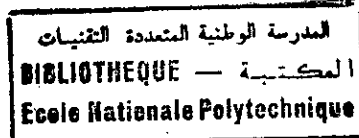


République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



THESE DE MAGISTERE

Présentée par:

MECHERI Djamel

spécialité: construction mécanique

**ETUDE DU FACTEUR DE SENSIBILITE A
L' ENTAILLE PAR UN MODELE UTILISANT
LE GRADIENT DE CONTRAINTE
ETUDE EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE**

soutenue le: 22 Juin 1996

devant le jury:

A. BALI	Professeur	E.N.P	Président
S. RECHAK	Professeur	E.N.P	Examineur
G. PLUVINAGE	Professeur	U. Metz	Rapporteur
A. ABERKANE	C. C	U. Tizi Ouzou	Examineur
Y. BELKACEMI	M. Assistant	E.N.P	Rapporteur
M. CHITROUB	C. C	E.N.P	Examineur
M. KHELFAOUI	M. Assistant	E.N.P	Invité



DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à
mes parents,
mes frères: Azzedine et Omar,
mes soeurs: Nora, Saliha, Djouher, Soraya et Nacera ,
ma tante Fatima,
mes neveux: Arezki et Kahina,
toute ma famille,
et mes voisins: la famille DAMOU.

Je le dédie de même à la mémoire de ma grand-mère Fatima dont le souvenir restera dans mon coeur.

REMERCIEMENTS

Je tiens en premier lieu à remercier Mr. Y. BELKACEMI pour l'attention et les conseils qu'il a m'a constamment prodigués durant mon travail de recherche. Ma profonde gratitude va à Mr. le Professeur G. PLUVINAGE qui est à l'origine de la présente étude. Je tiens aussi à remercier Mr. Dj. SAADOUN pour son aide dans la modélisation numérique. Je remercie aussi Mr. BELHADEF et Mr. GUERGUEB qui nous ont permis l'installation et l'utilisation de la machine d'essai de fatigue dans leur laboratoire et Mr. BOUAZIZ qui a mis à notre disposition le laboratoire de métrologie. Mes remerciements vont aussi à monsieur le président et messieurs les membres du jury qui ont accepté d'évaluer mon modeste travail. Ma gratitude va aussi au chef, au magasinier et aux agents de l'atelier du département de génie mécanique. Je n'oublierais pas mes amis MEZAOUR, MAHFOUDI et BADAOUI pour leurs constants encouragements.

ملخص:

نعرض في هذا الملخص نتائج تجريبية تظهر تأثير الخدوش على حديد صلب من نوع XC10 . أجريت تجارب إكلال بألة اللي ألد ورائي على عينات مخدوشة، حيث أخذنا قيم مختلفة لحدّة الخدش : أي أخذنا قيم مختلفة لشعاع شكل داخل الخدش. نظهر تأثير الخدش باستعمال معاملين: معامل تركيز الإجهاد K_f و معامل الحساسية للخدش في حالة الإكلال q . نقدم نموذج حساب معامل الحساسية للخدش يعتمد على التدرج في الإجهاد . يتم حساب معامل الحساسية باستعمال طريقة العناصر المنتهية. النموذج يسمح حساب منشآت مخدوشة بمقاومة أعلى من النماذج المألوفة.

Abstract:

In this paper, we give experimental results about notch effect for XC10 steel. Rotating bending fatigue tests have been carried out on notched specimens for different values of tip notch radius . Notch effect is characterized by the fatigue stress concentration factor K_f and the notch sensitivity factor q . Numerical computation is done using finite element method. A model of notch sensitivity factor, based on stress gradient, is proposed. Our proposed model allows more conservative designing of notched structures than classic models.

Résumé:

Nous présentons des résultats expérimentaux concernant l'effet d'entaille pour un acier de nuance XC10 . Des essais de fatigue en flexion rotative ont été menés sur des éprouvettes entaillées de différentes acuités (i.e. pour différentes valeurs du rayon à fond d'entaille) . L'effet d'entaille est traduit par l'utilisation du coefficient de concentration de contrainte en fatigue K_f et du facteur de sensibilité d'entaille q . Une modélisation numérique est faite en utilisant un code de calcul par éléments finis. Un modèle utilisant la contrainte locale et le gradient de contrainte est proposé. Ce modèle permet un calcul plus conservatif des structures entaillées par rapport à des modèles existants.

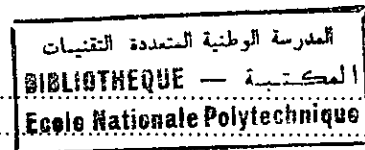
Mots clés:

Concentration de contrainte, champ de contrainte, éléments finis, effet d'entaille, entaille, fatigue, flexion rotative, gradient de contrainte, rayon à fond d'entaille, XC10.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE.....	8
CHAPITRE I: Effet d'entaille.....	11
I. 1/ concentration de contrainte.....	12
I. 2/ facteur de concentration de contrainte théorique, K_t	13
I. 3/ facteur de concentration de contrainte en fatigue, K_f	14
I. 4/ facteur de sensibilité à l'effet d'entaille, q	14
I. 5/ Conclusion.....	18
CHAPITRE II : Pratique de l'essai de fatigue.....	19
II. 1/ les essais de fatigue.....	20
II. 1. 1/ les essais de traction-compression.....	20
II. 1. 2/ les essais de flexion plane alternée.....	20
II. 1. 3/ les essais de flexion rotative.....	21
II. 1. 4/ les essais de torsion.....	21
II. 2/ paramètres d'un mode de sollicitation.....	23
II. 3/ courbe de WOHLER.....	24
II. 4/ dimensions et usinage des éprouvettes.....	25
II. 4. 1/ dimensions des éprouvettes.....	25
II. 4. 2/ usinage des éprouvettes.....	25
II. 5/ méthodes statistiques de détermination de la limite d'endurance.....	26
II. 5. 1/ méthode des probits.....	26
II. 5. 2/ méthode d'essai en escalier(stair-case).....	26
II. 6/ relations empiriques entre la limite d'endurance et les autres propriétés des aciers.....	27
II. 7/ conclusion.....	28
CHAPITRE III: Etude expérimentale.....	30
III. 1/ machine d'essai de fatigue utilisée.....	31
III. 1. 1/ mode de sollicitation de l'éprouvette.....	31
III. 1. 2/ description de la machine d'essai.....	32
III. 1. 3/ remise en marche de la machine d'essais.....	32
III. 2/ types d'éprouvettes utilisées.....	32
III. 2. 1/ éprouvettes lisses.....	33
III. 2. 2/ éprouvettes entaillées.....	33
III. 3/ protocole des essais réalisés.....	34
III. 4/ résultats des essais.....	34
III. 4. 1/ résultats sur éprouvettes lisses.....	36
III. 4. 2/ résultats sur éprouvettes entaillées, $r = 0.03$ mm.....	37
III. 4. 3/ résultats sur éprouvettes entaillées, $r = 0.15$ mm.....	38
III. 4. 4/ résultats sur éprouvettes entaillées, $r = 0.80$ mm.....	39
III. 5 / exploitation des résultats expérimentaux.....	40
III. 5. 1/ facteurs de concentration de contrainte théorique « K_t » et en fatigue « K_f ».....	40
III. 5. 2/ facteurs de sensibilité à l'effet d'entaille.....	41
III. 6/ conclusion.....	42
CHAPITRE IV: Etude numérique.....	43
IV. 1/ Modèle numérique.....	44



IV. 2/ Résultats numériques.....	45
IV. 2. 1/ Résultats pour le rayon; $r= 0.03$ mm.....	45
IV. 2. 2/ Résultats pour le rayon; $r= 0.15$ mm.....	46
IV. 2. 3/ Résultats pour le rayon; $r= 0.40$ mm.....	46
IV. 2. 4/ Résultats pour le rayon; $r= 0.60$ mm.....	47
IV. 2. 4/ Résultats pour le rayon; $r= 0.80$ mm.....	47
IV. 3/ relation entre α et le rayon de l'entaille.....	49
IV. 4/ Relations entre les distances X_c , X_m et X_I et le rayon de l'entaille.....	49
IV. 4. 1/ Relation entre la distance X_c et le rayon de l'entaille.....	50
IV. 4. 2/ Relation entre la distance X_m et le rayon de l'entaille.....	50
IV. 4. 3/ Relation entre la distance X_I et le rayon de l'entaille.....	50
IV. 5/ Modèle du facteur de sensibilité à l'effet d'entaille.....	51
IV. 6/ conclusion.....	52
 CONCLUSION GENERALE.....	 53
 REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	 56

INTRODUCTION

GENERALE

Introduction générale

Il y a plus d'un siècle et demi que des ingénieurs des chemins de fer en Allemagne, en Angleterre et en France se sont intéressés au comportement de pièces mécaniques subissant des charges dites « variables » en modules ou en directions telles que les rails, les essieux de wagons, ... etc.

En effet, il arrivait souvent que des pièces mécaniques cassent soudainement alors que les charges appliquées à ces pièces sont en deçà des charges de rupture et même des limites d'élasticité spécifiques aux matériaux dont sont fabriqués ces pièces. Ces ruptures sont d'autant plus dangereuses qu'elles surviennent sans qu'il y est une déformation facilement détectable.

C'est ce phénomène qui est appelé : « FATIGUE ». Plusieurs chercheurs ont étudié ce phénomène et ont proposé différentes théories pour l'expliquer ou pour le quantifier de manière à prévoir le comportement d'une pièce mécanique en service à partir de données faciles à déterminer, telles que les limites élastiques et les limites de rupture obtenues par les essais de traction. Certains chercheurs ont défini une valeur limite aux charges appliquées aux pièces mécaniques en deçà de laquelle ces pièces peuvent fonctionner indéfiniment sans subir de rupture due au phénomène de fatigue. WOHLER qui est l'un des pionniers de la recherche expérimentale en fatigue a appelé cette limite: « *résistance en service* », TRESCA: « *charge naturelle de rupture* » et BAUSCHINGER: « *limite élastique naturelle* ». De nos jours, nous utilisons l'appellation: « *limite d'endurance à la fatigue* » ou simplement: « *limite d'endurance* » ou bien: « *limite de fatigue* ».

WOHLER a remarqué que si les charges appliquées changent de direction la limite d'endurance peut être inférieure à la moitié de la limite élastique. Il a aussi remarqué l'influence des traitements thermiques appliqués aux pièces mécaniques ainsi que les changements brusques de la géométrie de ces pièces : changements brusques de sections , trous, entailles ... etc.

Dans l'étude qui nous intéresse ici, nous nous sommes limités à l'étude de l'effet d'entaille. Nous avons donc étudié l'influence de l'acuité d'une entaille circulaire (i.e. l'influence de la valeur du rayon à fond d'entaille) réalisée sur des éprouvettes cylindriques soumises à l'essai de flexion rotative. Nous avons cherché la diminution de la limite d'endurance sur les éprouvettes entaillées par rapport à la limite d'endurance sur éprouvettes lisses. L'effet d'entaille est caractérisé par un facteur dit: « de sensibilité à l'effet d'entaille ».

Dans le chapitre I, nous présentons le phénomène de concentration de contrainte provoqué par un changement de géométrie tel qu'une entaille, comme c'est le cas dans la présente étude. Nous présentons aussi les relations qui ont été utilisées pour quantifier la concentration de contrainte du point de vue classique de la théorie de l'élasticité et du point de vue de la fatigue. Dans le chapitre II, nous donnons des généralités concernant la pratique des essais de fatigue, les paramètres d'un essai de fatigue et enfin les caractéristiques des résultats des essais de fatigue.

