

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Fabrication mécanique et productique

Par :

Fenouche Yassine

Fenouche Fahem

Thème

Etude de comportement en fatigue des pièces métalliques en acier AISI 1020

Soutenu le 03/07/2023 devant le jury composé de :

M. METHIA

Président

S. BOUZIDI

Rapporteur

A. IDIR

Examineur

Année Universitaire 2022-2023

Remerciement

Avant tout nous remercions ALLAH le tout puissant de nous avoir donné le courage, la volonté, la patience et la santé pour mener à terme la réalisation de notre mémoire de fin d'étude.

En premier lieu, nous exprimons notre profonde gratitude à notre promotrice **melle BOUZIDI** pour ses conseils judicieux et sa confiance. De plus, nous tenons à la remercier de nous avoir assuré l'encadrement et la documentation nécessaire pour l'élaboration de ce mémoire.

Nos remerciements vont également aux membres de jury d'avoir accepté de juger notre travail.

A tous nous disons merci.

Table des matières

TABLE DES MATIERES

Table des matières

INTRODUCTION GENERALE1

Chapitre I : Généralité sur la fatigue des métaux

I.1. Introduction.....	3
I.2. L'endommagement de fatigue	3
I.2.1. La fatigue	3
I.2.2. Endurance	4
I.2.3. Limites de fatigue et d'endurance et résistance à la fatigue	4
I.2.4. Dommage par fatigue.....	4
I.3. Mécanismes d'endommagement par fatigue.....	6
I.4. Essai de fatigue	6
I.4.1. Contraintes Appliquées	6
I.4.2. Cycle de contrainte en fatigue.....	7
I.4.3. Types de cycles de contraintes.....	9
I.4.4. présentation pratique des résultats	10
I.4.4.1. Courbe de Wöhler	10
I.4.4.2. Différents domaines d'endurance	11
I.4.4.3. Aspect statistique	11
I.4.4.4. Diagramme d'endurance	13
a. Diagramme de Goodman et diagramme de Haigh	13
I.5. Facteurs d'influence sur la tenue en fatigue.....	14
I.5.1. Facteurs métallurgiques	14

TABLE DES MATIERES

I.5.2. Facteurs liés à l'élaboration du matériau	15
I.5.3. Facteurs liés à la mise en forme	15
I.5.4. Facteurs liés aux traitements thermiques	15
I.5.5. Facteurs géométriques	15
I.5.6. Influence de la fréquence des sollicitations	16
I.5.7. Influence de la température	16
I.5.8. Influence de la corrosion.....	16
I.6. Facteurs liés à la nature des surfaces usinées.....	17
I.6.1. Influence de la rugosité.....	17
I.6.2. Influence de la lubrification durant l'usinage	17
I.7. Conclusion	18

Chapitre II : L'estimation de la durée de vie en fatigue

II.1. Introduction	20
II.2. La Durée de vie.....	20
II.2.1. Approche en contrainte.....	20
II.2.2. Approche en déformation	21
II.2.3 Mécanique de rupture élastique linéaire (LERM)	21
II.3. Calcul de durée de vie en fatigue à l'aide de la méthode S-N	21
II.3.1. Expression analytique de la courbe de Wöhler.....	21
II.3.1.1 Représentation analytique de la courbe de Wöhler.....	23
A. Relation de Wöhler.....	23

TABLE DES MATIERES

B. Relation de Basquin.....	23
II.3.2. Estimation de durée de vie en fatigue sous chargement d'amplitude constante	24
II.3.3. Estimation de durée de vie en fatigue sous chargement d'amplitude variable.....	24
II.3.3.1. Cumul des dommages.....	24
a. La loi linéaire de Miner	24
b. Loi de Lemaitre-Chaboche.....	27
II.3.3.2. Méthode Rainflow de comptage de cycles	28
II.4. Fatigue multiaxial	29
II.5. Conclusion.....	29

Chapitre III : résultats et discussions

III.1. Introduction	31
III.2. Les critères de résistance.....	31
III.2.1. Critère de Von Mises.....	31
III.2.2. Critère de Tresca	32
III.3. Etude de l'influence du coefficient de réduction de la résistance à la fatigue sur l'endommagement et sur la durée de vie.....	33
III.3.1. Les étapes de simulation	33
III.3.2. Traction uni-axiale	33
III.3.3. Calcul statique	34
III.3.3.1. Solution analytique.....	34
III.3.3.2 Simulation numérique	35
III.3.3.2.1 L'analyse par la méthode des éléments finis.....	35
III.3.3.2.2 Les conditions aux limites.....	35

TABLE DES MATIERES

III.3.4 Etude de fatigue.....	38
III.3.4.1 Propriété de l'étude de fatigue	38
III.4. Etude d'un Tube épais soumis à deux pressions : interne P_i et externe P_e	41
III.4.1. Calcul statique	41
III.4.1.1. Solution analytique.....	41
a) Distribution des déplacements, déformations et contraintes.....	41
b) Dimensionnement du tube	43
III.4.1.2 Simulation numérique	46
III.4.2 Etude de fatigue.....	48
III.5 Conclusion.....	54
CONCLUSION GENERALE	56

Liste des figures

LISTE DES FIGURES

Liste des figures

Chapitre I : généralité sur la fatigue des métaux

Fig I.1 : Cycle contrainte- déformation du phénomène de fatigue.....	5
Fig I.2 : Définition des contraintes (maximale, globale, et nominale)	7
Fig I.3 : Cycle de contrainte en fatigue	8
Fig I.4 : Formes de cycle de contraintes.....	9
Fig I.5 : Différents types de sollicitations	10
Fig I.6 : Exemple de la courbe de Wöhler et les trois domaines d'endurance	11
Fig I.7 : Courbes de Wöhler à isoprobabilité	12
Fig I.8 : Diagramme de haigh et diagramme de goodman	14

Chapitre II : l'estimation de la durée de vie en fatigue

Fig II.1 : Signification du paramètre b de la relation de Basquin	23
Fig II.2 : Signal uniaxial d'amplitude variable	28

Chapitre III : simulation numérique

Fig III.1 : Modèle de l'éprouvette (un arbre plein avec gorge extérieure).....	33
Fig III.2 : Une représentation schématisée des éléments volumiques et triangulaires.....	35
Fig III.3 : Condition aux limites de l'arbre en traction	36
Fig III.4 : Résultat du maillage.....	36
Fig III.5 : Le chargement appliqué.....	37
Fig III. 6 : Contraintes de Von Mises ($\sigma_0=80\text{Mpa}$).....	37
Fig III.7 : Contraintes de Von Mises loin de la gorge ($\sigma_0=80\text{Mpa}$).....	38
Fig III.8 : Pourcentage d'endommagement ($\sigma_0=80\text{Mpa}$, $K_p = 1$).....	39
Fig III.9 : Cycle de vie total (cycle) ($\sigma_0=80\text{Mpa}$, $K_p = 1$).....	39
Fig III.10 : Endommagement ($\sigma_0=80\text{Mpa}$, $K_p = 0.9$)	40
Fig III.11 : Cycle de vie total (cycle) ($\sigma_0=80\text{Mpa}$, $K_p = 0.9$)	40
Fig III.12 : $P_e=P_i=40\text{Mpa}$ ($\alpha=1$)	44

LISTE DES FIGURES

Fig III.13 : $P_e=20\text{Mpa}$; $P_i=40\text{Mpa}$ ($\alpha=0.5$).....	45
Fig III.14 : $P_e=64\text{Mpa}$; $P_i=40\text{Mpa}$ ($\alpha=1.6$).....	45
Fig III.15 : $P_e=0\text{Mpa}$; $P_i=40\text{Mpa}$ ($\alpha=0$).....	46
Fig III.16 : Contraintes de Von Mises ($P_e=20\text{Mpa}$; $P_i=40\text{Mpa}$).....	46
Fig III.17 : Contraintes de Von Mises ($\sigma_0=40\text{Mpa}$).....	47
Fig III.18 : La représentation graphique du chargement	48
Fig III.19 : Endommagement	49
Fig III.20 : Cycle de vie total (bloc).....	49
Fig III.21 : Matrice Rainflow	50
Fig III.22 : Matrice endommagement	50
Fig III.23 : Endommagement	51
Fig III.24 : Cycle de vie total (bloc).....	51
Fig III.25 : Matrice Rainflow	52
Fig III.26 : Matrice d'endommagement	53

Liste des tableaux

LISTE DES TABLEAUX

Liste des tableaux

Tableau 1 : contraintes de Von Mises calculées analytiquement.....	34
Tableau 2 : les propriétés de l'acier (AISI 1020)	36
Tableau 3 : valeur de σ_{Num}^{VM} , $\sigma_{Théo}^{VM}$ et erreur relative (%)	37
Tableau 4 : endommagement-durée de vie, ($K_p = 1$).....	39
Tableau 5 : endommagement-durée de vie, ($K_p = 0.9$).....	41
Tableau 6 : résultats analytique, numérique et l'erreur relative (%).....	47
Tableau 7 : résultats analytique, numérique et l'erreur relative (%).....	47
Tableau 8 : endommagement-durée de vie	49

Liste des abréviations

LISTE DES ABREVIATIONS

R_m : la résistance mécanique à la traction

σ_{nom} : contrainte nominale

σ_g : contrainte globale

σ_{max} : contrainte maximale

σ_{min} : contrainte minimale

σ_m : contrainte moyenne

σ_a : amplitude de contrainte

R : rapport de charge

σ_D : limite d'endurance

K_c : coefficient de concentration de contrainte

N : nombre de cycle à rupture

n : nombre de cycle appliquée

r : rayon

D : diamètre extérieure, et d : diamètre inferieure

σ_{max}^{VM} : la contrainte maximale de Von Mises

K_t : coefficient de concentration de contrainte

LISTE DES ABREVIATIONS

σ_0 : contrainte appliquée

K_p : coefficient de réduction de la tenue en fatigue

D_{\max} et D_{\min} : pourcentage endommagement maximale et minimale

N_{\max} et N_{\min} : nombre de cycle maximum et minimum

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale :

L'étude du comportement en fatigue des pièces métalliques constitue un aspect essentiel de l'ingénierie mécanique, visant à garantir la durabilité et la fiabilité des composants soumis à des charges cycliques. Ce mémoire se focalise sur cette thématique en se composant de trois chapitres distincts. Le premier chapitre aborde les généralités sur la fatigue, le deuxième chapitre traite de l'estimation de la durée de vie en fatigue, tandis que le troisième chapitre présente une simulation numérique réalisée à l'aide du logiciel SolidWorks. Les études de simulation incluent une analyse statique pour le calcul des contraintes de Von Mises, ainsi qu'une étude de fatigue utilisant la méthode Rainflow pour évaluer le pourcentage d'endommagement et le nombre de cycles. L'acier AISI a été utilisé comme matériau de référence pour toutes les études de simulation.

Le premier chapitre de ce mémoire constitue une introduction générale à la fatigue des pièces métalliques. Il aborde les concepts fondamentaux, les mécanismes d'endommagement et les facteurs qui influent sur le comportement en fatigue des pièces métalliques. Cette section jettera les bases nécessaires pour comprendre les chapitres suivants.

Le deuxième chapitre se concentre sur l'estimation de la durée de vie en fatigue des pièces métalliques. Différentes méthodes et approches sont explorées, les approches basées sur la mécanique de la rupture.

Le troisième chapitre présente une simulation numérique réalisée à l'aide d'un logiciel. Des études distinctes ont été menées : des analyses statiques pour calculer les contraintes de Von Mises, fournissant ainsi une base pour évaluer la durée de vie en fatigue, et des études de fatigue utilisant la méthode Rainflow pour déterminer le pourcentage d'endommagement et le nombre de cycles. L'utilisation de l'acier AISI dans ces simulations permet d'obtenir des résultats spécifiques à ce matériau et de mieux comprendre son comportement en fatigue.

En conclusion, Les résultats de la simulation numérique obtenus à l'aide de ce logiciel permettront de valider les modèles théoriques et de fournir des informations précieuses pour l'optimisation des conceptions et la prévention des défaillances prématurées.

Chapitre I

Généralité sur la fatigue des métaux

I.1. Introduction

Les limites de fatigue et d'endurance et la résistance à la fatigue sont des termes utilisés pour décrire la capacité des métaux à subir une charge cyclique, définie comme l'amplitude de la contrainte cyclique appliquée à un matériau, le tout sans provoquer de rupture par fatigue.

Les mécanismes d'endommagement par fatigue sont responsables de la dégradation progressive des matériaux soumis à des cycles de contrainte répétitifs. Lorsque des charges fluctuantes sont appliquées sur une structure, des fissures microscopiques se forment et se propagent à chaque cycle, affaiblissant progressivement le matériau. Ces fissures peuvent se développer jusqu'à atteindre une taille critique, entraînant ainsi une défaillance catastrophique de la structure. Comprendre ces mécanismes est essentiel pour estimer la durée de vie en fatigue des composants et garantir leur intégrité structurale.

Dans ce premier chapitre nous donnerons quelques notions et généralités sur la fatigue.

I.2. L'endommagement de fatigue

I.2.1 La fatigue

La fatigue est un endommagement qui apparaît dans des structures soumises à des chargements variables dans le temps. Cet endommagement est caractérisé par le développement de fissures conduisant à la perte de fonctionnalité ou à la rupture brutale de la pièce. Devant ce phénomène, les bureaux d'études doivent dimensionner les structures pour assurer leur fonctionnement pendant une durée et des conditions d'usage données. Deux approches sont considérées en fonction des impératifs de performances et de sécurité de la pièce dans la structure ainsi que du contexte d'usage (système avec ou sans entretien régulier).

La première impose une durée de vie garantie ou sûre sans contrôle intermédiaire, ce qui exige le non-amorçage des fissures.

CHAPITRE I

Généralité sur la fatigue des métaux

La deuxième s'inscrit dans une approche plus générale appelée tolérance aux dommages et vise à maîtriser l'existence et le développement des fissures en garantissant la non-rupture en service entre deux inspections [1].

I.2.2 Endurance

On appelle endurance la capacité de résistance à la fatigue des pièces que l'on étudie [2].

I.2.3 Limites de fatigue et d'endurance et résistance à la fatigue

Les limites de fatigue et d'endurance et la résistance à la fatigue sont des termes utilisés pour décrire la capacité d'un métal à subir une charge cyclique, définie comme étant l'amplitude (ou l'étendue) d'une contrainte cyclique appliquée au matériau, le tout sans donner lieu à une rupture de fatigue. Un nombre précis de cycles, est d'ailleurs défini pour représenter cette résistance normalisée [8].

I.2.4 Dommage par fatigue

On appelle dommage par fatigue la modification des caractéristiques d'un matériau, tenant essentiellement à la formation de fissures et résultant de l'application répétée de cycles de contraintes, en dessous de la limite élastique du matériau et pouvant être d'intensité relativement faible. La fatigue engendrée par les chocs et les vibrations ne sera pas abordée dans cette étude.

Le phénomène de fatigue débute par une déformation plastique ϵ_p en premier lieu au niveau des défauts macroscopiques (inclusion, microfissures). Lors de sollicitations répétées, d'intensité plus ou moins importantes, ces défauts se transforment en fissures de plus en plus importantes jusqu'à la rupture de la pièce.

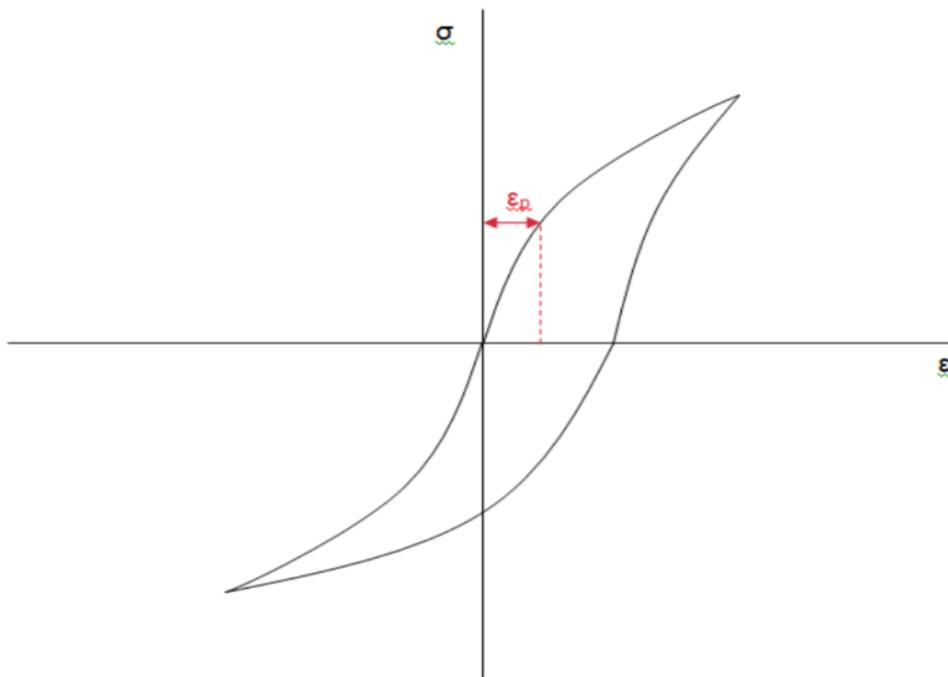


Fig I.1 : Cycle contrainte- déformation du phénomène de fatigue.

Si l'on trace le cycle contrainte- déformation, la boucle d'hystérésis ainsi obtenue est une courbe non fermée dont la forme évolue en fonction du nombre de cycles appliqués. Chaque cycle de contrainte produit un certain dommage et la succession des cycles se traduit par un effet cumulatif.

L'endommagement s'accompagne de modification des propriétés mécaniques et en particulier d'une diminution de la résistance mécanique à la traction R_m .

Le dommage peut-être caractérisé par :

- l'évolution d'une fissure et l'absorption d'énergie de déformation plastique.
- la diminution de la résistance mécanique à la traction R_m .
- la réduction de la limite de la résistance à la fatigue, jusqu'à la valeur critique correspondant à la rupture.
- La variation de la déformation plastique, qui augmente avec le nombre de cycles [3].

