure 4. 17: Variation de nombre de cycle de rupture pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=0.5\text{mm}$

4.4.5 Résultats de la durée de vie pour une entaille en V 35° avec un $\rho = 1mm$

Le tableau 4.12 ci-dessous regroupe les résultats de nombre de cycle de rupture pour une entaille en V 35° avec un rayon au fond d'entaille $\rho = 1mm$ en fonction de la distance entre les deux entailles.

Tableau 4. 12: Résultats de nombre de cycle pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1mm$

La distance entre les deux entailles (mm)	Le nombre de cycle pour un rayon au fond d'entaille $\rho = 1mm$
5	843560
10	822280
15	824730
20	826310
25	792260
30	676910
35	709010
40	775130
45	788790
50	865450

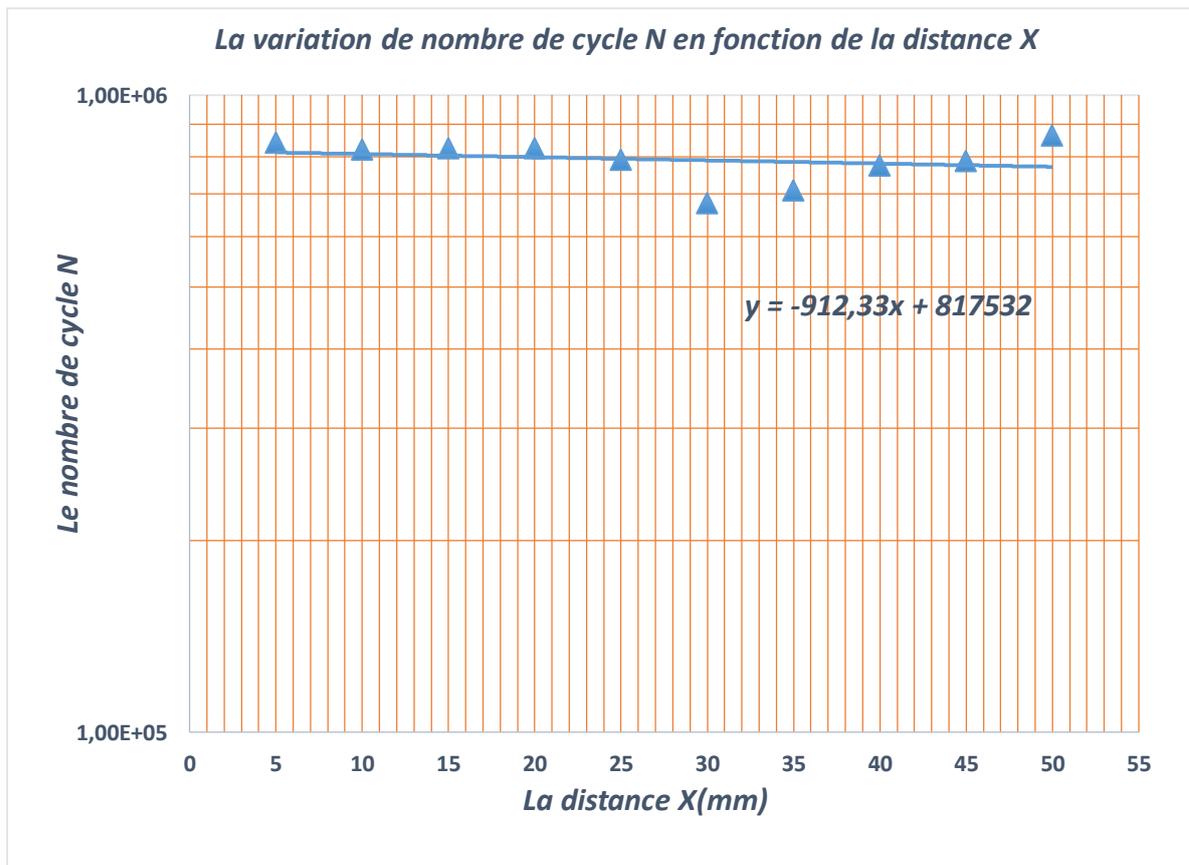


Figure 4. 18: Variation de nombre de cycle de rupture pour une entaille en V 35° avec un rayon $\rho=1mm$

4.4.6 L'effet de la géométrie sur de la durée de vie pour le cas d'une entaille en V 35°

La figure ci-dessous compare les durées de vie pour une entaille en V de rayon $\rho=0,5$ et $\rho =1$. La durée de vie diminue linéairement en augmentant la distance entre entaille. Qualitativement, nous obtenons une cohérence des résultats. La durée de vie est plus faible pour l'entaille la plus aigüe. Des problèmes d'instabilité numériques sont remarqués dus moyens de calculs disponibles pour obtenir un raffinement du maillage.