Le chapitre III est consacré à l'étude expérimentale qui a été conduite pour étudier l'effet d'entaille dans le cas de la flexion rotative. Nous présentons dans ce chapitre les résultats des essais menés sur les éprouvettes lisses et entaillées. A partir de ces résultats, nous avons déterminé les différents facteurs qui permettent de juger de l'effet d'entaille, en l'occurrence, les facteurs de concentration de contrainte et de sensibilité à l'effet d'entaille. L'acier utilisé est un acier doux de nuance XC10 qui est utilisé dans la fabrication de la visserie, de pièces mécaniques destinées à la cémentation et de pièces forgées.

Quant au chapitre IV, il est consacré à l'étude numérique menée en exploitant le programme de calcul de champs de contraintes élasto-plastiques en fond d'entaille construit par SAADOUN. Le but étant de déterminer le facteur de sensibilité à l'effet d'entaille à partir d'un modèle de contrainte locale et du gradient de contrainte, ce modèle étant déterminé à partir d'une définition proposée par PLUVINAGE. Un modèle de calcul du facteur de sensibilité à l'effet d'entaille est proposé et les valeurs données par ce modèle sont comparées aux valeurs

Introduction générale

expérimentales. Le modèle proposé est un modèle à deux paramètres alors que les modèles classiques sont à un paramètre. En effet, ces modèles sont exprimés en fonction d'un seul paramètre de l'entaille, à savoir le rayon à fond d'entaille, et de constantes déterminées expérimentalement.

Enfin, nous terminons par une conclusion générale.

e,

CHAPITRE I

Effet d'entaille

Comme nous l'avons indiqué dans l'introduction, il existe plusieurs paramètres qui influent sur la fatigue. Parmi ces paramètres, nous citons: l'effet d'échelle qui doit être pris en considération lorsqu'on passe de l'étude de l'endurance des éprouvettes à celle des pièces mécaniques qui sont souvent de dimensions plus importantes que celles des éprouvettes. Nous citons aussi l'effet des hétérogénéités des matériaux et de la surface des pièces mécaniques où naissent le plus souvent les fissures qui en se développant abrègent la durée de fonctionnement de ces pièces. Enfin nous citons l'influence de la géométrie où plutôt des variations de la géométrie des pièces mécaniques, telles que les variations de diamètres, les congés de raccords, les rainures de clavettes, les trous de perçage et les entailles qui ont fait l'objet de la présente étude.

I.1/ concentration de contrainte:

Soit une pièce mécanique cylindrique de diamètre constant subissant une flexion.

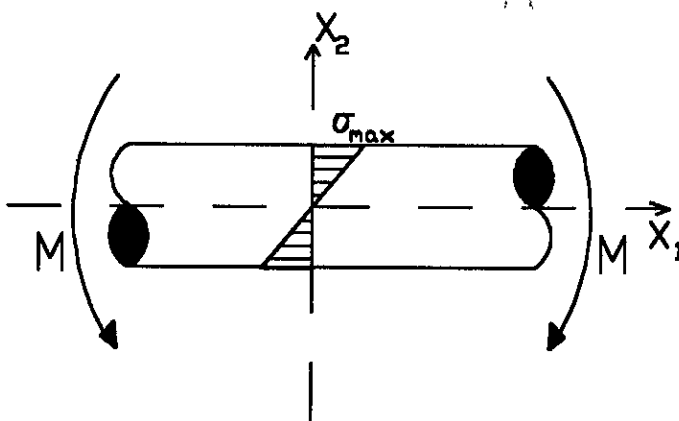


figure I.1. Flexion d'un cylindre de diamètre constant.

Si on considère une section droite dans la pièce fléchie, on trouve dans le plan de flexion un état de contrainte linéaire donné par la l'expression :

$$\sigma(x_2) = \frac{M_3}{I_{33}} x_2 \quad (I.1)$$

où :

M_3 : moment de flexion.

I_{33} : moment d'inertie de la section par rapport à l'axe neutre de flexion (ox_3 en l'occurrence.)

$$I_{33} = \frac{\pi d^4}{64} \quad (I.2)$$

La valeur maximale de la contrainte est donnée sur la fibre la plus éloignée de l'axe neutre; pour $x_2 = d/2$:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{\left(\frac{\pi d^3}{32} \right)} \quad (I.3)$$

Soit une autre pièce mécanique cylindrique entaillée telle que le diamètre en fond d'entaille soit le même que celui de la pièce ci-dessus et subissant la même flexion.

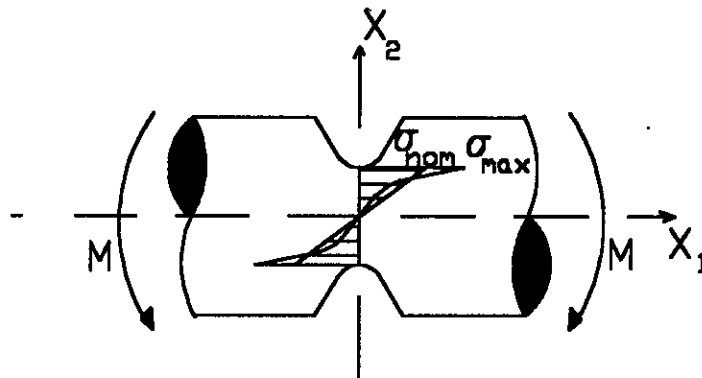


figure I.2. Flexion d'un cylindre entaillé.