I.3 Mécanismes d'endommagement par fatigue

Toute pièce mécanique est soumise, durant son fonctionnement normal, à un certain nombre de sollicitations de causes variables, se traduisant le plus souvent par des variations cycliques de contraintes. L'endommagement par fatigue, mené jusqu'à la ruine, comprend trois périodes d'importance variable selon les matériaux et les caractéristiques de sollicitations:

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

En fait, dans le matériau, des microfissures s'amorcent et se propagent de plus en plus vite (de 10^{-7} mm/cycle à 10^{-3} mm/cycle). Dès que la section résiduelle est trop faible par rapport à la sollicitation, la rupture brutale de la structure s'ensuit [4].

I.4 Essai de fatigue

I.4.1 Contraintes Appliquées

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

La contrainte, prise en compte lors d'un essai de fatigue, est une contrainte globale (calculée par rapport à la section de la pièce d'après la résistance des matériaux et relativement au domaine élastique). Elle est exprimée en N/mm^2 ou en MPa. Figure 2 [4].

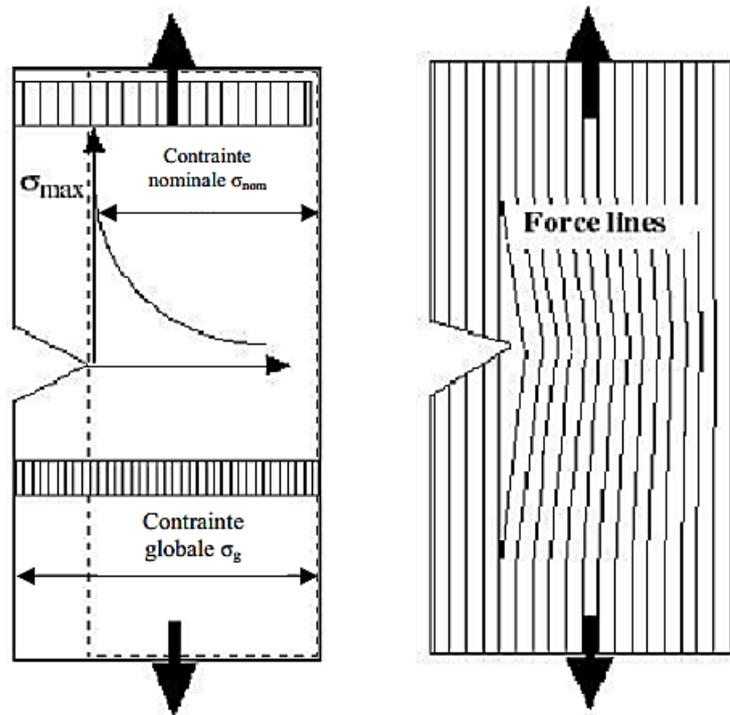


Fig I.2 : Définition des contraintes (maximale, globale, et nominale) [4].

I.4.2 Cycle de contrainte en fatigue

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

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

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

Dans le cadre de ce travail, nous étudions les sollicitations de types sinusoïdales [4].

CHAPITRE I

Généralité sur la fatigue des métaux

On en déduit :

- La contrainte moyenne

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (1.1)$$

- L'amplitude de contrainte

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (1.2)$$

- L'étendue de variation de contrainte

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 2\sigma_a \quad (1.3)$$

- Rapport de charge R

C'est le rapport de la contrainte minimale sur la contrainte maximale. $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ (1.4)

Dans Figure 3, nous présentons les termes et symboles utilisés pour décrire le cycle de contrainte [4].

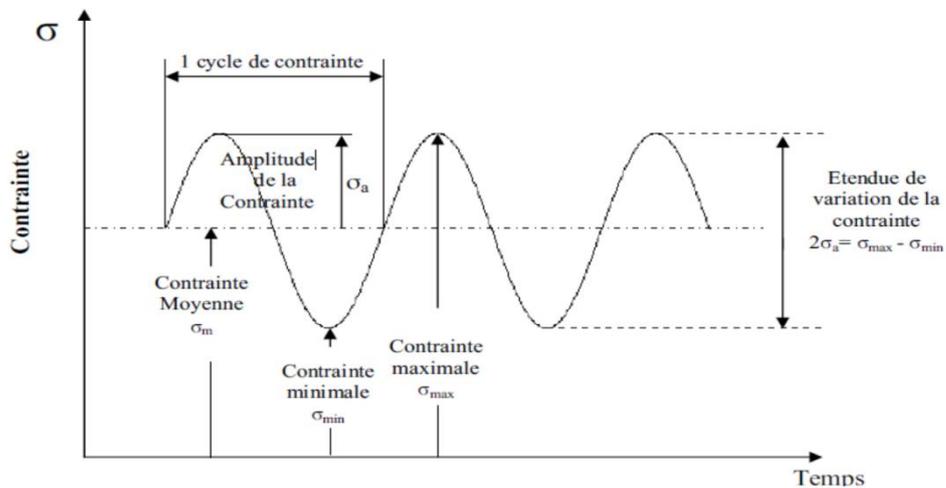


Fig I.3 : cycle de contrainte en fatigue [4].

CHAPITRE I

Généralité sur la fatigue des métaux

Les formes possibles de cycle de contraintes sont présentées dans la Figure 4 :

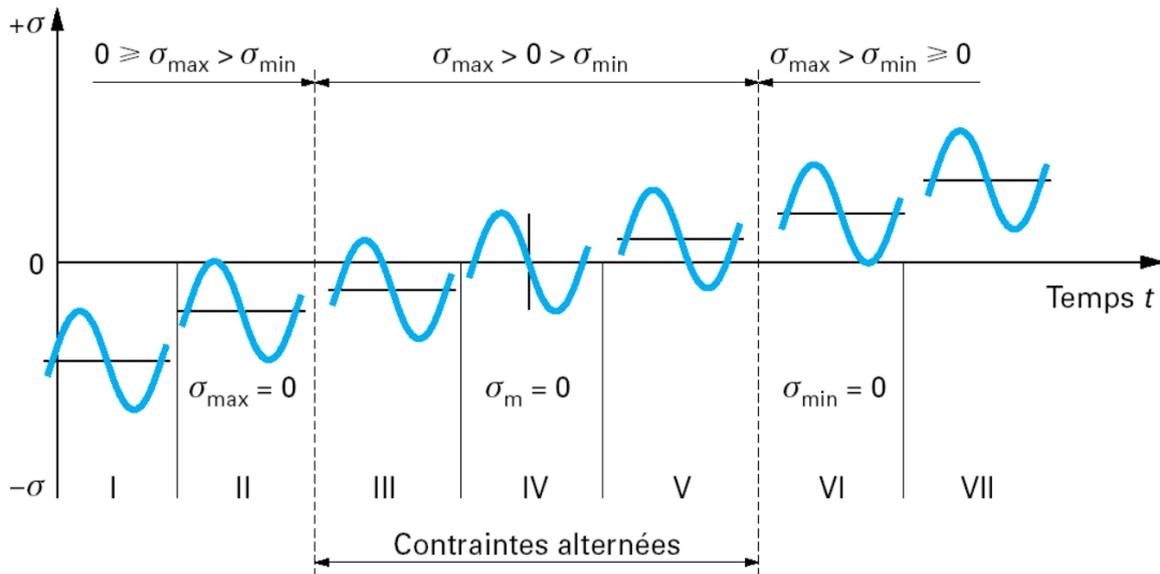


Fig I.4 : Formes de cycle de contraintes

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

I.4.3 Types de cycles de contraintes

On trouve :

- Contrainte purement alternée : contrainte qui varie entre des valeurs égales, dans le sens positif et négatif :
- Contrainte alternée : contrainte qui évolue entre une valeur maximale positive et une valeur minimale négative dont les valeurs absolues sont différentes ($0 < \sigma_m < \sigma_a$).
- Contrainte répétée : contrainte qui varie entre la valeur 0 et une valeur maximale positive, ou entre 0 et une valeur minimale négative ($\sigma_a = \sigma_m$). même signe ($\sigma_m > \sigma_a$).
- Contrainte ondulée : contrainte qui varie entre les valeurs maximale et minimale qui sont de même signe ($\sigma_m > \sigma_a$). [5]

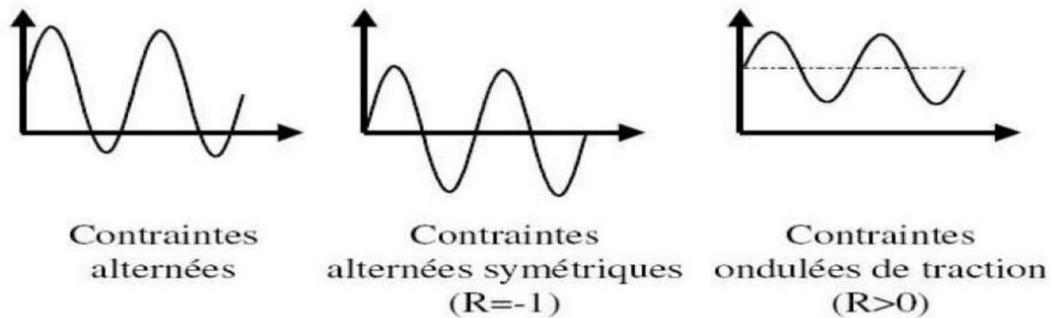


Fig I.5 : Différents types de sollicitations.

I.4.4 Présentation pratique des résultats

Caractérisation

I.4.4.1 Courbe de Wöhler

Courbe de Wöhler La courbe de Wöhler (dite aussi la courbe S-N) représente la relation observée expérimentalement entre la durée de vie N , reportée conventionnellement en abscisse et l'amplitude du cycle contrainte à σ (ou S), reportée en ordonnée. Son tracé est issu d'une analyse statistique d'essais de fatigue. Les essais sont conduits à une valeur donnée de la contrainte moyenne sur un nombre aussi élevé que possible et suivant une méthode appropriée. Ainsi la courbe S-N représente, pour une probabilité de non rupture (en général 50%), la contrainte en fonction du nombre de cycles (à rupture). [9]

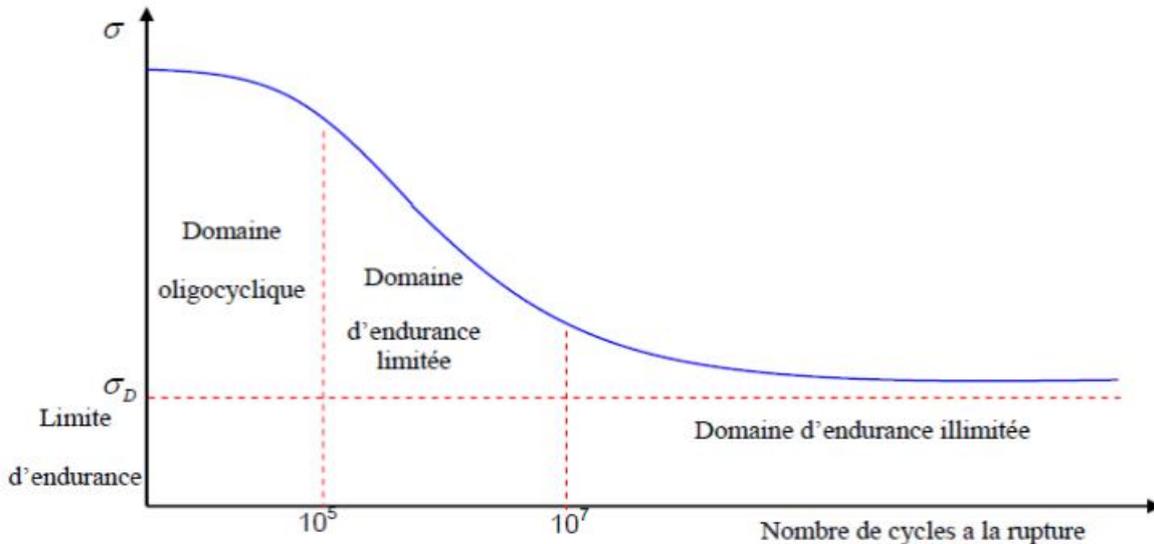


Fig I.6 : Exemple de la courbe de Wöhler et les trois domaines d'endurance

I.4.4.2 Différents domaines d'endurance

Sur la courbe S-N, on peut distinguer trois domaines :

- Le premier se caractérise par le fait que les contraintes dépassent ou avoisinent le niveau de la limite d'élasticité; ce domaine correspond à la fatigue oligocyclique (faible nombre de cycles inférieur à 10^4).

- Le second traduit le domaine d'endurance limitée, la rupture qui intervient apparaît après l'application d'un nombre limité de cycles compris approximativement entre 10^4 et 10^6 selon le matériau; c'est le domaine dans lequel travaillent les structures qui, pour diverses raisons, doivent avoir des masses et des volumes impérativement réduits.

- Le troisième est le domaine d'endurance illimitée; au-dessous d'un certain niveau de contrainte (appelé limite d'endurance) et quel que soit le nombre de cycles effectués, la structure ne peut pas être rompue. [9]

I.4.4.3 Aspect statistique

La courbe de Wöhler est tracée en soumettant successivement une dizaine d'éprouvettes à des contraintes sinusoïdales de différentes amplitudes. L'expérience montre qu'il y a une dispersion considérable dans les résultats, en particulier pour les grandes durées de vie. Pour un niveau de contrainte donné, le rapport entre la valeur maximale et la valeur minimale du nombre de cycles à la rupture peut dépasser 10.

CHAPITRE I

Généralité sur la fatigue des métaux

La dispersion des résultats est liée à l'hétérogénéité des matériaux, aux défauts superficiels, aux tolérances d'usinage et surtout à des facteurs métallurgiques. Parmi ces facteurs, les inclusions sont les plus importantes. La dispersion est due en fait, à ce que l'action de la fatigue dans un métal est en général fortement localisée. Contrairement au cas des charges statiques, seul un petit volume de matériau est concerné. Le taux de fatigue dépend de la taille, de l'orientation et de la composition chimique de quelques grains de matériau qui sont situés dans une zone critique.

Il est par conséquent peu réaliste de vouloir caractériser la tenue en fatigue d'un matériau par une courbe de Wöhler tracée en effectuant un seul essai de fatigue à chaque niveau de contrainte. Il est plus juste de décrire cette tenue par une courbe à caractère statistique, l'axe des abscisses donnant la longévité N_p pour une survie de p pourcent des éprouvettes.

On donne en général la courbe de longévité (ou courbe d'équiprobabilité) médiane (N50, soit survie de 50% des éprouvettes) et parfois les courbes médianes ± 1 à 3 écarts type ou d'autres courbes à isoprobabilité.

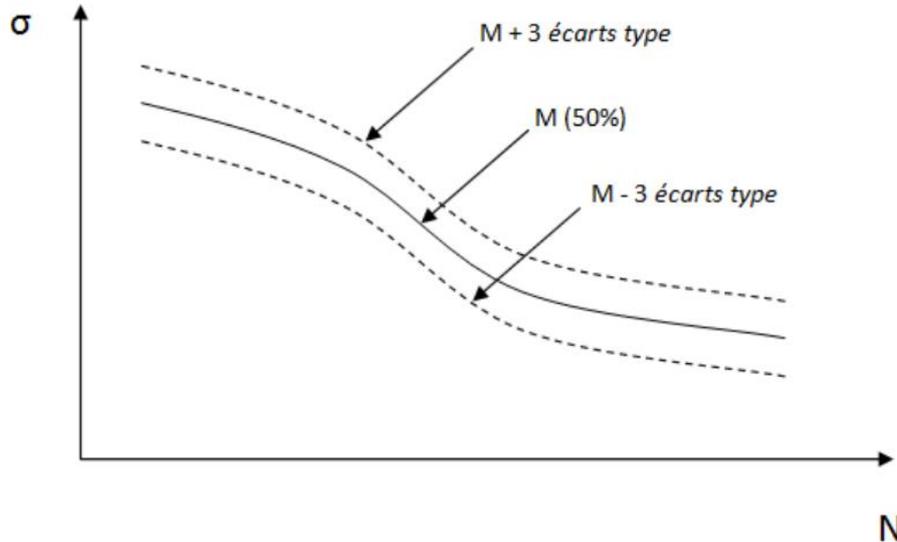


Fig I.7 : courbes de Wöhler à isoprobabilité

Sans précision, la courbe de Wöhler est la courbe médiane [3].

I.4.4.4 Diagramme d'endurance

Pour un matériau et une éprouvette de forme donnée, l'ensemble des limites d'endurance obtenues lorsque l'on fait varier σ_m peut être présenté sur un diagramme appelé diagramme d'endurance, puisque plusieurs auteurs ont plusieurs types de diagrammes.

a. Diagramme de Goodman et diagramme de Haigh

La détermination de la limite d'endurance nécessite de nombreux essais et donc un investissement en temps et en argent.

Considérons un essai à un R et un σ_a donné. Tel que : $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}$ (1.5)

D'où $\sigma_m = \sigma_a \frac{1+R}{1-R}$

Donc, lorsque l'on trouve la limite d'endurance σ_D (R) — qui est une valeur particulière de σ_a , on peut en déduire la valeur σ_m correspondante.

La forme la plus simple est la loi linéaire de Goodman :

$$\sigma_D (R) = \sigma_D (R = -1) \cdot (1 - \sigma_m / R_m) \tag{1.6}$$

On trace cette courbe

- Soit sur un diagramme (σ_m, σ_a) , c'est le diagramme de Haigh,
- Soit sur un diagramme $(\sigma_m, \sigma_{\min})$ et $(\sigma_m, \sigma_{\max})$, soit $[(\sigma_m, \sigma_m - \sigma_a) ; (\sigma_m, \sigma_m + \sigma_a)]$. C'est le diagramme de Goodman.

Sur ces diagrammes, on peut tracer les cas limite $\sigma_a = \sigma_D$ (R).