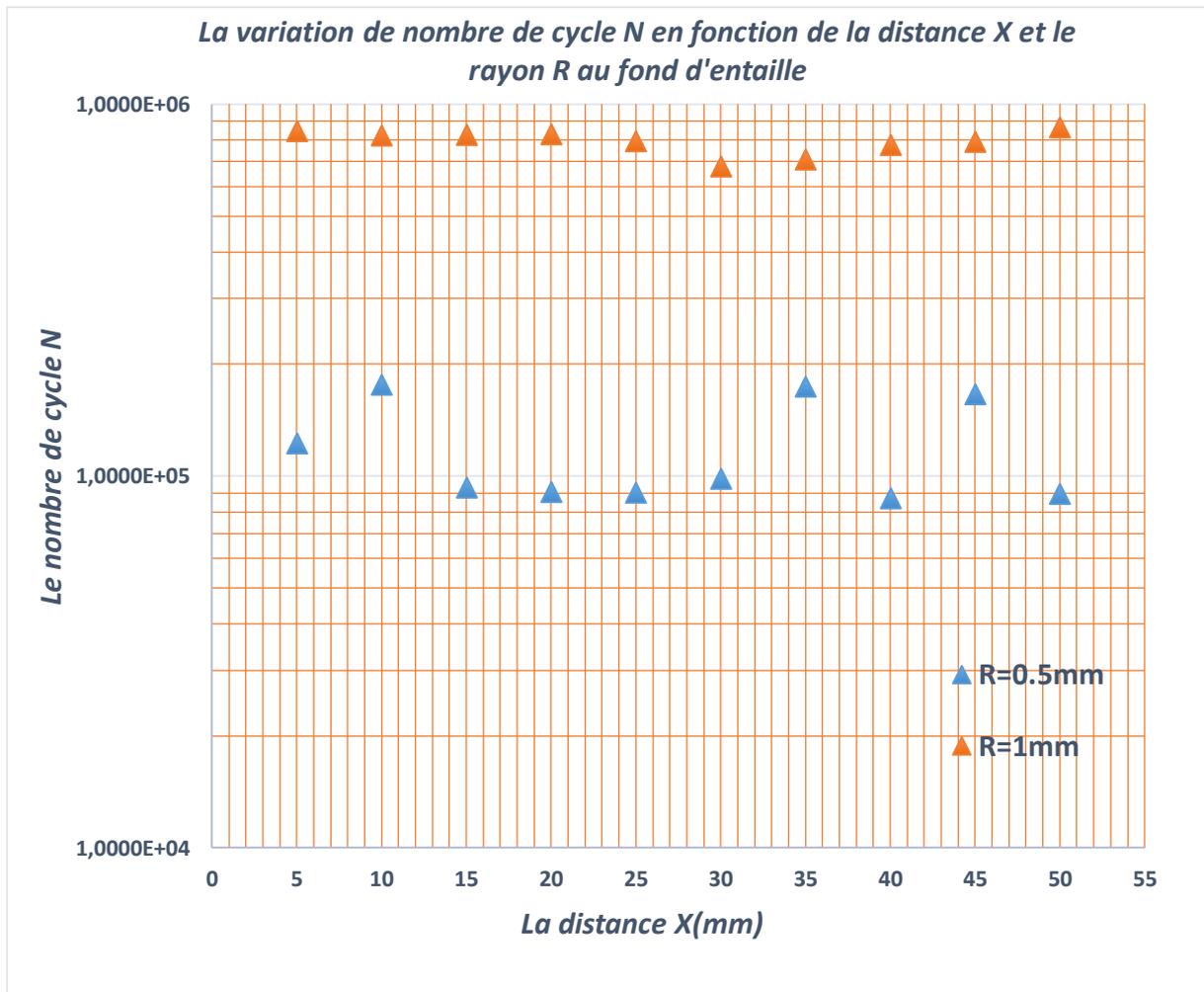


Figure 4. 19: L'effet de rayon au fond d'entaille sur le nombre de cycle pour une entaille en V 35°

Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté les résultats de notre analyse statique et l'analyse fatigue sous la forme des tableaux et de graphes.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Conclusion Générale

Le travail de simulation numérique mené dans cette étude comporte deux parties. Une partie sur le chargement statique en flexion quatre points étudie l'effet de la géométrie de deux entailles parallèles en termes de forme et rayon sur la flèche et les contraintes en fond d'entaille. La durée de vie en fatigue est recherchée pour la même géométrie de l'étude statique en deuxième partie.