Dans ce cas la répartition des contraintes n'est plus linéaire et on observe une contrainte à fond d'entaille qui dépasse la valeur maximale correspondant à l'état linéaire. On parle dans ce cas de « concentration de contrainte ».

I. 2/ facteur de concentration de contrainte théorique, K_t :

Pour caractériser cette concentration de contrainte par rapport à l'état linéaire, on utilise des coefficients de concentration de contrainte et on note:

$$\sigma_{max} = K_t \sigma_{nom} \quad (I. 4)$$

où;

σ_{max} : valeur maximale de la contrainte.

σ_{nom} : valeur de la contrainte maximale nominale calculée pour la section nette.

K_t : facteur de concentration de contrainte.

Ces facteurs sont déterminés sur la base des hypothèses de la théorie de l'élasticité pour les cas de charges statiques. Ils sont alors fonction de la forme géométrique des pièces et de la sollicitation. L'une des formules donnant les valeurs de ces facteurs et qui a été établie à partir des travaux de NEUBER est celle de PETERSON, citée par CAZAUD [1]:

$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{A \frac{2r}{D-d} + B \frac{2r(1+2r/d)^2}{d}}} \quad (I. 5)$$

où;

D: diamètre extérieur ou largeur extérieure de la pièce .

d: diamètre ou largeur à fond d'entaille .

r: rayon à fond d'entaille.

A, B: facteurs dépendants de la géométrie et de la sollicitation appliquée à la pièce, tels que A=0.25, B=1.80 pour le cas de flexion de cylindres.

En pratique , pour de nombreux cas simples, le facteur de concentration de contrainte est présenté sous forme de tableaux ou d'abaques en fonction des paramètres géométriques des

pièces mécaniques.

I. 3/ facteur de concentration de contrainte en fatigue, K_f :

Comme nous l'avons indiqué ci-dessus, les facteurs de concentration de contrainte K_t sont calculés en supposant que la contrainte maximale ne dépasse pas la limite élastique du matériau. Or si le matériau est ductile, donc s'il présente une bonne capacité de déformation plastique, il se produit un écoulement plastique au niveau de l'entaille. Cet écoulement, en modifiant localement la forme géométrique, provoque une diminution de la contrainte d'une part; et d'autre part il provoque un durcissement local du matériau par écrouissage. Si au contraire le matériau est fragile, une rupture peut se produire pour une contrainte nominale faible. Dans le cas de la fatigue, la capacité de déformation plastique peut aussi influencer sur le comportement d'un matériau en présence d'une entaille. En effet, l'expérience a montré que la limite d'endurance diminue en présence d'une entaille mais cette diminution est d'autant plus faible que le matériau a une grande capacité de déformation plastique. Ceci a amené à définir un facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f défini par la relation:

$$K_f = \frac{\sigma_d}{\sigma_{dn}} \quad (I. 6)$$

où; σ_d : limite d'endurance sur éprouvette lisse.
 σ_{dn} : limite d'endurance sur éprouvette entaillée.

I. 4/ facteur de sensibilité à l'effet d'entaille, q :

Pour traduire la sensibilité d'un matériau à l'entaille en fatigue par rapport au cas statique ou théorique, THUM [2] a défini un facteur dit « de sensibilité à l'effet d'entaille » par la relation suivante :

$$q_1 = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (I. 7)$$

Une autre relation a été ensuite définie par YEN et DOLAN [3]:

$$q_2 = \frac{K_f}{K_t} \quad (I. 8)$$

qui est maintenant préférée parce qu'elle donne une meilleure corrélation dans l'établissement des courbes $q = f(r)$.

Mais ces définitions ne permettent pas de déterminer le facteur de sensibilité à l'entaille à partir des caractéristiques mécaniques d'un matériau car elles nécessitent des études expérimentales avec un certain nombre d'éprouvettes lisses et entaillées. Une nouvelle définition a été proposée par PLUVINAGE [4] basée sur la contrainte locale :

$$q_3 = \frac{\sigma_1}{\sigma_{\max}(r, \Psi)} \quad (I. 9)$$

où: σ_1 : contrainte locale, elle correspond à la limite élastique.
 $\sigma_{\max}(r, \Psi)$: valeur maximale du champ de contrainte déterminé numériquement.

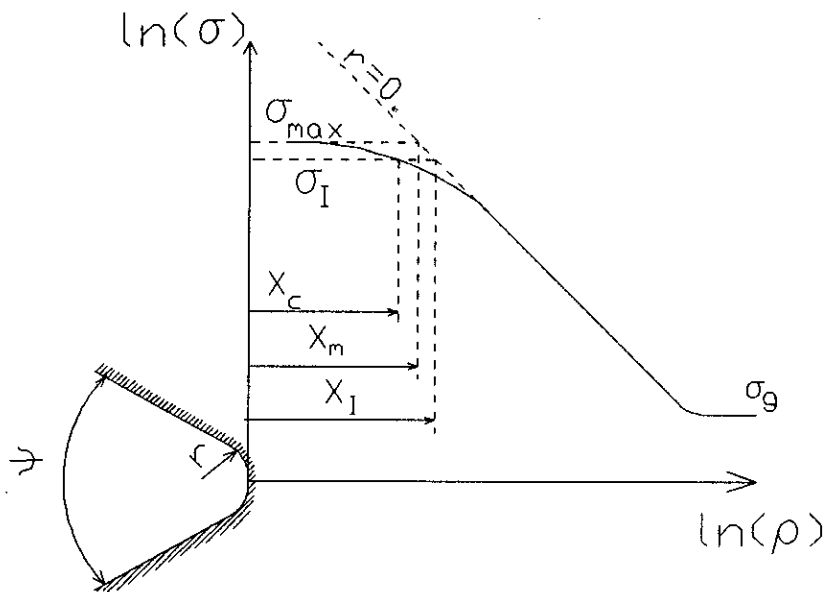


figure I.3: distribution des contraintes pour un rayon à fond d'entaille nul et un non nul.