Ainsi, si l'on est dans un cas donné $(\sigma_m = a ; \sigma_a = b)$,

- On place le point (a ; b) dans le diagramme de Haigh ; si ce point est dans la zone de validation, alors on considère que la conception est validée, que la pièce va résister,
- On place le segment $[(a ; a - b) ; (a ; a + b)]$ — segment centré sur le point (a ; a) — ; si le segment est l'intérieur de la zone de validation, alors on considère que la conception est validée, que la pièce va résister [6].

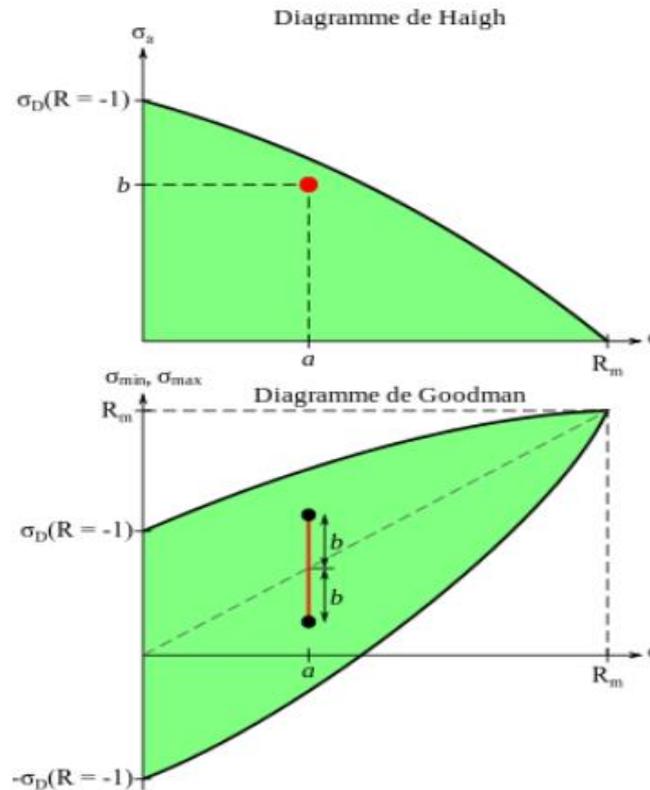


Fig I.8 : diagramme de haigh et diagramme de goodman.

I.5 Facteurs d'influence sur la tenue en fatigue

La résistance à la fatigue d'une pièce quelconque dépend de nombreux facteurs qui peuvent être d'origine mécanique, métallurgique ou liées aux conditions de travail de la pièce [7].

I.5.1 Facteurs métallurgiques

La réalisation d'une pièce passe toujours par des opérations mécaniques et thermiques, qui agissent sur l'état métallurgique du matériau utilisé donc sur ses caractéristiques mécaniques d'utilisation. On peut ranger dans cette catégorie tous les facteurs liés à la nature du métal qui constitue la pièce (composition chimique et structure métallographique), à son élaboration et à sa mise en forme (inclusions, défauts, fibrage), ainsi qu'aux traitements thermiques (structure métallographique et caractéristiques mécaniques subis par le matériau de la pièce). Afin d'évaluer l'influence des différentes opérations mécaniques et thermiques, qui conduisent à l'obtention des caractéristiques mécaniques finales de la pièce sur la tenue en

CHAPITRE I

Généralité sur la fatigue des métaux

fatigue, on peut raisonner à partir de la microstructure de la pièce finale. Les défauts éventuels qui peuvent apparaître lors de ces opérations sont susceptibles de se retrouver au stade final, et de jouer sur la tenue en fatigue [5].

I.5.2 Facteurs liés à l'élaboration du matériau

Le type d'élaboration utilisé pour la fabrication du matériau influe sur sa tenue en fatigue, Les méthodes sidérurgiques les plus fines permettent l'obtention des faibles taux d'inclusion, telles que les refusions sous vide ou sous laitier conduisent à des hautes caractéristiques de fatigue [5].

I.5.3 Facteurs liés à la mise en forme

Lors de la mise en forme à froid, l'acier subit un écrouissage qui a pour effet de morceler les grains et d'engendrer des sous-grains invisibles au microscope optique, ce qui conduit généralement à une augmentation de la charge de rupture et des caractéristiques de fatigue. La comparaison des rapports d'endurance de l'état recuit à l'état étiré permet de déduire que l'augmentation de la tenue en fatigue est liée à l'augmentation de la charge à la rupture [5].

I.5.4 Facteurs liés aux traitements thermiques

Les traitements thermiques permettent la réalisation de la structure finale demandée. Pour les basses valeurs de résistance à la fatigue, exemple dans le cas de l'acier on pourra utiliser des aciers à l'état recuit.

Alors que pour des grandes valeurs un traitement de durcissement devient nécessaire [5].

I.5.5 Facteurs géométriques

L'influence de ces facteurs géométriques intervient à travers les dimensions des pièces (effet d'échelle) et surtout leurs formes (effet d'entaille). Les origines de l'effet d'échelle sont principalement mécaniques, statistiques ou encore technologiques. Pour tenir compte de l'effet d'échelle, il faut introduire le coefficient K_c rapport de la limite d'endurance σ_D . Le coefficient K_c peut être déterminé expérimentalement pour un matériau et une dimension donnée avec σ_{D0} mesurée sur éprouvette de faible diamètre ($5 < d < 10$ mm) [5].

I.5.6 Influence de la fréquence des sollicitations

A cause des frottements internes, il y a un retard de déformation sur la contrainte. Dans le cas des contraintes périodiques, on voit apparaître alors un cycle d'hystérésis de la déformation en fonction de la contrainte dont l'inclinaison varie avec la fréquence des cycles. Si cette fréquence augmente, la déformation plastique maximale atteinte pour une même amplitude de la contrainte diminue et, par suite l'endurance se trouve augmentée. Inversement, si la fréquence diminue, il en sera de même pour l'endurance. Toutefois dans l'absence des échauffements ou de corrosion, la fréquence des vibrations des machines classiques (5 à 100Hz) n'a aucune influence sur la limite d'endurance des aciers [5].

I.5.7 Influence de la température

La limite d'élasticité et la résistance à la traction diminuant lorsque la température s'élève, il en sera de même de la limite d'endurance qui leur est proportionnelle. L'augmentation des possibilités d'écoulement avec l'élévation de température cependant diminue la sensibilité à l'effet d'entaille. C'est pourquoi pour étudier l'effet de l'élévation de la température sur la limite d'endurance à partir des courbes de variation de la résistance à la traction ou de dureté, il faut tenir compte des vitesses de déformation. A plus haute température, il peut y avoir fluage, ce qui entraîne une baisse rapide de la limite apparente d'endurance [5].

I.5.8 Influence de la corrosion

La corrosion peut intervenir de plusieurs manières, En absence de sollicitation dynamique, la corrosion peut entraîner la fissuration progressive des pièces chargées statiquement dans un milieu agressif (corrosion sous contrainte). En présence des efforts dynamiques sur la pièce qui a subi une corrosion préalable, il s'agit dans ce cas de rupture par fatigue seulement. Lorsque la fatigue et la corrosion agissent simultanément ceci conduit à la plus forte diminution de la résistance à la fatigue des matériaux métalliques [5].

I.6 Facteurs liés à la nature des surfaces usinées

I.6.1 Influence de la rugosité

La rugosité est qualifiée par son grand effet sur les propriétés fonctionnelles, telles que la résistance à la fatigue, la fatigue de contact, frottement et l'usure. Les résultats trouvés par plusieurs chercheurs dans le cas du tournage montrent que l'augmentation notable de la fatigue en flexion alternée peut être obtenue par l'usinage de la pièce préchauffée à une température de 300° C. Cette amélioration de la limite en fatigue en flexion est attribuée à la diminution de la rugosité. Les essais conduits par l'auteur de la référence ont montré qu'à partir d'une certaine valeur de rugosité on pourrait obtenir des réductions anormalement élevées de la limite d'endurance. Il convient d'éliminer les rugosités de grande importance dans les pièces sollicitées. Il est toutefois admissible que les rugosités obtenues par rectification sont plus faibles que celles obtenues par tournage (1,3 à 1,8 μm) [5].

I.6.2 Influence de la lubrification durant l'usinage

La lubrification de l'arête de coupe permet d'améliorer l'état de surface, surtout à faible vitesse, en évitant la formation d'une arête rapportée. D'autre part, le mode d'usinage influe notamment sur la température superficielle de la pièce, ce qui affecte l'état de surface. Dans le cas du travail à sec les températures à la surface usinée sont très élevées, et de ce fait peuvent provoquer des effets indésirables à la surface (durcissement ou adoucissement structural) selon la température atteinte [5].

I.7 Conclusion

En conclusion, les essais de fatigue jouent un rôle essentiel dans l'évaluation de la résistance des matériaux et des structures aux chargements cycliques. Ils permettent de comprendre l'endommagement progressif causé par les contraintes répétées et d'estimer la durée de vie en fatigue. Ces essais sont cruciaux pour garantir la résistance et la durabilité des composants soumis à des conditions de chargement variables, et ils servent de base à l'amélioration des modèles de prédiction de l'endommagement de fatigue.

La courbe de Wöhler est essentielle pour évaluer la durée de vie en fatigue des matériaux.

La tenue en fatigue des matériaux est influencée par une multitude de facteurs tels que les variations de chargement, les conditions environnementales, la qualité des matériaux et les traitements thermiques, nécessitant une analyse approfondie et une prise en compte précise de ces paramètres.

Chapitre II

L'estimation de la durée de vie en fatigue

II.1. Introduction

L'estimation de la durée de vie en fatigue est un processus essentiel dans la conception et l'analyse des structures et des composants soumis à des cycles de contrainte répétés. La fatigue se produit lorsqu'un matériau subit des charges cycliques qui peuvent provoquer des fissures et une défaillance progressive au fil du temps. L'estimation de la durée de vie en fatigue consiste à prédire le nombre de cycles de charge qu'un matériau peut supporter avant de se rompre.

Cette estimation repose sur des modèles et de méthodes basés sur les propriétés du matériau, les caractéristiques de la contrainte appliquée et les conditions environnementales. En utilisant des approches telles que les courbes de Wöhler, les méthodes de Miner ou les critères de dommage cumulatif, les ingénieurs peuvent évaluer la résistance à la fatigue d'un matériau ou d'une structure et prendre des décisions éclairées en matière de conception, de maintenance ou de remplacement. L'estimation précise de la durée de vie en fatigue est cruciale pour garantir la fiabilité et la durabilité des produits soumis à des charges répétées, allant des pièces mécaniques aux structures telles que les ponts, les avions et les véhicules.

II.2. La Durée de vie

La durée de vie est généralement mesurée par le nombre de cycles à rupture N . L'exécution de n cycles ($n < N$) entraîne un certain endommagement de la pièce qu'il est important de chiffrer car il détermine sa capacité de vie résiduelle et donc peut indiquer s'il faut ou non remplacer la pièce pour éviter un accident [10].

La durée de vie en fatigue d'un matériau peut être calculée en utilisant différentes approches. Les trois approches courantes sont l'approche en contrainte, l'approche en déformation et la méthode de la mécanique de rupture élastique linéaire (LERM).

II.2.1. Approche en contrainte

L'approche en contrainte consiste à comparer les contraintes cycliques dans le matériau à sa limite de fatigue. La durée de vie en fatigue peut être calculée à l'aide de la loi de Basquin ou de la loi de Goodman, qui relie la contrainte cyclique et le nombre de cycles à la rupture.

II.2.2. Approche en déformation

L'approche en déformation consiste à comparer les déformations cycliques dans le matériau à sa limite de fatigue. La durée de vie en fatigue peut être calculée à l'aide de la loi de Coffin-Manson ou de la loi de Morrow, qui relie la déformation cyclique et le nombre de cycles à la rupture.

II.2.3. Mécanique de rupture élastique linéaire (LERM)

La méthode LERM consiste à calculer les contraintes et les déformations dans le matériau à l'aide d'une analyse de contrainte linéaire et de la théorie de la fracture élastique. La durée de vie en fatigue peut être calculée en utilisant la loi de Paris, qui relie la croissance de la fissure à la contrainte cyclique appliquée et au nombre de cycles.

Il est important de noter que ces approches sont basées sur des hypothèses simplifiées et que la durée de vie réelle en fatigue d'un matériau peut être influencée par de nombreux autres facteurs tels que la température, l'environnement, les contraintes résiduelles et les défauts de fabrication. Par conséquent, il est important de considérer ces facteurs lors de la conception des pièces soumises à des charges cycliques.

II.3. Calcul de durée de vie en fatigue à l'aide de la méthode S-N

En raison de sa mise en œuvre pratique et de la disponibilité de données, la méthode S-N est la méthode la plus utilisée.

II.3.1. Expression analytique de la courbe de Wohler

Diverses expressions ont été proposées pour représenter la courbe de Wöhler, ces équations permettent de déterminer le nombre de cycle à rupture en fonction de la contrainte. La plus ancienne proposée par Wöhler lui-même :

$$\text{Log}N_R = a - b\sigma \quad (2.1)$$

Où a et b sont des constantes déterminées expérimentalement.

CHAPITRE II

L'estimation de la durée de vie en fatigue

Cette expression analytique ne rend pas bien compte d'une branche horizontale ou asymptotique de la courbe S-N complète, mais elle donne une représentation souvent très bonne de la partie moyenne de la courbe [11].

Pour la plupart des matériaux, une relation linéaire entre l'amplitude de la contrainte et le nombre de cycle à rupture est observée lorsque la courbe de Wöhler est représentée sur une double échelle logarithmique. La relation entre l'amplitude de la contrainte et le nombre de cycles à rupture peut alors être exprimée sous la forme suivante :

$$\text{Log} N_R = a - b \log \sigma, \quad (2.2)$$

Soit encore :

$$N_R \sigma^b = A. \quad (2.3)$$

Où a et b sont des constantes du matériau. Cette équation est connue sous le nom d'équation de Basquin.

Pour rendre compte de la courbure et de l'asymptote horizontale, Stromeier a proposé une autre expression en 1914 :

$$\text{Log} N_R = a - b \log(\sigma - \sigma_D) \quad (2.4)$$

Ou encore :

$$N_R (\sigma - \sigma_D)^n = A \quad (2.5)$$

Avec n généralement compris entre 1 et 2. Puis, Bastenaire a proposé en 1971 :

$$(\sigma_R + B) \cdot (\sigma - \sigma_D) e^{A(\sigma - \sigma_D)} = C, \quad (2.6)$$

Avec A , B et C des constantes déterminées à partir de données expérimentales [11].

II.3.1.1. Représentation analytique de la courbe de Wöhler

Diverses expressions ont été proposées depuis le siècle dernier pour décrire la courbe de Wöhler représentative de la résistance à la fatigue d'un matériau, souvent dans la zone d'endurance limitée (la définition de cette courbe ayant d'ailleurs évolué au fil des ans pour passer d'une courbe déterministe à une courbe à caractère statistique).

Comme nous l'avons vu précédemment, la courbe de Wöhler est en général tracée dans des axes semi-logarithmiques ($\text{Log}N$, σ) dans lesquels elle présente une partie (BC) approximativement linéaire (autour d'un point d'inflexion) variable suivant le matériau suivie d'une asymptote à la droite $\sigma = \sigma_D$ [12].

Parmi les nombreuses représentations plus ou moins compliquées et dont aucune n'a un caractère vraiment général, on trouve les suivantes.

A. Relation de Wöhler

$$\sigma = \alpha - \beta \text{Log}N \tag{2.7}$$

Cette relation ne décrit pas la totalité de la courbe puisque σ ne tend pas vers une limite σ_D lorsque N tend vers l'infini. Elle ne représente que la partie BC.

B. Relation de Basquin

La relation proposée par Basquin en 1910 [12] : $\text{Log}\sigma = \alpha - \beta \text{Log}N$ (2.8)

Où : $N\sigma^b = C$ (2.9)

En posant : $\beta = \frac{1}{b}$ et $\rightarrow \text{Log}(c) = \frac{\alpha}{\beta}$

b est quelquefois nommé index de la courbe de fatigue (Figure II-).

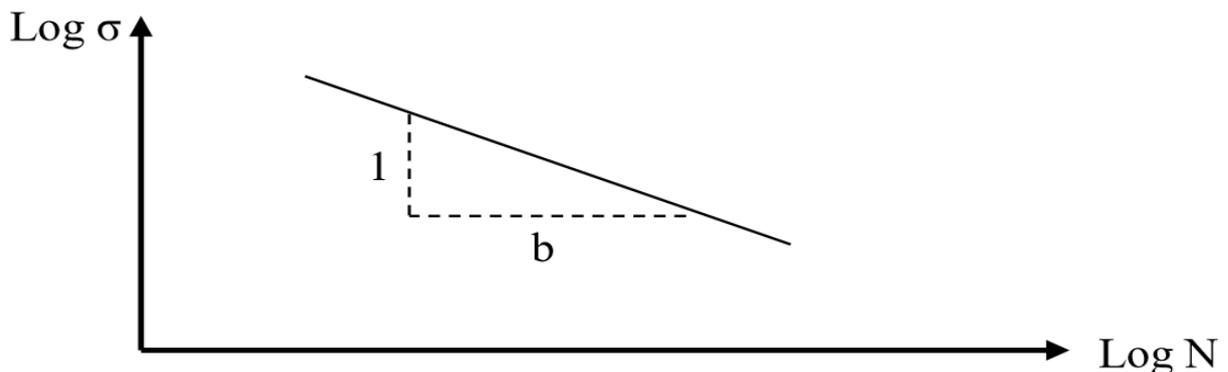


Fig II.9 : Signification du paramètre b de la relation de Basquin.

II.3.2. Estimation de durée de vie en fatigue sous chargement d'amplitude constante

Si une pièce est soumise à des charges d'amplitude modérée d'amplitude constante et de période constante, le concepteur peut utiliser la courbe S-N pour calculer le nombre de ces cycles qui entraîneront la défaillance de la pièce.