Pour le cas du chargement statique nous pouvons conclure que :

- La variation de la flèche Max est linéaire, inversement proportionnelle à la distance entre les deux entailles.
- La géométrie d'entaille influence sur la flèche Maximale ou nous avons constaté que la flèche augmente avec de rayon au fond d'entaille pour la même forme.
- Une comptabilité entre le modèle théorie et le modèle numérique au niveau de concentration de contraintes.
- En variant la distance des entailles, les contraintes en fond d'entaille restent constantes sur la partie où le moment est constant.

Pour le cas de la fatigue cyclique on a constaté que :

- La durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre les deux entailles.
- La durée de vie diminue linéairement en augmentant la distance entre entaille. Qualitativement, nous obtenons une cohérence des résultats.
- La durée de vie est plus faible pour l'entaille la plus aigüe.
- Quelques problèmes d'instabilité numériques sont remarqués qui sont dus aux moyens de calculs disponibles pour obtenir un raffinement du maillage.

Remarque

Dans cette étude on a présenté les résultats de la deuxième configuration car c'est la configuration qui répond à une norme de l'essai de flexion quatre points.

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

- [1] MOUSSAOUI Mustafa. Etude et modalisation de la résistance à la rupture sur des Eprouvettes entaillées [en ligne]. Thèse de doctorat : Génie Mécanique. Constantine : Université Constantine 1, 2015. [Consulté 15/04/2020]. Disponible en PDF à l'adresse : <https://bu.umc.edu.dz/theses/gmecanique/MOU6703.pdf>
- [2] WALTER D. PILKEY. Peterson's stress concentration factors. 2nd ed. New York ,1997. [Consulté le 25-04-2020]. Disponible en PDF à l'adresse : <https://d1n7iqsz6ob2ad.cloudfront.net/document/pdf/532c520a9d92c.pdf>
- [3] M. Zehsaz, S. Hassanifard and F.Esmaeili. Fatigue life estimation for different notched specimens based on the volumetric approach. EPJ Web of Conference, 14th International Conference on Experimental Mechanics ,42001, Vol 6 ,2010. Disponible en PDF sur l'adresse : <https://doi.org/10.1051/epjconf/20100642001>
- [4] GUERGUB Brahim. Influence de certains paramètres sur l'endurance sous entaille en flexion rotative [en ligne]. Thèse de magister : Génie mécanique. ALGER : ENP.2007[consulte 31/03/2020]. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.
- [5] ABDUL MANAN Muhamad Saifuldin. Fracture Mechanics Analysis of Multiple Edge Cracks. [en ligne]. Doctor of philosophy: Mechanical Engineering. London: University College London.2008. [Consulte]. Format PDF, Disponible sur : <https://discovery.ucl.ac.uk/id/eprint/1444086/1/U591388%20redacted.pdf>
- [6] S. FILIPPI, P. LAZZARI, R. TOVO. Developments of Some Explicit Formulas Useful to Describe Elastic Stress Fields a Head of Notches in Plates. International Journal of Solids and Structure. Vol 39, numéro 17 , août 2002 , pages 4543-4565.
- [7] Paul RABBE, Henri-Paul LIEURADE, André GALTIER. [10/03/2000]. Essais de fatigue-Partie I. [En ligne]. Editions T.I. [Paris, France],2020. [Consulté 17/04/2020]. Réf : M4170V1. Disponible à l'adresse : <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/archives-th12/archives-etudes-et-proprietes-des-metaux-tiamb/archive-1/essais-de-fatigue-m4170/>

Bibliographie

[8] Jian LU. [10/01/2003]. Fatigue des alliages ferreux –Facteurs d’influence. [En ligne]. Edition T.I. [Paris, France],2020, [consulté 25/04/2020]. Réf : BM5043V1.Disponible à l’adresse : <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/comportement-en-service-des-systemes-et-composants-mecaniques-42180210/fatigue-des-alliages-ferreux-bm5043/>