On remarque sur la figure I.3 que le champ de contrainte pour un rayon non nul peut être divisé en trois zones. Dans la première, la contrainte est sensiblement constante sur une distance X_c appelée « distance caractéristique ». En fait, X_c correspond à la zone plastique cyclique ou s'élabore le phénomène de fatigue et elle est donnée par la relation suivante:

$$X_c = \frac{l}{8\pi} \left(\frac{K_{(r,\Psi)}}{R_e} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \quad (\text{I. 10})$$

où; α : exposant dépendant de la géométrie de l'entaille et du matériau.

$K_{(r,\Psi)}$: facteur d'intensité de contrainte d'entaille, ce facteur est analogue au facteur d'intensité de contrainte de contrainte K_I défini pour une entaille à rayon nulle par:

$$K_I = \sqrt{2\pi} \lim_{\rho \rightarrow 0} (\rho^{\frac{1}{2}} \sigma_{yy})$$

Dans la deuxième zone, la distribution est linéaire et elle est décrite par la relation suivante correspondant à un rayon nul ($r=0$):

$$\sigma_{yy}(r=0, \Psi) = \frac{K_{(r=0,\Psi)}}{\sqrt{2\pi} (\rho)^\alpha} \quad (\text{I. 11})$$

Dans la troisième zone la contrainte rejoint rapidement la contrainte globale.

Pour reformuler la relation (I.8) donnant une définition du facteur de sensibilité à l'entaille, on fait correspondre les points σ_I et $\sigma_{\max}(r, \Psi)$ du champ de contrainte du rayon non nul à des points de la courbe linéaire du rayon nul d'abscisses X_I et X_m . Nous avons alors:

$$I = \frac{K_{(r=0,\Psi)}}{\sqrt{2\pi} (X_I)^\alpha} \quad (\text{I. 12})$$

$$\max = \frac{K_{(r=0,\Psi)}}{\sqrt{2\pi} (X_m)^\alpha} \quad (\text{I. 13})$$

alors, le facteur de sensibilité tel que proposé par PLUVINAGE devient:

$$q_3 = \frac{\sigma_I}{\sigma_{\max}} = \left(\frac{X_m}{X_I} \right)^\alpha \quad (\text{I. 14})$$

D'autre part, X_I et X_m sont supposés dépendants linéairement du rayon à fond d'entaille, donc:

$$X_I = X_c + A r \quad (\text{I. 15})$$

$$X_m = X_0 + B r \quad (\text{I. 16})$$

dans la relation (I. 16) X_0 est une valeur très petite introduite pour éviter la singularité du champ de contrainte.

Enfin nous avons l'expression du facteur de sensibilité d'entaille:

$$q_3 = \left(\frac{X_0 + B r}{X_c + A r} \right)^\alpha \quad (\text{I. 17})$$

Pour comparer, nous citerons quelques relations empiriques du facteur de sensibilité d'entaille en fonction du rayon à fond d'entaille relative à la première définition. La plus connue est celle de NEUBER [5]:

$$q_{1,N} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho}{r} \right)^2} \quad (\text{I. 18})$$

où, ρ est une constante du matériau appelée constante de NEUBER. NEUBER a relié cette constante à la grosseur du grain des aciers, mais plus tard, KUHN et HARDRATH [6] l'ont relié à la limite de rupture des aciers. Cette relation est donné sous forme d'une courbe dans la figure I. 4.

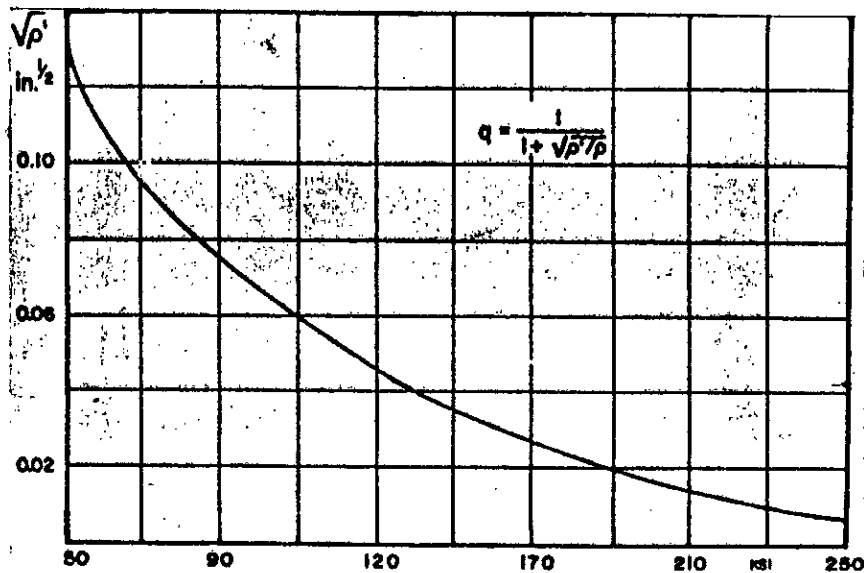


figure I. 4. Constante de NEUBER en fonction de la limite de rupture.

Une autre relation est celle de PETERSON [7] :

$$q_{1,P} = \frac{l}{1 + \left(\frac{a}{r}\right)^2} \quad (I. 19)$$

où:

a: constante du matériau.

Nous citerons d'autres relations relatives à la deuxième définition du facteur de sensibilité d'entaille. HEYWOOD [8] a proposé la relation suivante :

$$q_{2,H} = \frac{l}{1 + \frac{a}{(br)^2}} \quad (I. 20)$$

où:

a: constante dépendant du matériau.

b: constante adimensionnelle dépendant de la géométrie de l'entaille et de la sollicitation.