II.3.3. Estimation de durée de vie en fatigue sous chargement d'amplitude variable

En pratique, les éléments structuraux sont presque inévitablement sollicités à différents niveaux de charge, il est donc important de comprendre comment évaluer la résistance à la fatigue d'une pièce afin de pouvoir évaluer sa durée de vie restante en termes de dommages cumulés.

II.3.3.1. Cumul des dommages

Le dommage (ou endommagement) est un phénomène progressif qui dépend du niveau de contrainte appliquée et, du nombre d'applications à ce niveau ; d'où le terme de cumul de dommage. Une loi de cumul de dommage est un modèle physique et mathématique permettant d'estimer la durée de vie de la pièce pour des chargements variables [6].

a. La loi linéaire de Miner

Cette loi est sans aucun doute la plus connue et la plus utilisée en bureau d'étude, du fait de sa simplicité. Une des règles les plus anciennes, proposée par Palmgren en 1924 et développée par Miner en 1945 [13].

- **Les hypothèses de loi linéaire de Miner**

Les hypothèses de base de sa loi sont les suivantes :

- **Hyp.1** : Le chargement est une fonction sinusoïdale en fonction du temps.

CHAPITRE II

L'estimation de la durée de vie en fatigue

- **Hyp.2** : C'est la totalité du travail absorbé par le matériau qui engendre sa rupture par fatigue.
- **Hyp.3** : Le diagramme de Goodman modifié est la modélisation du diagramme de Haigh qui représente le plus fidèlement le comportement expérimental des matériaux.
- **Hyp.4** : L'amorçage d'une fissure macroscopique est l'indicateur de ruine du matériau.

Il s'agit d'une loi de cumul linéaire d'endommagement. La variable d'endommagement est supposée égale à la fraction de vie définie par :

$$D = \frac{n}{N} \quad (2.10)$$

Où n est le nombre de cycles effectués et N le nombre de cycles à rupture pour le chargement Considéré.

Si un signal est constitué de k niveaux différents, l'endommagement généré vaut :

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}$$

Où n_i est le nombre de cycles effectués avec un chargement de niveau de contrainte i pour lequel le nombre de cycles à rupture est N_i . La rupture est supposée atteinte quand D vaut une valeur critique D souvent prise égale à 1.

• Les avantages et les inconvénients de la loi

➤ Avantages

- La loi de Miner est simple pour l'application. Elle reste de ce fait la loi la plus utilisée.
- Cette loi n'a aucun paramètre particulier à déterminer : elle nécessite simplement la connaissance de la courbe S-N du matériau [13].

➤ Inconvénients

- La loi de Miner ne prend pas en compte la fraction de vie atteinte (c'est à dire le niveau de l'endommagement du matériau) pour la description du dommage engendré par cycle.

CHAPITRE II

L'estimation de la durée de vie en fatigue

- Elle ne tient pas compte de l'ordre d'apparition des cycles (histoire de chargement). Elle ne décrit donc aucun effet de séquences.
- Elle ne prend pas en compte l'effet endommageant des cycles de petite amplitude (inférieure à la limite d'endurance du matériau) même si ceux-ci sont appliqués que

L'endommagement du matériau soit initié (par un ou plusieurs cycles d'amplitude supérieure à la limite d'endurance).

Cette loi rend bien compte du fait que les niveaux de contraintes inférieurs à la limite d'endurance sont supposés non endommageant. D'autre part, de nombreuses constatations expérimentales ont permis de montrer que les cycles d'amplitude inférieure à la limite d'endurance peuvent causer un dommage non négligeable s'ils sont mixés à d'autres cycles d'amplitude supérieure à cette valeur limite. Différents auteurs ont donc tenté d'améliorer la règle de MINER en prenant en compte l'endommagement dû à certains ou tous les cycles sous la limite d'endurance. Les différentes méthodes proposées sont regroupées ci-dessous :

- Règle de Miner élémentaire

On prolonge, la zone d'endurance illimitée, la droite représentative de la courbe de Wöhler.

- Règle de Miner Modifiée

On effectue la même modification que précédemment mais on ignore les cycles d'amplitude inférieure à la moitié de la limite d'endurance ($0,5 \cdot \sigma_D$).

- Règle de Miner-Haibach

On prolonge la droite représentative de la courbe de Wöhler par une droite de pente plus faible. Haibach propose la valeur de $(2m-1)$ où m est la pente de la droite représentative de la courbe de Wöhler dans le plan $(\log, \log N)$.

Malgré toutes les tentatives pour l'amélioration de la qualité des prédictions de la règle de Miner, elles ne permettent pas de comprendre les mécanismes physiques de l'endommagement, en particulier l'influence des petits cycles et les effets de séquence [13].

b. Loi de Lemaitre-Chaboche

Cette loi proposée par Lemaitre et Chaboche repose sur l'évolution non linéaire du paramètre d'endommagement en fonction du nombre de cycles, ainsi que sa dépendance vis-à-vis du niveau de chargement. Elle prend encore en compte l'effet de petits cycles, dont l'amplitude est inférieure à la limite d'endurance du matériau [14].

Les avantages et les inconvénients de la loi

Avantages

- La loi prend en compte l'histoire de chargement.
- Elle prend en compte les effets de la contrainte moyenne pour tout effort de contrainte.
- La loi est applicable aux sollicitations multiaxiales.
- La loi est applicable aux sollicitations successives et aux chargements de nature différentes.

Inconvénients

- La loi comporte beaucoup de paramètres à déterminer.

L'application s'écrit comme suit :

$$dD = D^{\alpha(\sigma_{max}, \sigma_m)} \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_m}{M(\sigma_m)} \right)^\beta dN \tag{2.11}$$

$$D = 1 - (1 - D)^{\beta+1} \quad \text{et} \quad N = \frac{1}{(\beta+1)(1 - \alpha(\sigma_{max}, \sigma_m))} \left(\frac{\sigma_{max}, \sigma_m}{M(\sigma_m)} \right)^{-\beta}$$

β , α Et M sont des coefficients propres du matériau.

II.3.3.2. Méthode Rainflow de comptage de cycles

Plusieurs méthodes de comptage baptisées Rainflow existent. Elles sont toutes issues de la méthode de comptage des étendues. Toutes ces versions possèdent des nuances algorithmiques (comparaison de deux ou trois étendues successives, traitement du résidu), et elles définissent toutes le cycle de contrainte comme une boucle d'hystérésis fermée dans un diagramme contrainte-déformation. La méthode est aussi appelée "méthode de la goutte d'eau" (Rainflow) ou des "étendues en cascade".

Dans le cadre d'une concertation engagée au niveau national (France) sous l'égide de deux groupes de travail de la Société Française de Métallurgie et des Matériaux GT4 « Fatigue sous chargement d'amplitude variable » et G.T.7 « Informatisation », un consensus a été établi sur la terminologie et la méthodologie Rainflow. La (figure 10) donne une représentation d'une séquence de sollicitation à amplitude variable [13].

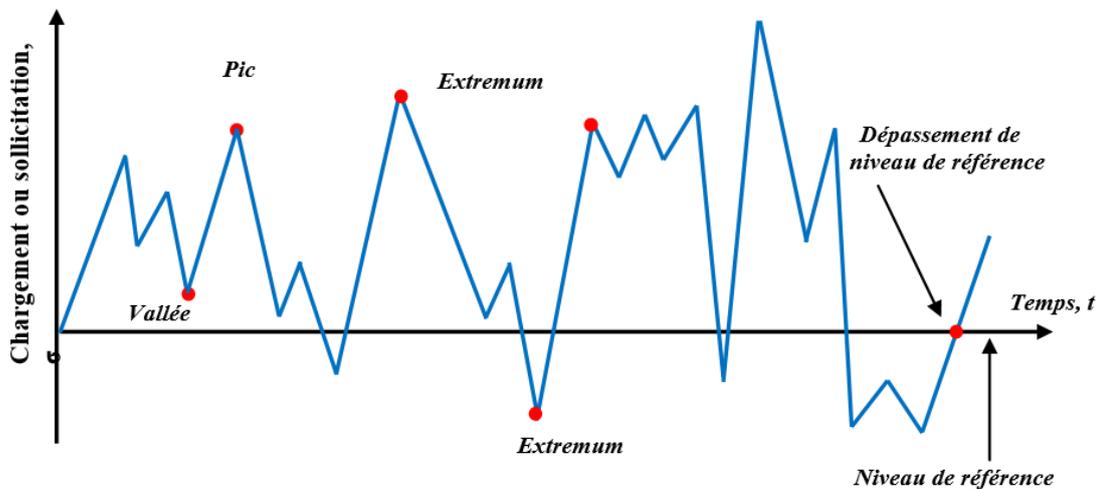


Fig II.10 : Signal uni axial d'amplitude variable

II.4. Fatigue multiaxial

Lorsque nous voulons estimer la résistance d'une pièce mécanique soumise à un chargement complexe, et que la seule référence disponible est la limite de fatigue du matériau en traction, compression, la méthode utilisée consiste à définir une contrainte équivalente pour représenter l'état de contraintes multiaxiales.

La plupart des critères utilisés sont basés sur les critères de plasticité de Von Mises et Tresca.

II.5. Conclusion

Les méthodes de calcul de la durée de vie en fatigue sont essentielles pour évaluer la résistance des matériaux et des structures aux chargements cycliques.

L'utilisation de la courbe S-N (contrainte-nombre de cycles) permet d'estimer la durée de vie en fatigue en se basant sur des essais et des données expérimentales. Cependant, l'analyse de la fatigue multiaxiale nécessite des approches plus avancées pour prendre en compte les effets combinés de différentes contraintes sur la durabilité des matériaux.

Chapitre III

Simulation numérique

III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter la méthode de l'estimation de la durée de vie et l'endommagement en fatigue, ainsi que la méthode de comptage de cycles Rainflow.

Nous allons utiliser l'acier (AISI 1020).

III.2. Les critères de résistance

En résistance des matériaux, on désire parfois rester dans le domaine élastique, on parle alors de critère de résistance. La contrainte de comparaison n'est pas une contrainte réelle existant à un instant donné à l'intérieur d'un solide, mais est utilisée en mécanique pour prédire la rupture. [15]

III.2.1. Critère de Von Mises

Le critère de plasticité permet de se positionner par rapport à la Re :

- Contraintes $\leq Re$: non-plastification, d'où existence d'un potentiel de tenue en fatigue
- Contraintes $> Re$: plastification, potentiel de tenue en fatigue réduit, voire inexistant

Le critère de von Mises est le plus couramment utilisé.

Critère de von Mises :

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (3.1)$$

Où

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2)}$$

Ce critère prend compte des composantes de contraintes en traction, compression et cisaillement pour donner un niveau de contrainte isotrope (le même dans toutes les directions).

Le critère de Von Mises n'indique pas le type de sollicitations : traction, compression, cisaillement, ... [15]

III.2.2. Critère de Tresca

Le critère de Tresca, également connu sous le nom de critère de contrainte tangentielle maximale, est utilisé pour évaluer la résistance d'un matériau à la déformation plastique ou à la rupture en se concentrant sur la contrainte tangentielle maximale. [15]

$$\sigma_e = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_1 - \sigma_3|) \quad (3.2)$$

Par convention, on suppose que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, il devient donc : $\sigma_e = \sigma_1 - \sigma_3$

C'est en **cisaillement** pur que la différence entre les critères de Tresca et Von Mises est maximale. Tresca étant plus conservatif (la limite de contrainte admissible est \leq à Von Mises), il est préférable de l'utiliser en cisaillement pur. Nous rappelons que ces deux critères sont valables seulement pour les matériaux isotropes. [15]

III.3. Etude de l'influence du coefficient de réduction de la résistance à la fatigue sur l'endommagement et sur la durée de vie

III.3.1. Les étapes de simulation

La première étape consiste à faire la recherche par simulation numérique en utilisant SolidWorks pour trouver les contraintes maximales de Von Mises et comparer nos résultats avec celles trouvées expérimentalement.

Nous utiliserons donc certaines caractéristiques et propriétés de l'éprouvette pendant notre travail de simulation (Dimensionnement de l'éprouvette, les propriétés du matériau utilisées, les conditions aux Limites, ...etc).

La 2ème étape est d'étudier l'influence du coefficient de réduction de la résistance à la fatigue sur l'endommagement et sur la durée de vie.

III.3.2. Traction uni-axiale

Considérons un arbre plein avec gorge extérieure soumis à une sollicitation de traction uni-axiale.

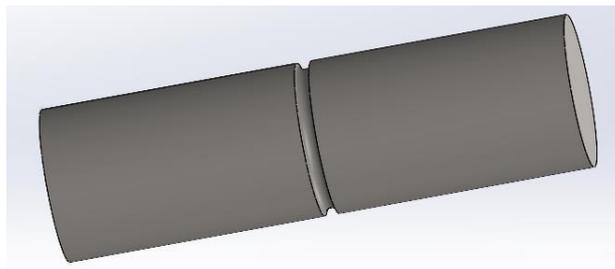


Fig III.11 : modèle de l'éprouvette (un arbre plein avec gorge extérieure)

III.3.3. Calcul statique

III.3.3.1. Solution analytique

Dimensionnement de l'éprouvette :

$$D = 32 \text{ mm} \quad d = 29 \text{ mm} \quad r = 1.5 \text{ mm}$$

D : diamètre extérieure d : diamètre inférieure

La longueur de l'éprouvette est : $L = 110 \text{ mm}$

La contrainte de Von Mises maximale est

$$\sigma_{\max}^{\text{VM}} = K_t \sigma \tag{3.3}$$

K_t : Le coefficient de concentration de contrainte (déterminé à partir de l'abaque 1, annexe I)

σ_0 Est la contrainte de traction appliquée, alors la contrainte nominale au niveau de la gorge est donnée par la relation suivante :

$$\sigma = \frac{\pi D^2}{\pi d^2} \sigma_0 \tag{3.4}$$

Les coefficients de forme : $\frac{r}{t} = 1, \quad \frac{d}{D} = 0.90$

Ce qui donne : $K_t = 2.5$

Le tableau (III. 1) donne les résultats du calcul analytique

σ_0 (Mpa)	$\sigma_{\text{Théo}}^{\text{VM}}$ (Mpa)
40	121.75
80	243.51
100	304.39

Tableau 1 : contraintes de Von Mises calculées analytiquement

III.3.3.2 Simulation numérique

III.3.3.2.1 L’analyse par la méthode des éléments finis

La méthode d'analyse par éléments finis (AEF) constitue une technique numérique fiable d'analyse de conception. Le processus commence par la création d'un modèle géométrique. Pour l'analyse, le modèle doit être subdivisé en petites entités de formes simples (éléments), interconnectées en des points communs (nœuds). Les programmes d'analyse par éléments finis considèrent le modèle comme un réseau d'éléments discrets interconnectés.

La méthode par éléments finis (MEF) permet de prévoir le comportement du modèle en combinant les informations obtenues à partir de tous les éléments qui le constituent.

Le maillage est une étape fondamentale de l'analyse de conception. Le meilleur automatique du logiciel génère un maillage s'appuyant sur une taille d'élément globale, une tolérance globale ainsi que sur les spécifications locales de contrôle du maillage. Le contrôle du maillage vous permet de définir différentes tailles d'élément pour les composants, faces, arêtes et sommets.[16]

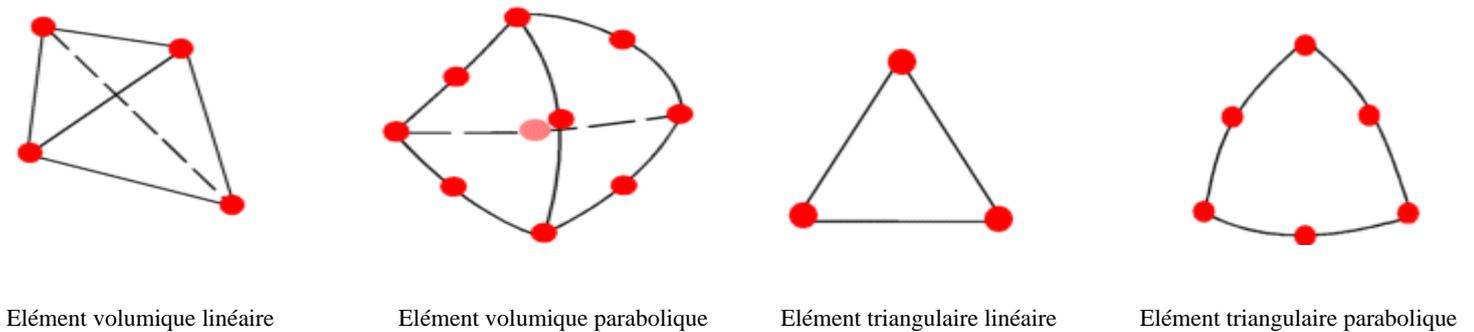


Fig III.12 : Une représentation schématisée des éléments volumiques et triangulaires

III.3.3.2.2 Les conditions aux limites

Nous fixons l'éprouvette en une extrémité pour supprimer les déplacements en trois directions « OX, OY, OZ », Sur l'autre extrémité nous appliquons une pression dans la direction « OY ».

CHAPITRE III

Simulation numérique

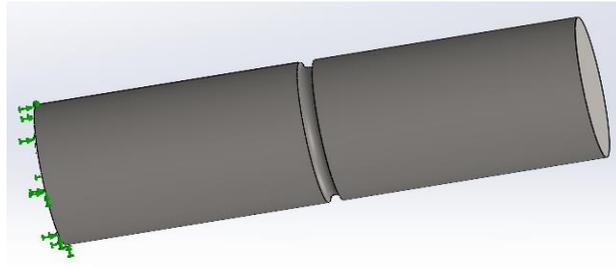


Fig III.13 : condition aux limites de l'arbre en traction

- **Matériau**

Acier (AISI 1020)

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	200000	N/mm ²
Coefficient de Poisson	0.29	S.O.
Module de cisaillement	77000	N/mm ²
Masse volumique	7900	kg/m ³
Limite de traction	420.507	N/mm ²
Limite de compression		N/mm ²
Limite d'élasticité	351.571	N/mm ²
Coefficient de dilatation thermique	1.5e-05	/K
Conductivité thermique	47	W/(m·K)
Chaleur spécifique	420	J/(kg·K)
Rapport d'amortissement du matériau		S.O.