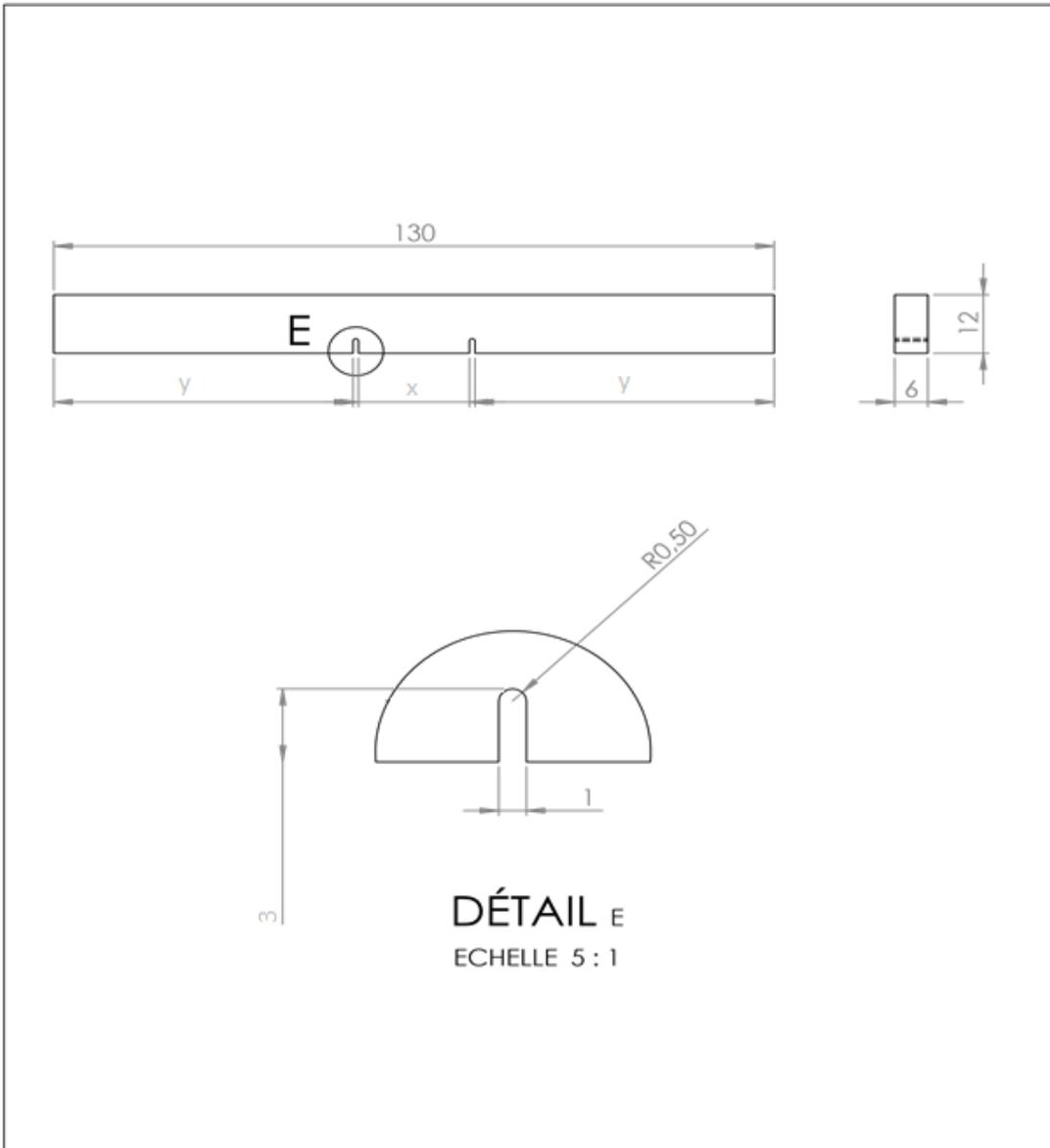
[9] ASTM International. Standard Test Method for Flexural Properties of Polymer Matrix Composite Materials¹ [En ligne]. D 7264/D 7264M-07, [23/05/2011]. USA : ASTM International,2011. [Consulté 15/03/2020]. Disponible en PDF à l’adresse : https://www.researchgate.net/profile/Yang_Sheng66/project/Cordpreg-property-characterization/attachment/5a88840eb53d2f0bba528dab/AS:595107707359232@1518896142163/download/ASTM+D7264+Flexural+Properties+of+Polymer+Matrix+Composite+Materials.pdf?context=ProjectUpdatesLog