Pour les aciers au carbone $a = 0.328 \text{ mm}^{1/2}$ et $b = 0.26$ pour une entaille en « V » en flexion pure.

Enfin, nous citerons la relation proposée par BUCH [9] et SWITEK [10]. Ces deux auteurs supposent qu'une fissure de fatigue apparaît seulement si la contrainte maximale à fond d'entaille dépasse une valeur critique σ_I dans une couche de matériau d'épaisseur critique h , d'où le gradient de contrainte :

$$\frac{d\sigma}{d\rho} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_I}{h} \quad (I. 21)$$

d'autre part le gradient de contrainte peut s'écrire à partir de la formule théorique de concentration de contrainte:

$$\frac{d\sigma}{d\rho} = C \frac{\sigma_{\max}}{r + X_0} \quad (I. 22)$$

où:

C: facteur de proportionnalité donné par la théorie de l'élasticité pour différentes sollicitations.

X_0 : valeur très petite introduite pour éviter la singularité du champ de contrainte, alors BUCH et SWITEK proposent :

$$q_{2,BS} = 1 - \frac{h C}{r + X_0} \quad (I. 23)$$

D'autre part, BUCH et SWITEK ont introduit une deuxième hypothèse. Ils supposent que lorsque la contrainte locale σ_I égale à la limite d'endurance sur éprouvette lisse σ_d , la contrainte globale σ_g est alors égale à la limite d'endurance sur éprouvette entaillée avec:

$$(\sigma_g = \sigma_{dn}) = H (\sigma_d = \sigma_l) \quad (I. 24)$$

d'où:

$$q_{2,BS} = \frac{1 - \frac{h}{r + X_0} C}{H} \quad (I. 25)$$

I. 5/ Conclusion:

En première analyse, nous pouvons dire que les relations définissant le facteur de sensibilité à l'entaille à partir d'un modèle de contrainte locale comme celle de BUCH et SWITECK: (I.24) et celle proposée par BOUKHAROUBA-TAMINE-CHEHIMI-PLUVINAGE: (I.17) sont plus adaptées à l'étude de l'effet d'entaille que celles déterminées empiriquement car elles tiennent compte de la nature du champ de contrainte en fond d'entaille et de l'adaptation du matériau lorsque la contrainte en fond d'entaille dépasse la limite élastique du matériau. Alors que les relations empiriques ne sont fonction que du rayon à fond d'entaille et de constantes déterminées expérimentalement.

CHAPITRE II

Pratique de l'essai de fatigue.

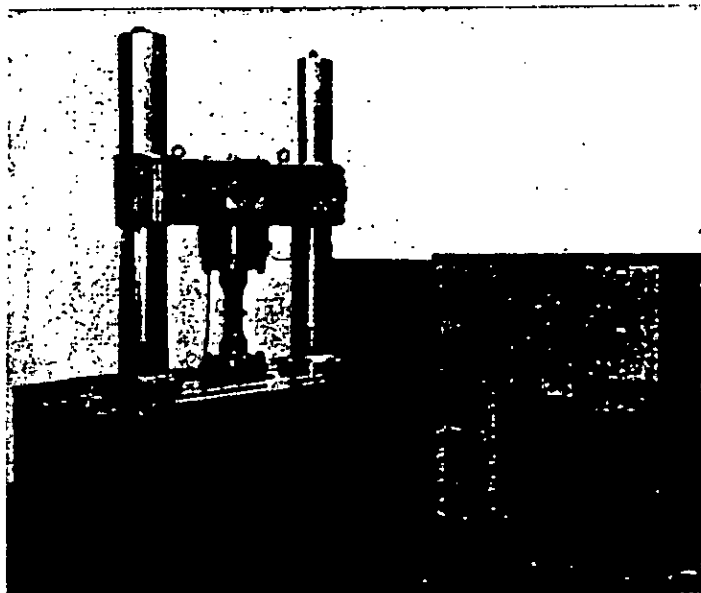
Comme nous l'avons indiqué au chapitre I, l'importance du phénomène de fatigue a conduit des ingénieurs et des chercheurs à réaliser des études expérimentales, étant donné que ce phénomène ne peut être décrit par les théories classiques de résistance des matériaux qui ne tenaient pas compte de l'aspect dynamique des sollicitations que supportent ou que doivent supporter les structures étudiées: que ce soit des véhicules de transport, des ponts, des rails de chemins de fer ou des machines industrielles. Ces chercheurs ont réalisé différentes machines d'essai qui s'approchaient le mieux possible du modèle de sollicitation étudié. Certains ont mené leurs recherches in-situ c'est à dire directement sur les structures. Mais la complexité du phénomène de fatigue et l'existence de plusieurs paramètres a obligé les chercheurs à mettre au point des essais de fatigue assez simples où n'est étudié que l'influence d'un seul paramètre; de manière à déterminer des lois partielles de comportement d'un matériau en fatigue et ensuite à partir de ces lois partielles déterminer des lois de comportement plus générales.

II. 1/ les essais de fatigue:

Les essais de fatigue peuvent être classés suivant le type de sollicitation, nous citons les principaux:

II. 1. 1/ les essais de traction-compression:

La majorité des machines utilisées dans ce type d'essai sont constituées de bâtis particulièrement lourds et rigides et de masses oscillantes. Ces masses oscillantes sont mises en mouvement mécaniquement par l'intermédiaire d'une masse tournante, dont l'excentricité est réglable. Mais de nos jours, la majorité des constructeurs utilisent des pulsateurs hydrauliques. Ces machines fonctionnent sur le principe d'une pompe fournissant une pression constante et un débit variable réglé par une servo-valve commandé par un équipement d'asservissement qui permet de moduler la sollicitation selon un programme préétabli.