Tableau 2 : les propriétés de l'acier (AISI 1020)

- **Maillage**

Maillage raccordé basé sur la courbure de taille 4.45 mm.

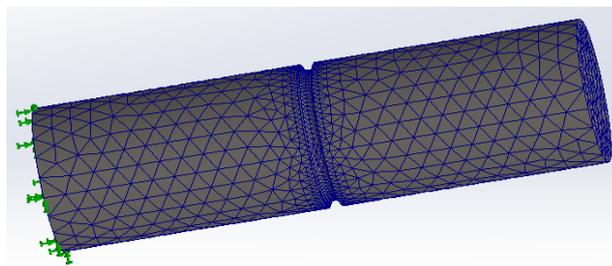


Fig III.14 : résultat du maillage

- **Chargement appliqué**

Nous appliquons une pression dans la direction « OY ».

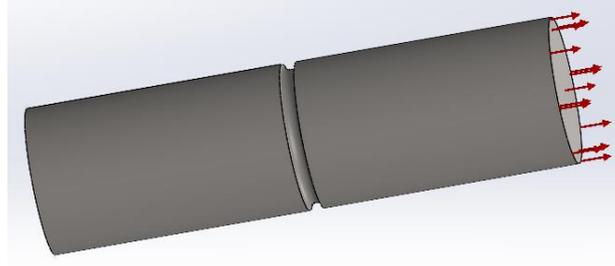


Fig III.15 : Le chargement appliqué

- **Résultats donnée par le logiciel**

Nous montrons sur la figure (III. 16) la distribution de contraintes de Von Mises pour une valeur de contrainte appliquée de 80Mpa.

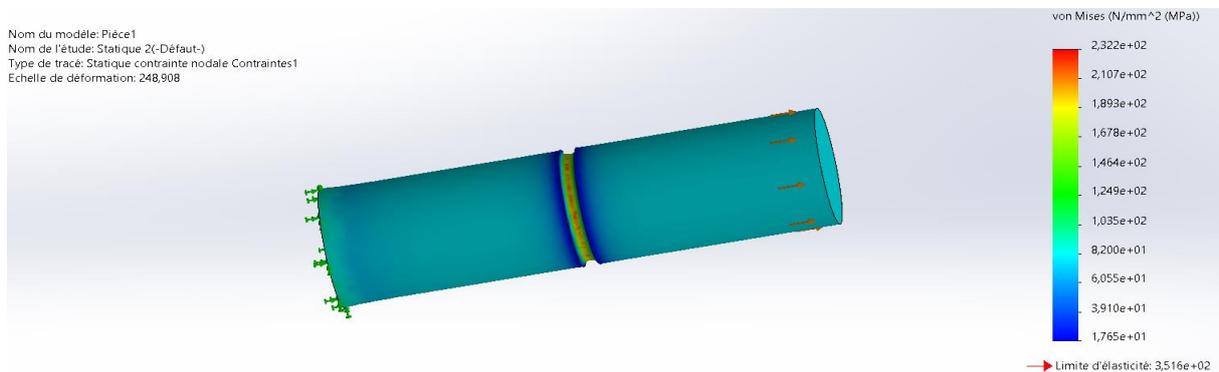


Fig III.16 : contraintes de Von Mises ($\sigma_0=80\text{Mpa}$)

Les résultats obtenus pour les différentes valeurs de σ_0 sont résumés dans le tableau :

$\sigma_0(\text{Mpa})$	$\sigma_{\text{Num}}^{\text{VM}}(\text{Mpa})$	$\sigma_{\text{Théo}}^{\text{VM}}(\text{Mpa})$	Erreur relative (%)
40	116.08	121.75	4.88
80	232.17	243.51	4.88
100	290.21	304.39	4.88

Tableau 3 : valeur de $\sigma_{\text{Num}}^{\text{VM}}$, $\sigma_{\text{Théo}}^{\text{VM}}$ et erreur relative (%)

CHAPITRE III

Simulation numérique

Nous voyons que les résultats trouver numériquement sont proches des résultats obtenus analytiquement.

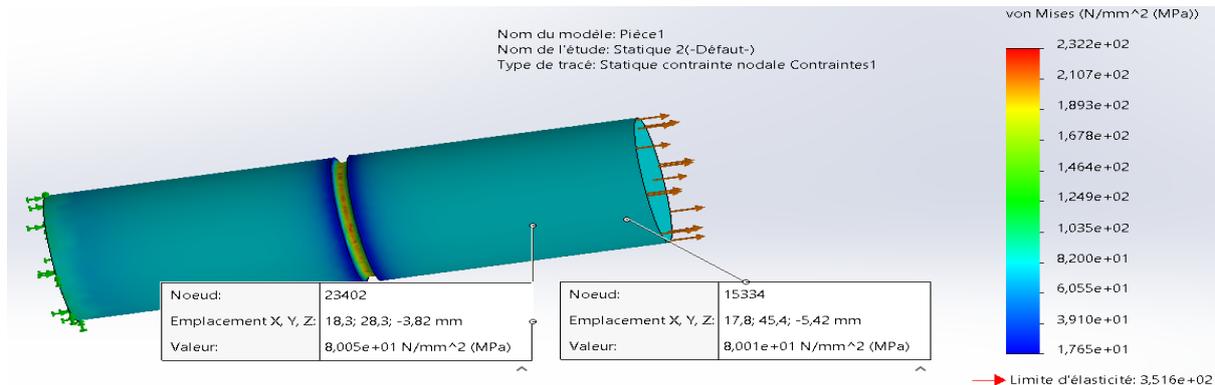


Fig III.17 : contraintes de Von Mises loin de la gorge ($\sigma_0=80\text{Mpa}$)

La contrainte équivalant de Von Mises égale à la contrainte appliquée dans les zones qui se trouve loin des zones de concentration de contraintes.

III.3.4 Étude de fatigue

Nous pouvons déterminer l'endommagement et le nombre de cycle à rupture par une étude de fatigue.

Pour faire une étude de fatigue il faut d'abord passer par une étude statique dont les contraintes de Von Mises sont inférieures à la limite d'élasticité.

III.3.4.1 Propriété de l'étude de fatigue

Le chargement considéré est sinusoïdal d'amplitude constante.

Nous choisissons le nombre de cycle $n = 4 \times 10^4$ cycles.

La contrainte alternée est définie à partir de la contrainte équivalente de Von Mises.

Le coefficient de la réduction de la tenue en fatigue est $K_p = 1$.

La courbe S-N utilisée est celle de l'acier (AISI 1020) donnée dans la bibliothèque du logiciel de simulation.

CHAPITRE III

Simulation numérique

Les résultats de simulation sont illustrés sur les figures (III. 18) et (III. 19).

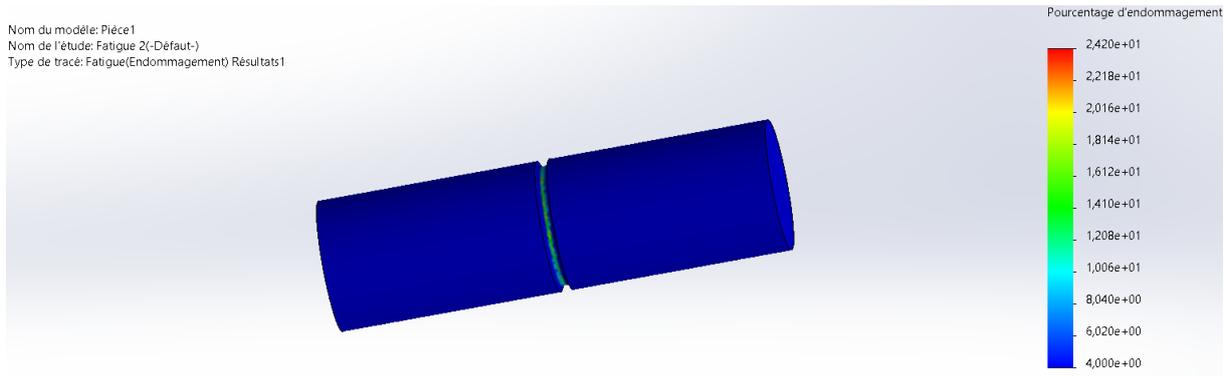


Fig III.18 : pourcentage d'endommagement ($\sigma_0=80\text{Mpa}$, $n = 4 \times 10^4$ cycles, $K_p = 1$)

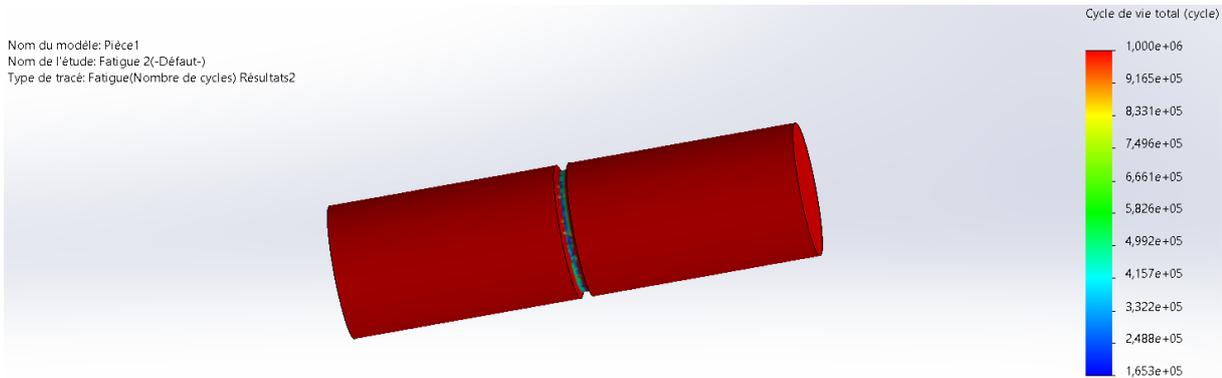


Fig III.19 : cycle de vie total (cycle) ($\sigma_0=80\text{Mpa}$, $K_p = 1$)

Les résultats de l'étude de fatigue obtenus pour les différentes valeurs de σ_0 sont résumés dans le tableau :

σ_0 (Mpa)	$\sigma_{\text{Num}}^{\text{VM}}$ (Mpa)	D_{max} (%)	D_{min} (%)	N_{max} (cycles)	N_{min} (cycles)
40	116.08	4.004	4	1.001×10^6	10^6
80	232.17	24.19	4	10^6	1.65×10^5
100	290.21	60.51	4	10^6	6.60×10^4

Tableau 4 : endommagement-durée de vie, ($K_p = 1$)

CHAPITRE III

Simulation numérique

Nous constatons que l'endommagement maximum se trouve dans les zones de concentration des contraintes.

Quand les contraintes alternées partout dans le modèle sont inférieures à la valeur minimale de la courbe S-N ça n'entraîne aucun dommage.

Nous changeons la valeur de $K_p = 0.9$ Les résultats sont illustrés sur les figures (III. 20) et (III. 21).

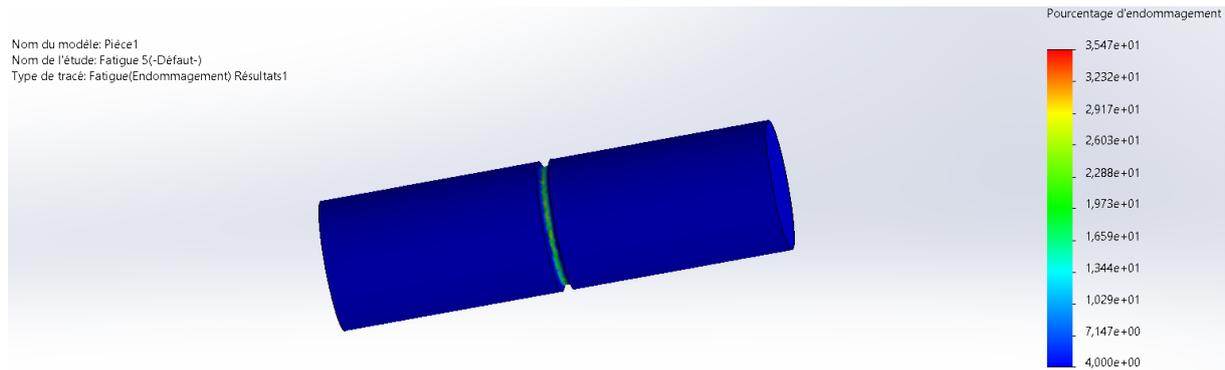


Fig III.20 : endommagement ($\sigma_0=80\text{Mpa}$, $K_p = 0.9$)

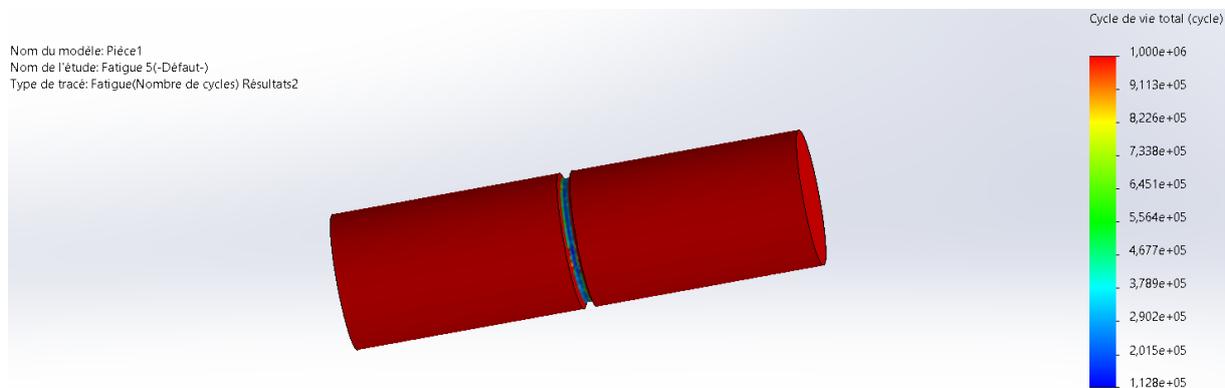


Fig III.21 : cycle de vie total (cycle) ($\sigma_0=80\text{Mpa}$, $K_p = 0.9$)

Les résultats de l'étude de fatigue obtenus pour les différentes valeurs de σ_0 sont résumés dans le tableau (III. 5).

CHAPITRE III

Simulation numérique					
σ_0 (Mpa)	σ_{Num}^{VM} (Mpa)	D_{max} (%)	D_{min} (%)	N_{max} (cycles)	N_{min} (cycles)
40	116.08	4.004	4	1.001×10^6	10^6
80	232.17	35.46	4	10^6	1.12×10^5
100	290.21	92.86	4	10^6	4.30×10^4

Tableau 5 : endommagement-durée de vie, ($K_p = 0.9$)

L'influence de K_p sur l'endommagement et la durée de vie est très considérable.

Pour les contraintes de Von Mises de 232.17 Mpa et 290.21 Mpa l'endommagement augmente et le cycle de vie totale diminue en diminuant le K_p .

Le K_p n'influence pas sur l'endommagement non plus sur le cycle de vie totale dans le cas de contrainte de Von Mises égale à 116.08 Mpa.

III.4. Etude d'un tube épais soumis à deux pressions : interne P_i et externe P_e

III.4.1. Calcul statique

Nous considérons le problème de détermination des contraintes dans un tube infiniment long du rayon r compris entre le rayon interne r_i et le rayon externe r_e sous une pression interne et externe.

Le type de modèle : linéaire élastique isotropique

III.4.1.1. Solution analytique

On pose : $\frac{P_e}{P_i} = \alpha$

Les composantes des déplacements \vec{U} , déformation $\vec{\epsilon}$ et contrainte $\vec{\sigma}$ sont données dans le système de coordonnées cylindriques (r, θ, z) .

a) Distribution des déplacements, déformations et contraintes

Le tube est supposé homogène, c'est-à-dire constitué du même matériau en tout point.

Le tube est supposé infiniment long ce qui implique que $U_z = 0$

Considérations de symétrie :

CHAPITRE III

Simulation numérique

La géométrie et le chargement présentent une symétrie de révolution autour de l'axe e_z , ainsi qu'une invariance par translation le long de e_z

La géométrie et le chargement sont invariables par rotation autour de l'axe e_z .