[10] BCSA.Handbook Structural steelwork [En ligne].TATA Steel ,2013.UK :BCSA,2013[consulté 11/04/2020].Disponible en PDF à l’adresse : https://www.steelconstruction.info/images/6/65/Handbook_of_Structural_Steelwork_EE_55-13.pdf

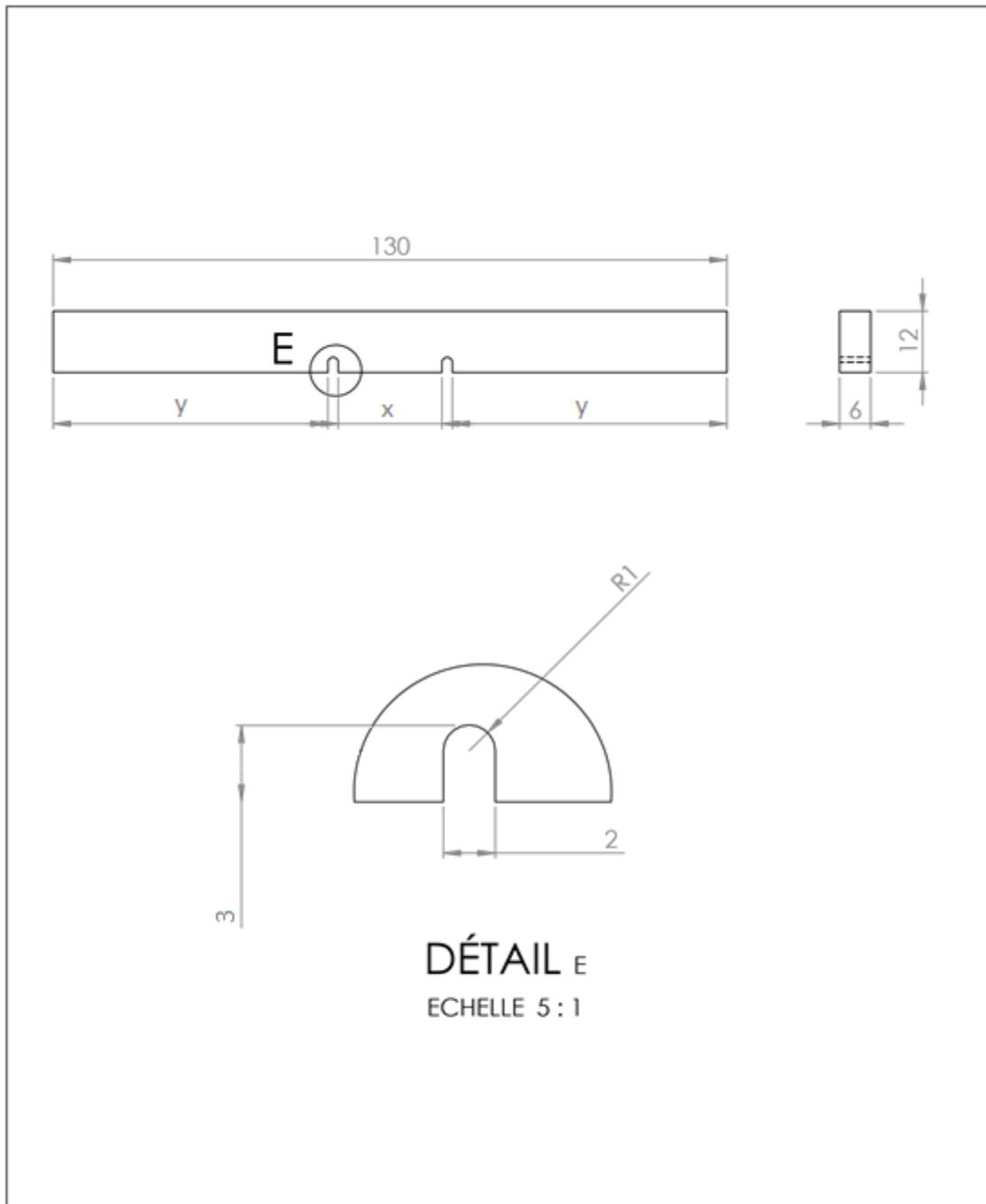
[11] RECHAK.Said .2019. Notes de cours éléments finis