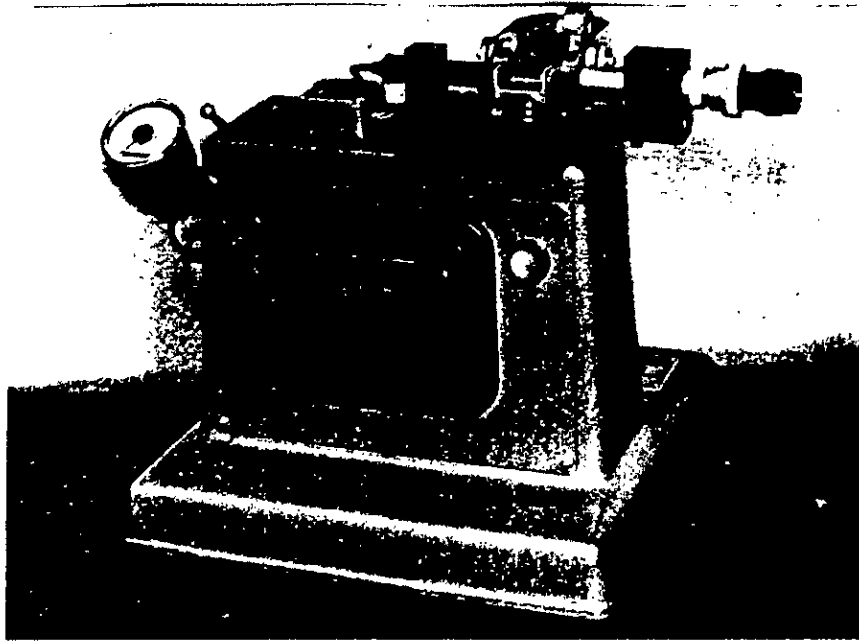


Photographie. II. 1. Pulsateur Shenck « Hydropuls ».

II. 1. 2/ les essais de flexion plane alternée :

Dans ce type d'essais, des éprouvettes de tôle sont mises en flexion dans un plan fixe. Le moment fléchissant étant alternatif. Certains pulsateurs verticaux et tables vibrantes et avec des montages spécifiques permettent d'effectuer des essais de flexion plane. En général, les machines d'essais en flexion plane sont composées de leviers coudés: un des leviers est fixe

tandis que l'autre est fixé à un arbre soumis à une torsion alternative.



Photographie. II. 2. Machine de flexion plane Shenck « Webi ».

II. 1. 3/ les essais de flexion rotative:

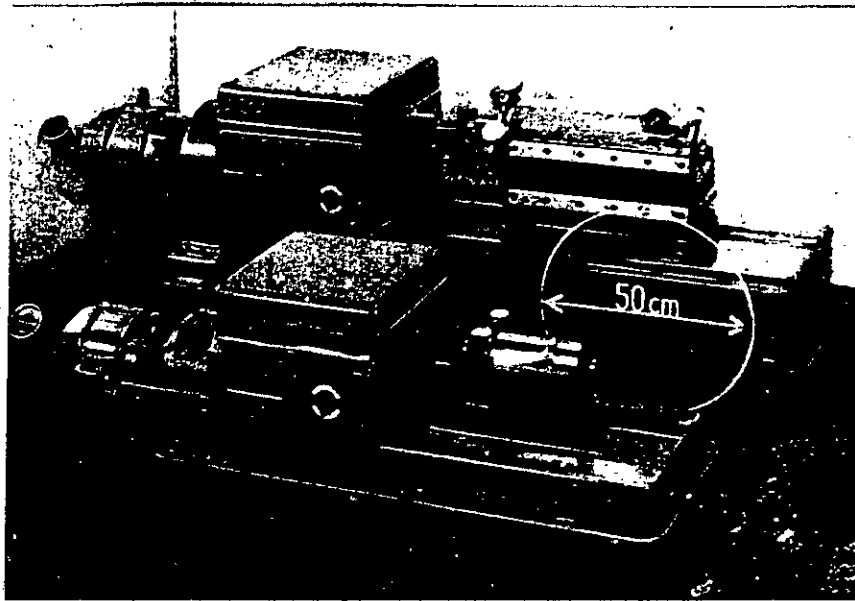
Pour ce mode de sollicitation, des éprouvette de formes cylindriques sont soumises à un moment fléchissant constant dans un plan fixe et mises en rotation. De cette manière toutes les fibres, sauf la fibre neutre, sont successivement tendues puis comprimées.



Photographie. II. 2. Machine de flexion rotative Shenck « Rapid » (6000 à 12000 tr/mn).

II. 1. 4/ les essais de torsion:

Tout d'abord, notons qu'avec certains modèles de machines d'essais en flexion plane il est possible d'effectuer des essais de torsion. Les éprouvettes utilisées sont cylindriques avec des têtes spéciales d'amarrages.



Photographie. II. 3. Machine de torsion alternée Schenck « Flato ».

Remarque: certains expérimentateurs, pour étudier le comportement des métaux en sollicitations biaxiales et combinées, ont développé par exemple des machines de torsion composé de flexion, cisaillement composé de traction. D'autres ont développé des machines d'essais de fatigue par chocs; en général, des éprouvettes entaillées posées sur deux appuis sont frappées par un masse tombante jusqu'à rupture.

Pour un type de sollicitation, les essais peuvent être classés selon la nature de variation des contraintes, voir figure II.1 .