On déduit en particulier que le champ de déplacement présente une symétrie de révolution. Il ne dépend a priori que de la variable r . On le cherche sous la forme :

$$\vec{U} = U(r) \vec{e}_r \quad (3.5)$$

Les composantes du tenseur des déformations dans la base $(\vec{e}_r, \vec{e}_\theta, \vec{e}_z)$ sont données par :

$$\varepsilon_{rr} = \frac{\partial U_r}{\partial r}, \quad \varepsilon_{\theta\theta} = \frac{U_r}{r}, \quad \varepsilon_{zz} = 0$$

$$\varepsilon_{r\theta} = \varepsilon_{rz} = \varepsilon_{\theta z} = 0$$

La loi de Hooke généralisée est donnée par :

$$\sigma_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij} + \lambda \text{tr}(\varepsilon) \delta_{ij} \quad (3.6)$$

Ou : $\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}$ et $\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$

Ce qui implique que :

$$\sigma_{rr} = (2\lambda + \mu) \frac{dU_r}{dr} + \lambda \frac{U_r}{r}$$

$$\sigma_{\theta\theta} = (2\lambda + \mu) \frac{U_r}{r} + \lambda \frac{dU_r}{dr}$$

$$\sigma_{zz} = \lambda \left(\frac{dU_r}{dr} + \frac{U_r}{r} \right)$$

$$\sigma_{r\theta} = \sigma_{\theta z} = \sigma_{zr} = 0$$

On se limitant aux composantes de contraintes non nul, et en l'absence de force volumique, les équations d'équilibre se réduisent à :

$$\frac{d\sigma_{rr}}{dr} + \frac{1}{r} (\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}) = 0 \quad (3.7)$$

En substituant les valeurs de contraintes dans l'équation d'équilibre, on obtient l'équation différentielle régissant la fonction $U(r)$:

$$r^2 \frac{d^2 U_r}{dr^2} + r \frac{dU_r}{dr} - U_r = 0$$

CHAPITRE III

Simulation numérique

L'équation précédente s'intègre en $U_r(r) = Ar + \frac{B}{r}$

Ou A et B sont deux constantes d'intégrations déterminées à partir des conditions aux limites suivantes :

$$\sigma_{rr}(r=r_i) = -p_i \quad (3.8)$$

$$\sigma_{rr}(r = r_e) = -p_e \quad (3.9)$$

$$A = \frac{(p_e - p_i)R_2^2}{2(\lambda + \mu)[R_1^2 - R_2^2]} - \frac{P_i}{2(\lambda + \mu)} \quad (3.10)$$

$$B = \frac{(p_e - p_i)(R_1 R_2)^2}{2\mu [R_1^2 - R_2^2]} \quad (3.11)$$

Les composants non nuls du tenseur des contraintes de Cauchy sont :

$$\sigma_{rr} = 2(\lambda + \mu)A - 2\mu \frac{B}{r^2} \quad (3.12)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = 2(\lambda + \mu)B + 2\mu \frac{B}{r^2} \quad (3.13)$$

$$\sigma_{zz} = 2\lambda.A \quad (3.14)$$

Dans le cas ou $P_e=0$, on trouve que :

$$A = \frac{(-p_i)R_2^2}{2(\lambda + \mu)[R_1^2 - R_2^2]} - \frac{P_i}{2(\lambda + \mu)}$$

$$B = \frac{(-p_i)(R_1 R_2)^2}{2\mu [R_1^2 - R_2^2]}$$

B) Dimensionnement du tube :

Considérons un tube en acier (AISI 1020) de rayon externe $r_e=30$ et de rayon interne $r_i=25$ soumis à deux pressions, interne (P_i) et externe (P_e).

Le coefficient de sécurité a pour but de prendre une marge de sécurité entre le calcul théorique et la réalité. Pour avoir une condition de résistance d'un matériau, on prend théoriquement une contrainte qui ne dépasse pas la limite élastique (pour éviter toute déformation plastique permanente).

en utilisant le critère de plasticité de Von Mises, la contrainte équivalente est donnée par :

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{rr}^2 + \sigma_{\theta\theta}^2 + \sigma_{zz}^2 - (\sigma_{rr}\sigma_{\theta\theta} + \sigma_{rr}\sigma_{zz} + \sigma_{zz}\sigma_{\theta\theta})} \quad (3.15)$$

Considérons un tube en acier (AISI 1020) de rayon externe $r_e=30$ et de rayon interne $r_i=25$ soumis à une pression interne $P=40\text{Mpa}$

Résultats

Les figures montrent les variations de contraintes de Von Mises en fonction du rayon

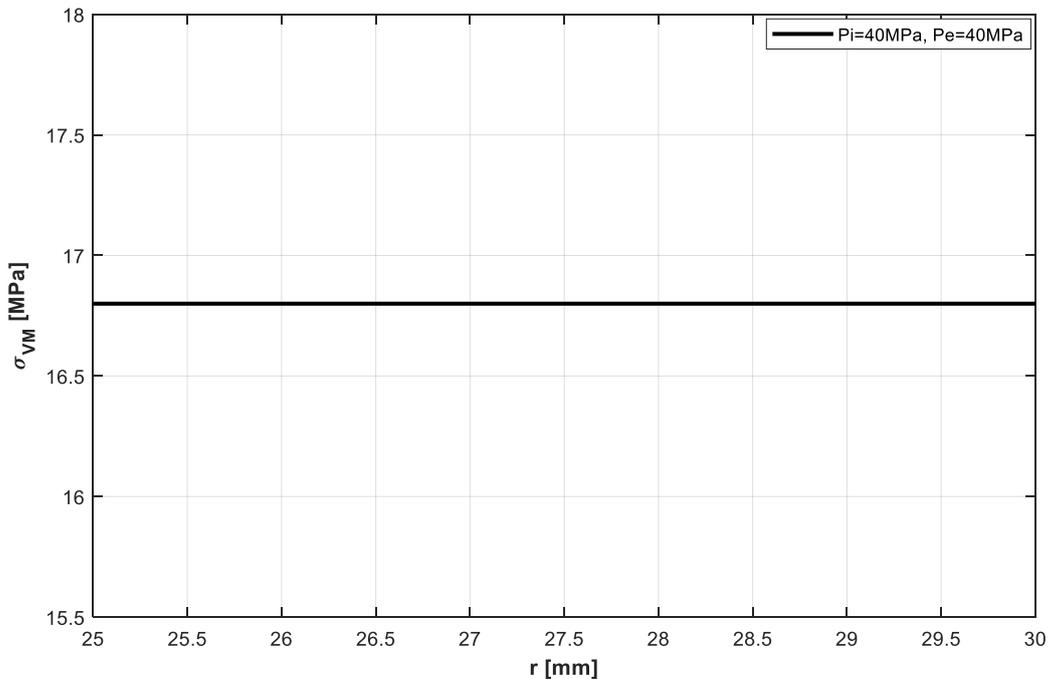


Fig III.22 : $P_e=P_i=40\text{Mpa}$ ($\alpha=1$).

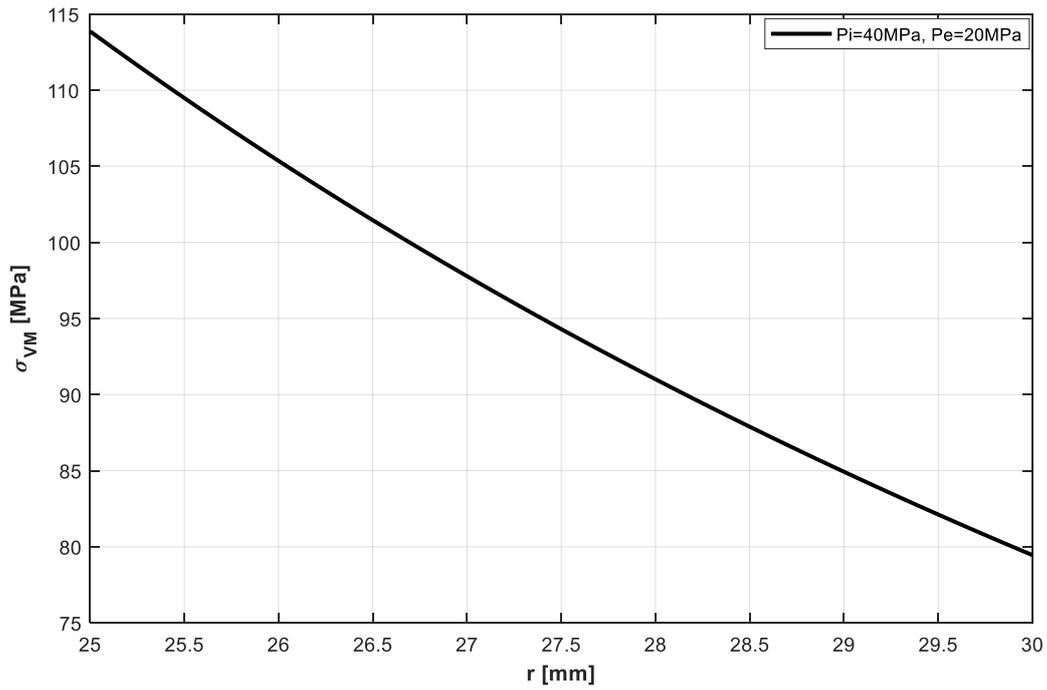


Fig III.23 : $P_e=20$; $P_i=40\text{Mpa}$ ($\alpha=0.5$).

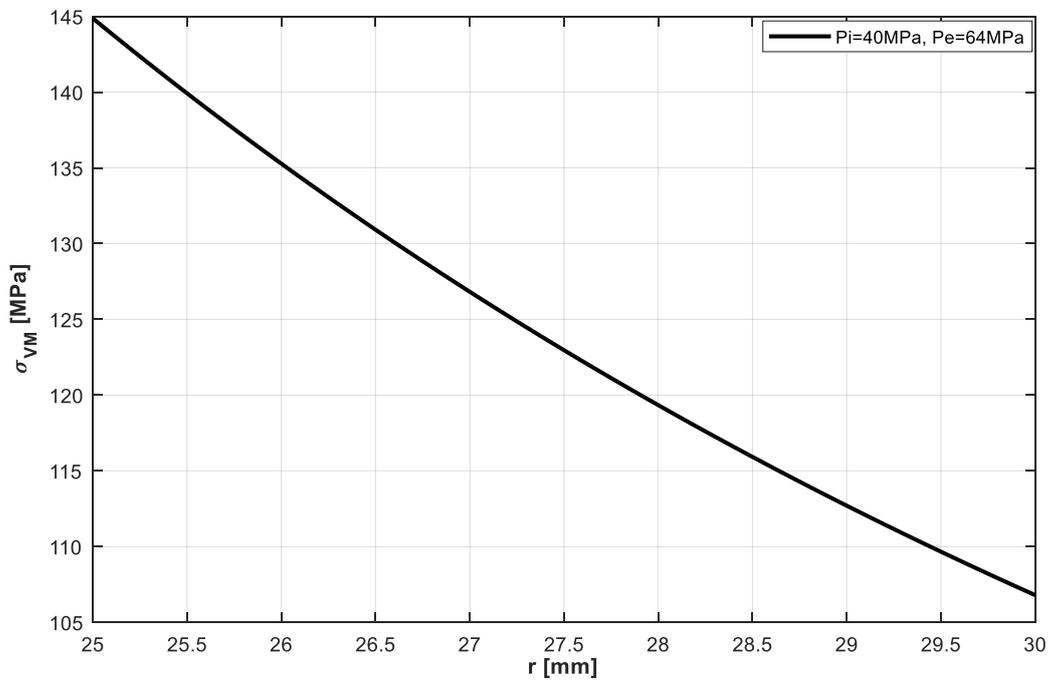


Fig III.24 : $P_e=64\text{Mpa}$; $P_i=40\text{Mpa}$ ($\alpha=1.6$)

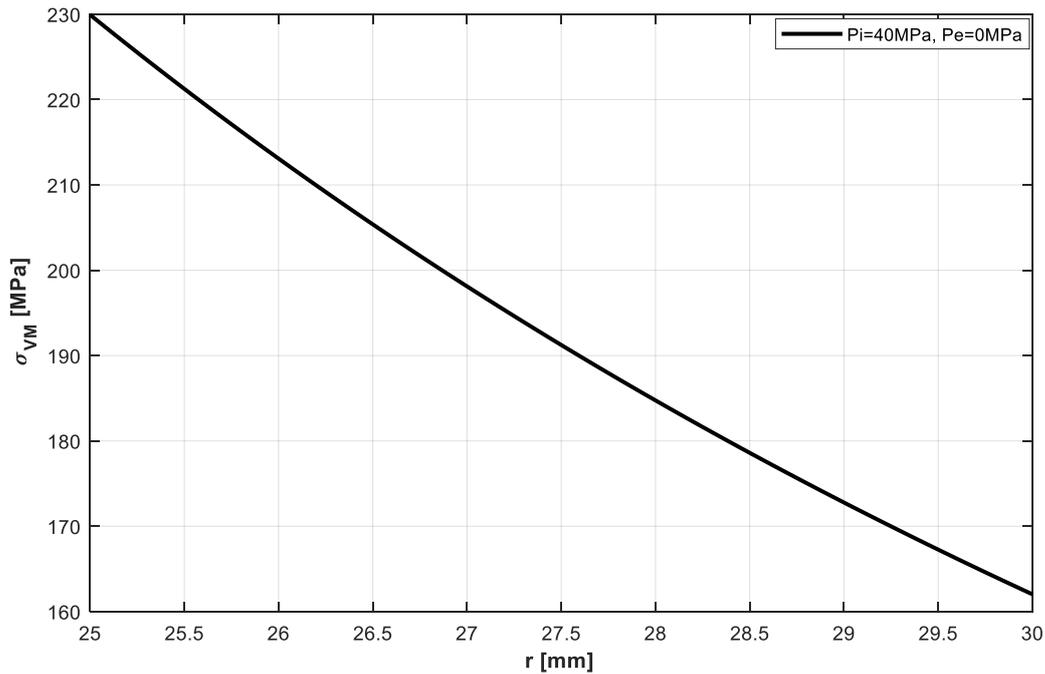


Fig III.25 : $Pe=0$; $Pi=40Mpa$ ($\alpha=0$).

III.4.1.2 Simulation numérique

Dans le cas d'un tube infiniment long, les déplacements selon l'axe Z sont nuls, et comme notre tube a une longueur définie de $L=200mm$, nous allons résoudre le problème en faisant une étude statique en 3D et en imposant un déplacement nul aux extrémités du tube.

Dans le cas ou $\frac{Pe}{Pi} = \alpha$

Nous montrons sur la figure la distribution des contraintes de Von Mises pour une valeur de contraintes appliquées de $Pi = 40Mpa$, $Pe = 20Mpa$.

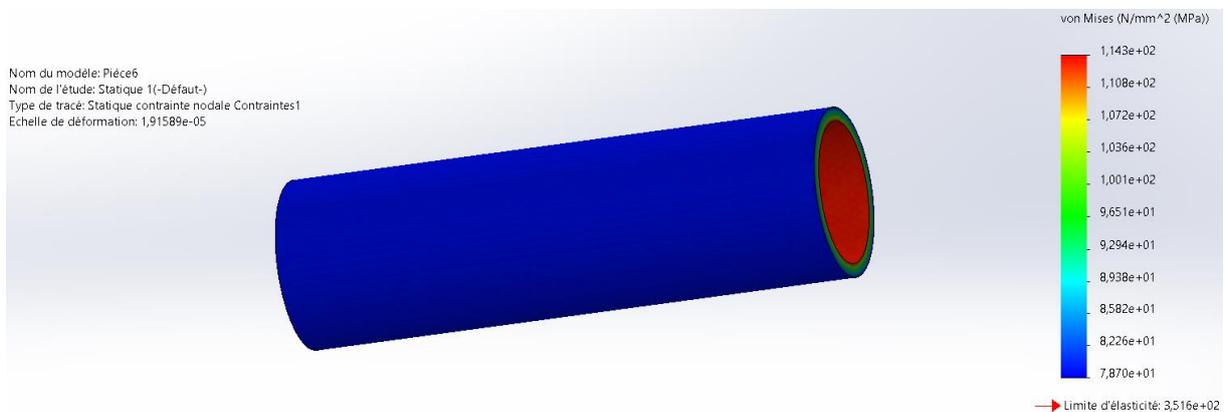


Fig III.26 : contraintes de Von Mises ($Pi=40Mpa$, $Pe=20Mpa$)

CHAPITRE III

Simulation numérique

La comparaison entre le résultat analytique et numérique est donnée dans le tableau (III. 6)

α_i \ Contraintes	σ_{Num}^{VM} (Mpa)		$\sigma_{Théo}^{VM}$ (Mpa)		Erreur relative (%)	
	Max	Min	Max	Min	pour Max	pour Min
$\alpha_1=1 \Rightarrow P_i=40\text{Mpa}$ $P_e=40\text{Mpa}$	17.00	17.00	16.8	16.8	1.1	1.1
$\alpha_2=0.5 \Rightarrow P_i=40\text{Mpa}$ $P_e=20\text{Mpa}$	114.31	78.70	113.87	79.45	0.3	0.9
$\alpha_3=1.6 \Rightarrow P_i=40\text{Mpa}$ $P_e=64\text{Mpa}$	145.32	107.75	144.87	106.79	0.3	0.8

Tableau 6 : résultats analytique, numérique et l'erreur relative (%)

Dans le cas ou $P_e=0$,

Nous montrons sur la figure la distribution des contraintes de Von Mises pour une valeur de contrainte appliquée de 40Mpa

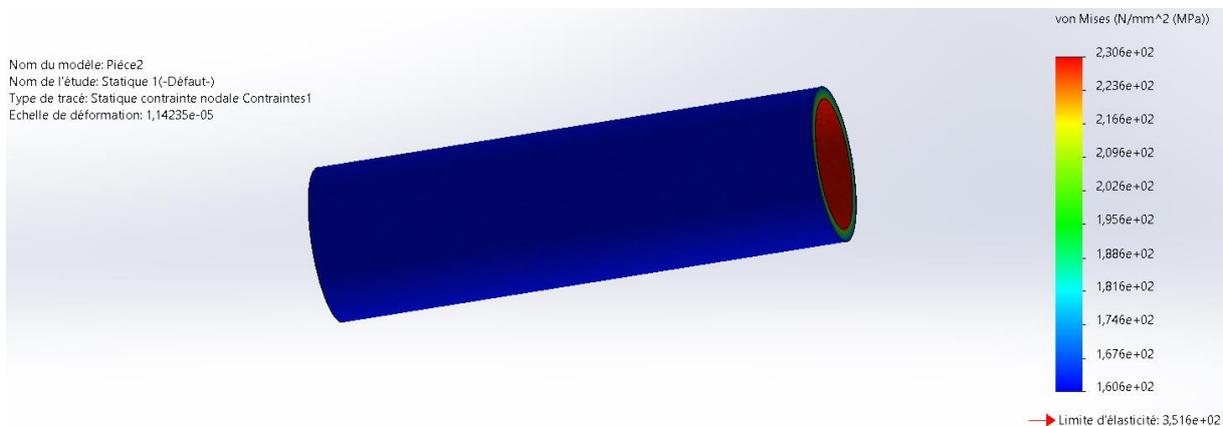


Fig III.27 : contraintes de Von Mises ($\sigma_0=40\text{Mpa}$)

La comparaison entre le résultat analytique et numérique est donnée dans le tableau (III. 7)

Contraintes	σ_{Num}^{VM} (Mpa)	$\sigma_{Théo}^{VM}$ (Mpa)	Erreur relative (%)
Maximale	230.61	229.94	0.2
minimale	160.62	162.02	0.8

Tableau 7 : résultats analytique, numérique et l'erreur relative (%)

III.4.2. Etude de fatigue

Le chargement variable se réfère à des conditions dans lesquelles un matériau ou une structure est soumise à des cycles de chargement qui varient en amplitude et en fréquence.