[12] UNIVERSITY OF CAMBRIDGE.DoITPOMS [en ligne]. [Consulté le 20/07/2020]. Disponible sur : <https://www.doitpoms.ac.uk/tlplib/fem/node.php?printable=1>

ANNEXES

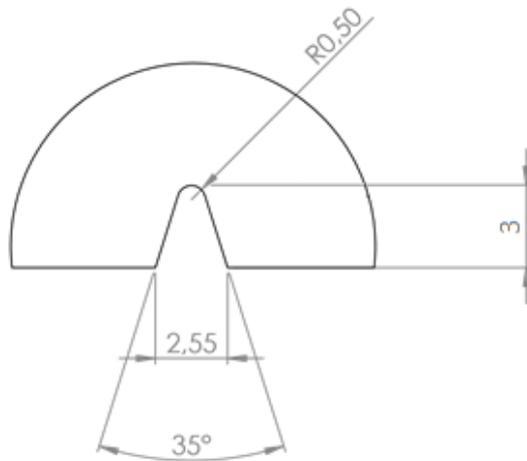
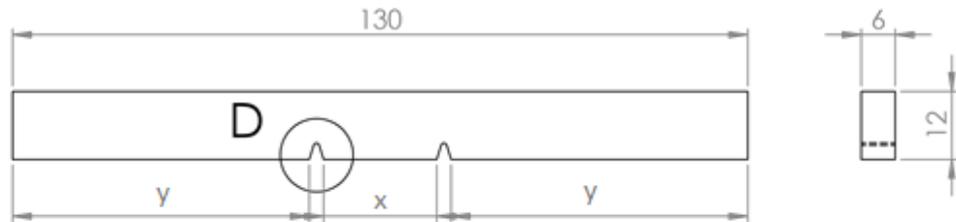


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		Eprouvette entaillé en U	Département Génie Mécanique
1/1				
Etudiant	S.AIT ZIANE			
Encadreurs	Dr BELKACEMI Dr GUERGUEB		Materiau	XC 48



DÉTAIL E
ECHELLE 5 : 1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE				
Echelle	Masse		Eprouvette entaillé en U	Département Génie Mécanique
1/1				
Etudiant	S.AIT ZIANE		Materiau	XC 48
Encadreurs	Dr BELKACEMI Dr GUERGUEB			

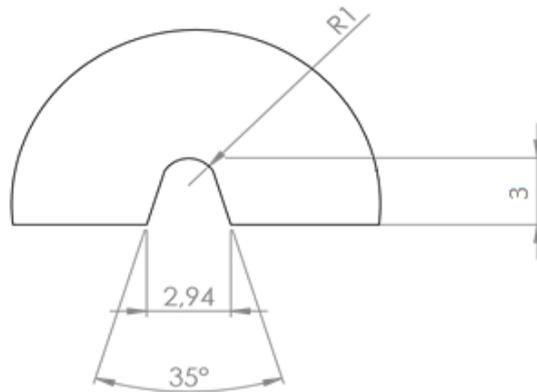
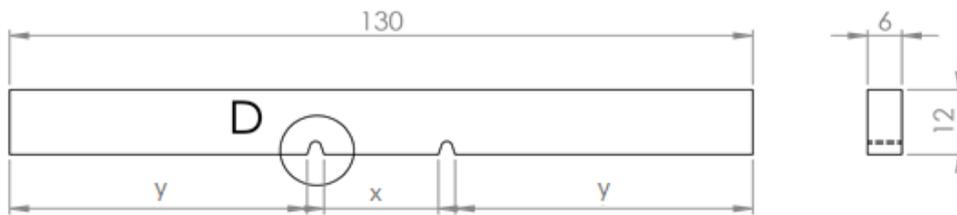


DÉTAIL D

ECHELLE 5 : 1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		Eprouvette avec entaille 35 degrés	Département Génie Mécanique
1/1				
Etudiant	S.AIT ZIANE			
Encadreurs	Dr BELKACEMI Dr GUERGUEB		Materiau	XC 48



DÉTAIL D
ECHELLE 5 : 1

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE					
Echelle 1/1	Masse		Eprouvette avec entaille 35 degrés	Département Génie Mécanique	
Etudiant	S.AIT ZIANE				
Encadreurs	Dr BELKACEMI Dr GUERGUEB		Materiau	XC 48	