Le comptage Rainflow est une méthode couramment utilisée pour analyser et quantifier ces variations de chargement. Il identifie les cycles de contrainte ou de déformation à partir d'un signal donné, en enregistrant les valeurs maximales et minimales ainsi que les points d'inversion.

Cette technique permet de prédire la durée de vie des structures soumises à des charges complexes.

La représentation graphique de ce chargement est donnée sur la figure (III. 28).

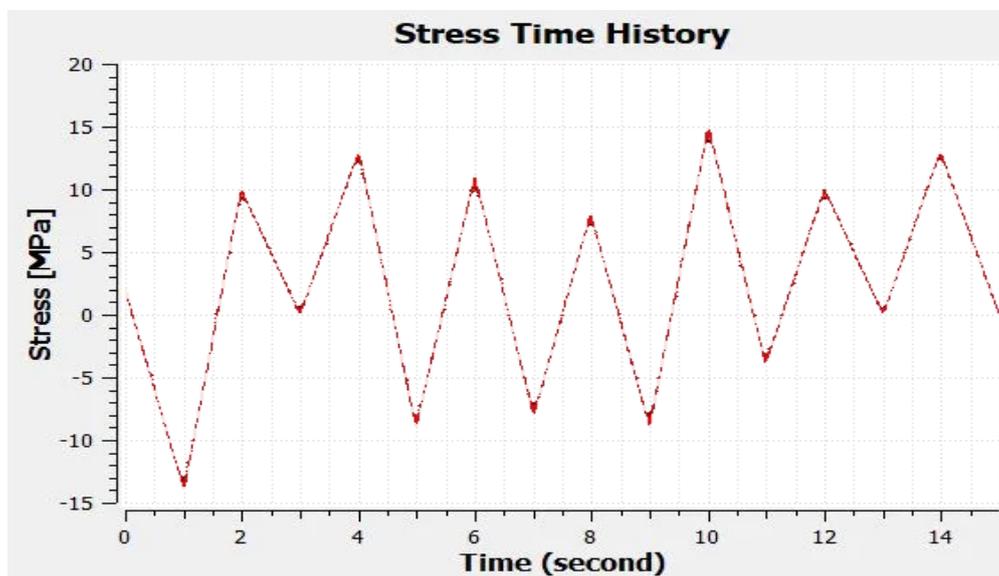


Fig III.28 : La représentation graphique du chargement

Les différentes propriétés de cette étude sont les suivantes :

Le nombre de répétition : $n=1000$.

L'instant de début : 0 Sec.

Le nombre de cycles élémentaire égale à $n_r=15$, ça veut dire que le chargement équivalent obtenu par cette méthode est subdivisé en 15 blocs de chargement avec des amplitudes constantes.

Un filtre pour les cycles d'amplitude inférieur à 5% de l'amplitude max.

Une correction de la contrainte moyenne par la méthode de Soderberg.

Les résultats de simulation sont illustrés sur les figures (III. 29) et (III. 30).

CHAPITRE III

Simulation numérique

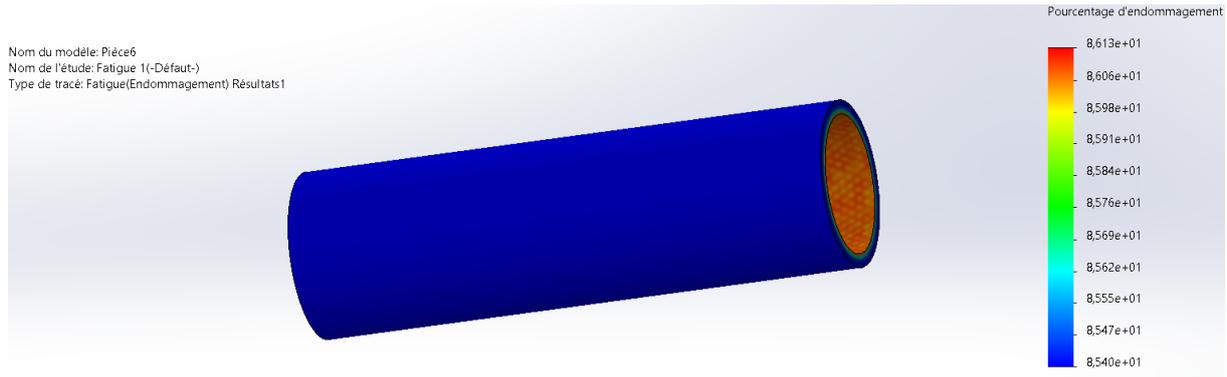


Fig III.29 : endommagement

Nous constatons que l'endommagement maximum égal à 86.13 % et l'endommagement minimum égal à 85.40 %.

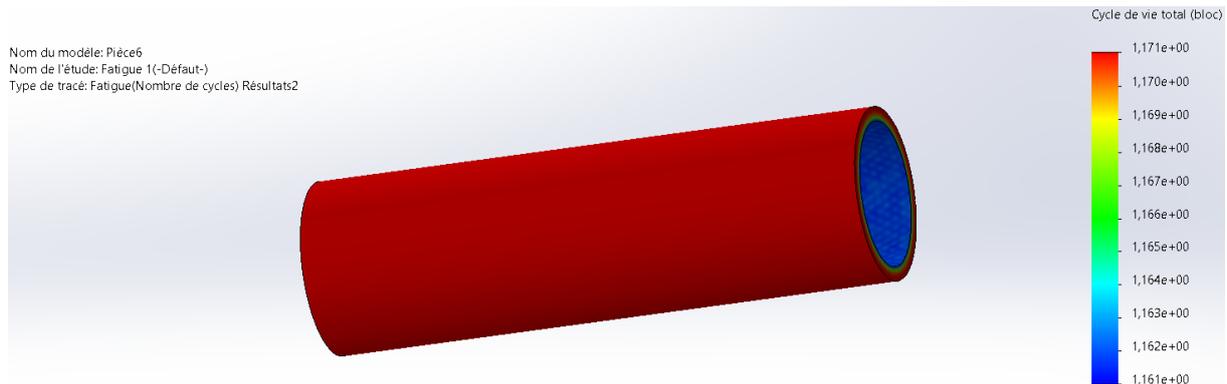


Fig III.30 : cycle de vie total (bloc)

σ_0 (Mpa) α_i	σ_{Num}^{VM} (Mpa)	D_{max} (%)	D_{min} (%)	N_{max} (cycles)	N_{min} (cycles)
$\alpha_1=1 \Rightarrow P_i=40\text{Mpa}$ $P_e=40\text{Mpa}$	17.00	85.49	85.40	1.17	1.17
$\alpha_2=0.5 \Rightarrow P_i=40\text{Mpa}$ $P_e=20\text{Mpa}$	114.30	86.11	85.40	1.17	1.16
$\alpha_3=1.6 \Rightarrow P_i=40\text{Mpa}$ $P_e=64\text{Mpa}$	145.20	87.6	85.40	1.17	1.14

Tableau 8 : endommagement-durée de vie

CHAPITRE III

Simulation numérique

Les figures (III. 31) et (III. 32) montrent les résultats matriciels

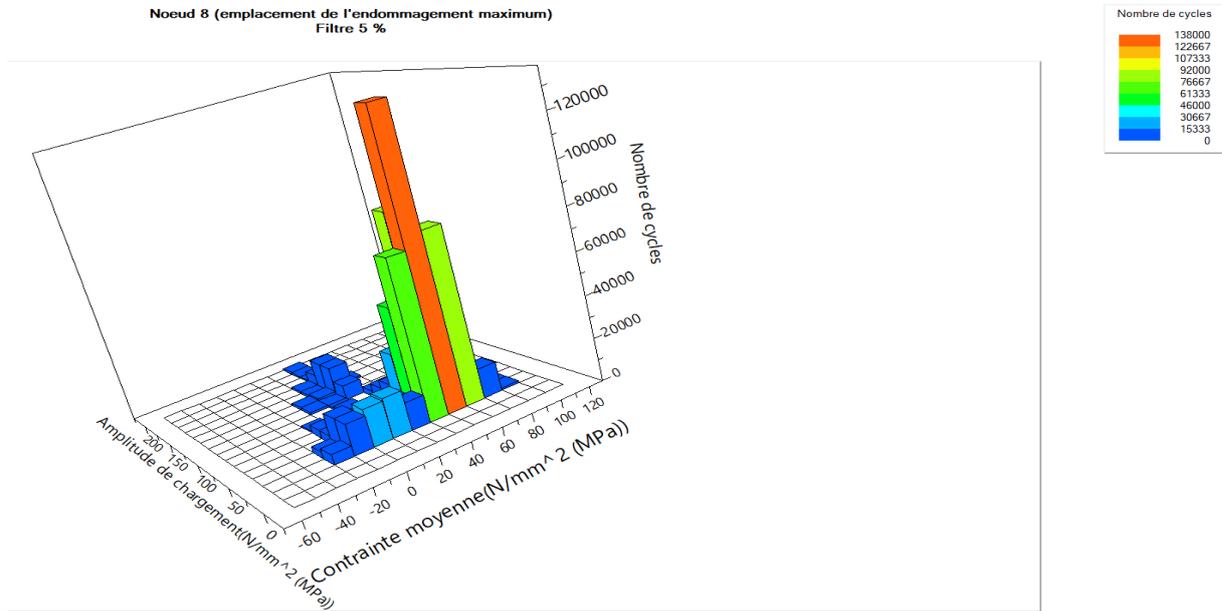


Fig III.31 Matrice Rainflow

La matrice Rainflow est représentée par 15 prismes, ce qui signifie que le nombre de cycles extraits d'une séquence égale à 15 cycles élémentaires.

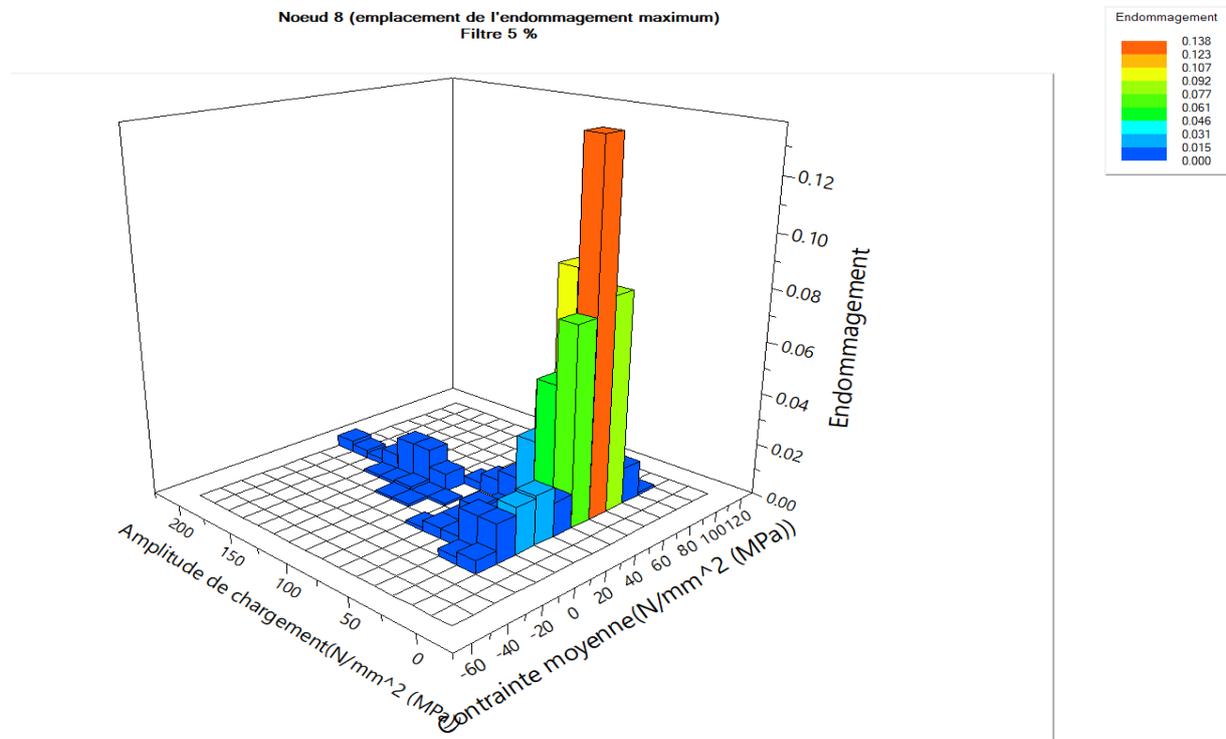


Fig III.32 Matrice d'endommagement

CHAPITRE III

Simulation numérique

Dans le cas ou $Pe=0$,

Les propriétés de cette étude sont les mêmes que l'étude précédente seulement nous changeons :

Le nombre de cycles élémentaire égale à $n_T=32$, ça veut dire que le chargement équivalent obtenu par cette méthode est subdivisé en 32 blocs de chargement avec des amplitudes constantes.

Les résultats de simulation sont illustrés sur les figures (III. 33) et (III. 34).

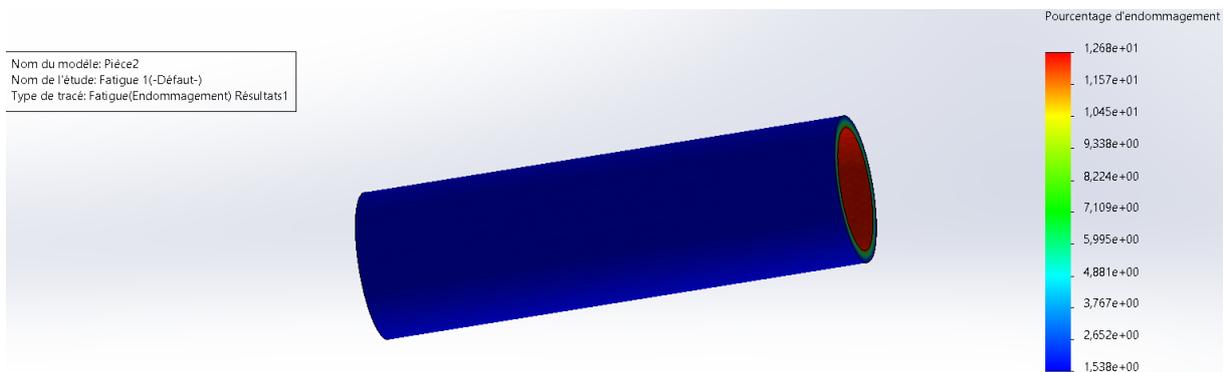


Fig III.33 : endommagement

Nous constatons que l'endommagement maximum égal à 12.68 % et l'endommagement minimum égal à 1.53 %.

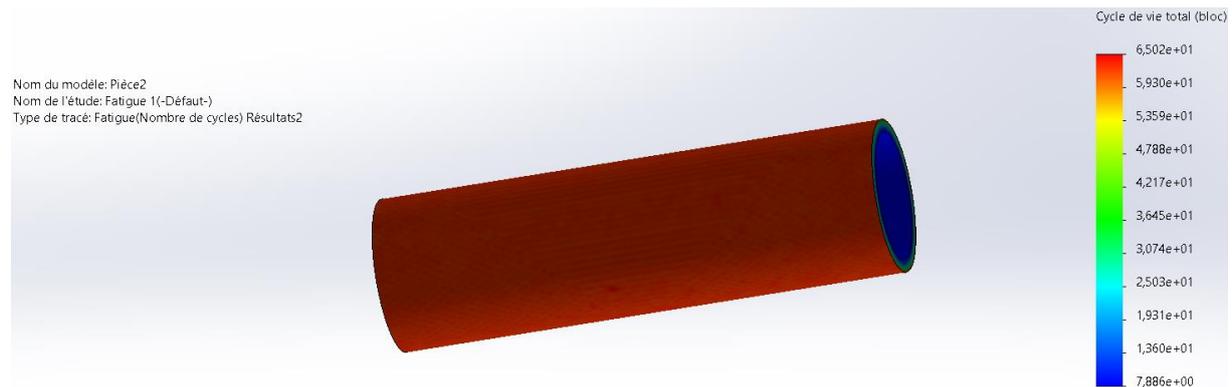


Fig III.34 : cycle de vie total (bloc)

D'après les résultats obtenus il faut 65.02 blocs pour entrainer une rupture sur la surface extérieure du tube et 7.88 blocs pour provoquer la rupture sur la surface intérieure.

CHAPITRE III

Simulation numérique

Méthodologie d'extraction des cycles élémentaires

Cette méthode consiste à extraire les cycles élémentaires de l'histoire de chargement réarrangée.

Elle s'appuie sur quatre points successifs de l'histoire de chargement ($ch(i)$, $i=1, Nb \text{ point}$).

On note :

$$X = |ch(i+1) - ch(i)|,$$

$$Y = |ch(i+2) - ch(i+1)|,$$

$$Z = |ch(i+3) - ch(i+2)|,$$

Tant que Y est strictement supérieur à X ou à Z , on parcourt l'histoire du chargement en se déplaçant d'un point vers la droite (ce qui revient à incrémenter la valeur de i).

Dès que Y est inférieur ou égal à X et inférieur ou égal à Z , on considère que l'on a rencontré un cycle élémentaire qui se définit par les deux points $(i+1)$ et $(i+2)$. L'amplitude du cycle est donnée par $\Delta ch = |ch(i+1) - ch(i+2)|$. Lorsque le cycle est extrait on supprime les deux points de l'histoire de chargement et on poursuit l'algorithme.

Les figures (III. 35) et (III. 36) montrent les résultats matriciels

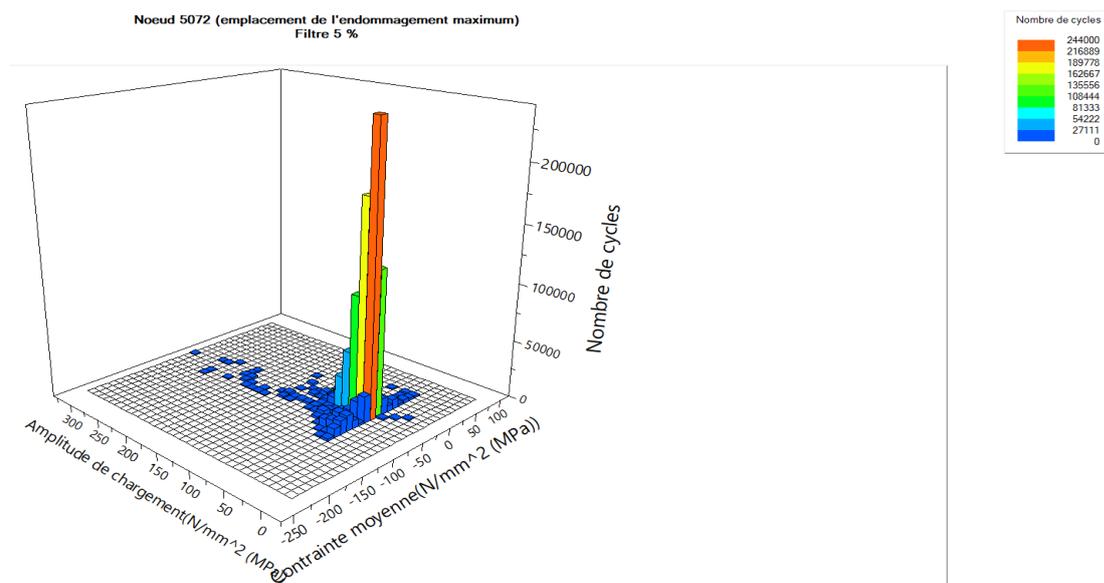


Fig III.35 : Matrice Rainflow

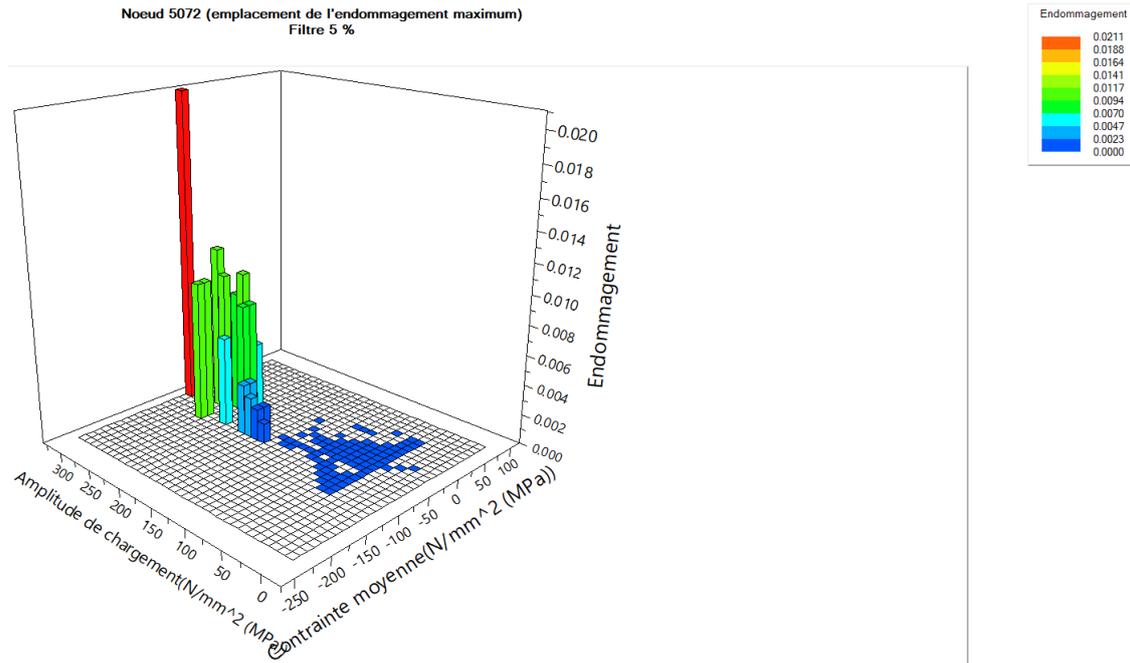


Fig III.36 : Matrice d'endommagement

La matrice Rainflow est représentée par 16 prismes, ce qui signifie que le nombre de cycles extraits d'une séquence égale à 16 cycles élémentaires.

Le nombre total du cycles élémentaires extrait de toute l'histoire de chargement sera donc égale à 16 fois le nombre de répétitions des séquences d'où : $n_{total} = 16 \times 10^3$

Il est claire que la loi de cumul utilisée dans le cas d'un chargement variable est celle de Miner.

On faisant la sommation des endommagements donnés par la matrice à l'emplacement maximal (16 prismes), nous retrouvons l'endommagement total maximal illustré par la figure (III. 13).

$$(12.86 \approx 1.17 \times 8 + 0.7 \times 2 + 0.47 \times 3 + 0.23 \times 3).$$

A l'emplacement minimale prédéfini par le nœud 5072, la somme des endommagements des 17 prismes donne la valeur de l'endommagement total minimal figure (III. 13).

$$(1.34 \approx 0.24 + 0.18 \times 2 + 0.16 \times 3 + 0.05 \times 2 + 0.02 \times 8).$$

III.5. Conclusion

Le coefficient global de réduction de la résistance à la fatigue prend en considération les disparités entre l'environnement de test utilisé pour établir la courbe S-N et l'environnement de chargement actuel. Avant de consulter le nombre de cycles correspondant à la courbe S-N, le programme divise la contrainte alternée par ce coefficient.

L'application de la méthode Rainflow a permis d'estimer l'endommagement accumulé dans le cylindre, avec un niveau d'endommagement maximum de 87.6% et de 85.4 minimum ça en variant la pression extérieur.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans cette étude sur la fatigue des matériaux, nous avons exploré différentes facettes de ce phénomène complexe. Dans le premier chapitre, nous avons abordé les aspects généraux de la fatigue, en examinant ses mécanismes, ses causes et ses conséquences sur les matériaux. Cette compréhension fondamentale nous a permis d'appréhender l'importance de l'estimation précise de la durée de vie en fatigue, qui a été le sujet central du deuxième chapitre.

Dans le deuxième chapitre, nous avons examiné en détail les méthodes d'estimation de la durée de vie en fatigue. Nous avons étudié les approches analytiques, les modèles probabilistes et les méthodes expérimentales pour prédire la durée de vie des matériaux soumis à des chargements cycliques. Cela nous a permis de développer une compréhension approfondie des facteurs qui influencent la résistance à la fatigue et d'évaluer l'impact de différents paramètres sur la durée de vie des pièces métalliques.

Dans le troisième chapitre, nous avons adopté une approche numérique en utilisant la méthode de comptage de cycles Rainflow pour simuler le comportement en fatigue de notre pièce spécifique. Nous avons appliqué cette méthode pour analyser les cycles de chargement répétitifs et fluctuants et évaluer l'endommagement accumulé. Les résultats obtenus nous ont permis d'obtenir des informations précieuses sur la réponse en fatigue de notre matériau et de notre pièce d'étude.

En combinant les connaissances acquises dans les trois chapitres, nous avons développé une compréhension approfondie de la fatigue des matériaux et de l'estimation de la durée de vie en fatigue.

En conclusion, notre travail a contribué à l'avancement des connaissances dans le domaine de la fatigue des matériaux. Les résultats obtenus grâce à l'application de la méthode Rainflow dans une simulation numérique ont fourni des informations concrètes sur l'endommagement accumulé et ont permis d'approfondir notre compréhension de la durée de vie en fatigue. Ces connaissances sont précieuses pour l'industrie et l'ingénierie, car elles permettent de concevoir des structures plus durables et de planifier efficacement la maintenance des pièces soumises à des chargements cycliques.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [2] : cours partie fatigue, Claude ROBIN, Ecole des Mines de Douai, mai – décembre 2010.
- [3] : Sylvain Frecon, « Estimation du dommage en fatigue par un contrôle non destructif », mémoire master, CENTRE D'ENSEIGNEMENT DE SAINT ETIENNE, 24/01/2013.
- [4] : Abdulkader Zalt, « Endommagement par fatigue et prédiction de la durée de vie des structures soudées de type caisson », THÈSE, l'Université de Lorraine, 18 octobre 2012.
- [5] : G.Elbachir, L.Abd Errahmane, « SIMULATION DE LA FATIGUE DES MATÉRIAUX PAR LA MÉTHODE DES ÉLÉMENT FINIS » mémoire master, Université de M'sila Faculté de Technologie, 2017 / 2018.
- [7] : M. saifi amina « étude conception et réalisation d'un système de fixation d'éprouvette pour la machine de flexion rotative et validation expérimentale », PFE/ENP, 2008.
- [8] : C. Bathias R. pérez mora, « limite de fatigue des matériaux », ISTE éditions, décembre 2015, p 11.
- [9] : S. AZZOUZ ADDA, Z. SIDAHMED ELHABIB, « ETUDE DES PARAMÈTRES DES TRAITEMENTS MÉCANIQUES DE SURFACE EN VUE D'UNE DURÉE DE VIE MAXIMALE EN FATIGUE », MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE, Université Abdel Hamid Ben Badis – Mostaganem, 2021/ 2022.
- [10]. A. Boudilmi, « Contribution à l'étude de la fatigue des matériaux », MEMOIRE DE FIN D'ETUDE, Université de M'sila, 2015 2016.
- [11]A. BERREHILI, « Comportement cyclique et tenue en fatigue sous chargement multiaxial d'un polyéthylène : expériences et critère d'endurance », thèse de doctorat,ENSMA [2010].
- [12] Ell arbi ARAB, Ahmed SELMI, « Étalonnage et mise en marche de la machine de fatigue », Mémoire de fin d'études de Master, UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA, 2019.
- [13] CHERIET Nour El Houda, « Simulation de la durée de vie d'une structure mécanique soudée sollicitée en mode vibratoire », mémoire magister, université sidi bel abbes, 2012

Webographie

Webographie

[1] <https://vu.fr/NirbV>

[6] http://elearning-fr.univ-relizane.dz/moodle/pluginfile.php/22260/course/overviewfiles/Endommagement%20CHII.pdf?force_download=1

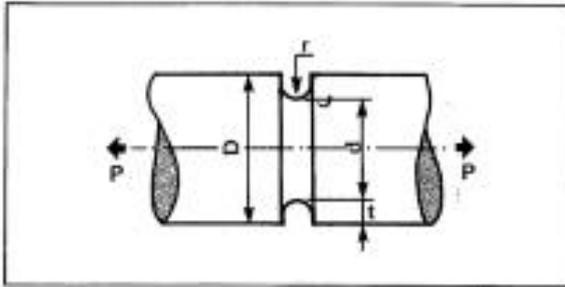
[15] <https://www.mecastyle.com/calcul-de-structure-elements-finis-methode>

[16] https://help.solidworks.com/2018/french/SolidWorks/cworks/c_background_on_meshing.htm

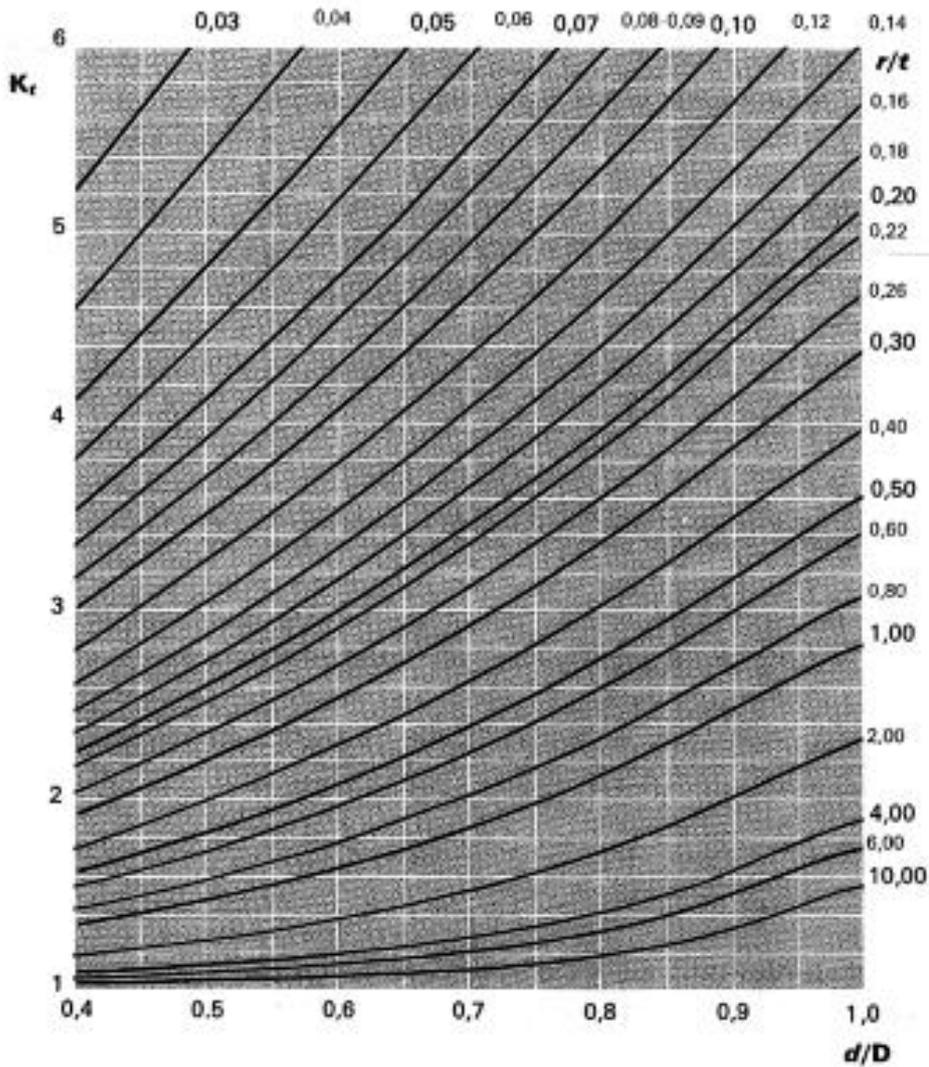
ANNEXES

Annexe 1 : traction uni axiale

Arbre avec gorge à fond semi-circulaire



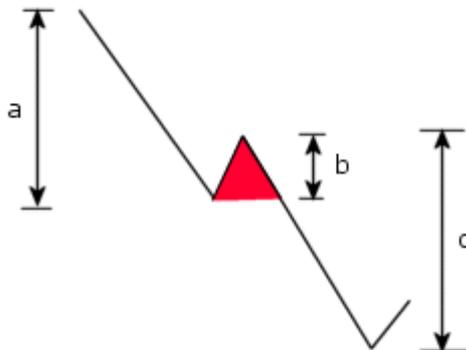
$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{4 P}{\pi d^2}$$



Annexe 2 : La méthode de comptage de cycles Rainflow

La méthode de comptage de cycles Rainflow extrait la composition d'un historique de charge à amplitude variable. Le logiciel implémente la méthode comme suit :

1. Extrayez les pics et les creux de l'historique de charge.
2. Rendez les amplitudes des premiers et derniers points de données identiques en ajoutant un point de données si nécessaire.
3. Détectez le pic le plus élevé et réorganisez les données de sorte que le pic le plus élevé devienne le premier et le dernier point.
4. Commencez à compter les pics comme suit :
 - a. Considérez les quatre premiers pics et creux (1, 2, 3 et 4). Un cycle Rainflow est compté si le deuxième segment est verticalement plus court que le premier et le troisième segment (c'est-à-dire que b est plus petit que a et c).



- b. Si un cycle est compté, le programme démarre depuis le début de l'enregistrement en ignorant les pics qui ont déjà été comptés. Si aucun pic n'est compté, le programme vérifie le groupe de pics suivant (pics 2, 3, 4 et 5) et le processus continue. Au final, chaque pic et chaque creux correspond à un cycle Rainflow.
- c. Ignorez et chargez les cycles inférieurs au pourcentage spécifié dans les propriétés de l'étude.
- d. Divisez la plage de contraintes et les contraintes moyennes en nombre de cases spécifié dans les propriétés de l'étude. Vous pouvez afficher les résultats en consultant le graphique matriciel Rainflow.

Résumé

Ce travail concerne une simulation du comportement en fatigue de deux éprouvettes du même matériau.

Une étude analytique est faite et une simulation numérique réalisée à l'aide d'un logiciel spécifique, afin de calculer le pourcentage d'endommagement et le nombre de cycles de vie.

Notre travail fournit des outils et des méthodes pour évaluer la résistance à la fatigue des pièces métalliques.

Les résultats de la simulation permettent d'obtenir des informations précises sur les contraintes de Von Mises et l'endommagement des pièces, ainsi que d'estimer leur durée de vie en fatigue.

Mots clés :

Fatigue, endommagement, contrainte de Von Mises, durée de vie, comptage Rainflow.

Abstract

This work concerns a simulation of the fatigue behavior of two specimens of the same material.

An analytical study is carried out and a numerical simulation carried out using specific software, in order to calculate the percentage of damage and the number of life cycles.

Our work provides tools and methods to evaluate the fatigue resistance of metal parts.

The simulation results make it possible to obtain precise information on the Von Mises stresses and damage of the parts, as well as to estimate their fatigue life.

Keywords:

Fatigue, damage, Von Mises stress, lifetime, Rainflow counting.