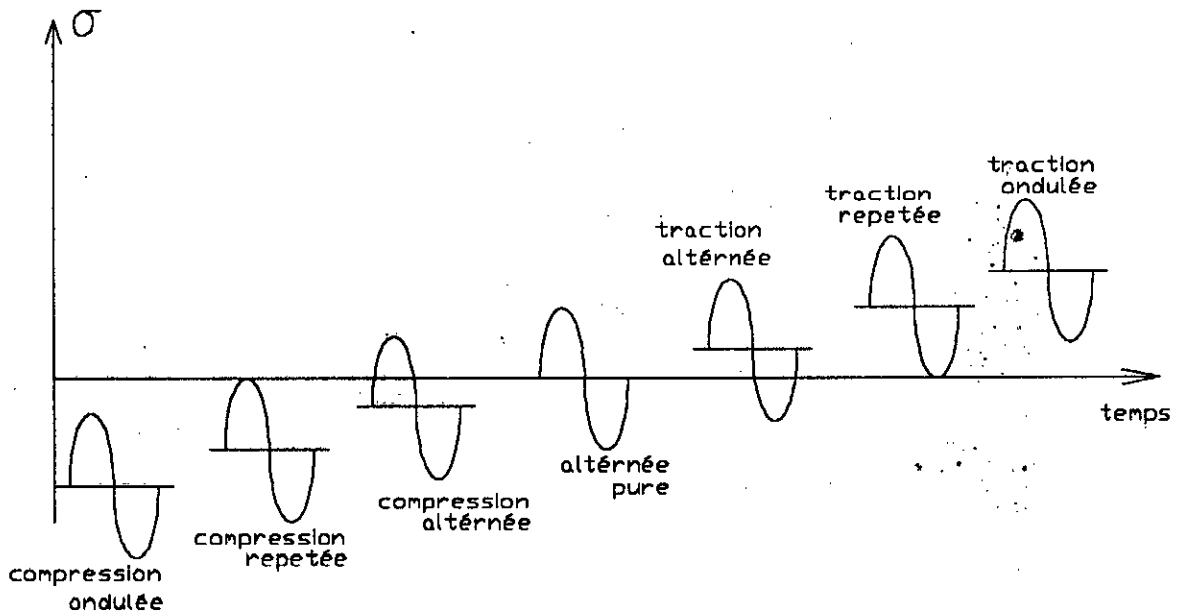


figure II.1. Exemple de modes de sollicitations en traction.

Pour un type de sollicitation donné il peut y avoir une modulation de l'amplitude de la contrainte. Cette modulation est obtenue par les équipements d'asservissement reliés au

machines d'essais comme nous l'avons indiqué pour les essais de traction-compression, voir figure II.2.

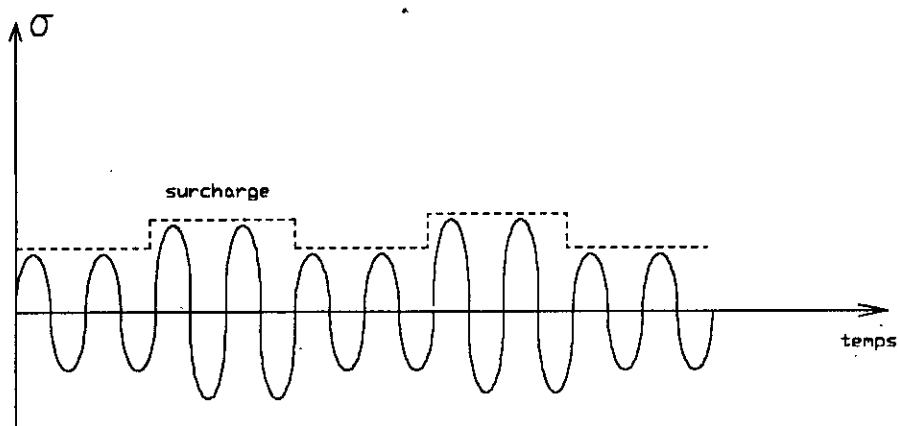


figure II.2. Exemple de sollicitation avec contrainte modulé en traction.

II. 2/ paramètres d'un mode de sollicitation :

Pour un type d'essai de fatigue donné, on définit différents paramètres pour bien décrire le mode de sollicitation de l'essai de fatigue. Dans la figure II. 3, nous donnons un exemple pour le cas d'une sollicitation en traction.

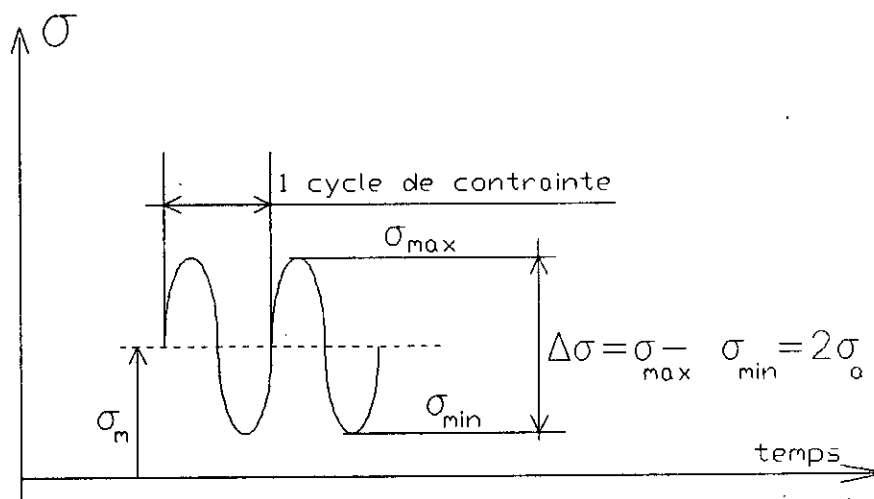


figure II. 3. Paramètres de sollicitation en traction.

où:

σ_m : contrainte moyenne.

σ_{max} : valeur maximale atteinte par la contrainte de traction.

σ_{min} : valeur minimale.

σ_a : amplitude de la contrainte.

$\Delta\sigma$: étendue de la variation de la contrainte ou écart limite.

Enfin on définit le rapport de contrainte:

$$R_s = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (II. 1)$$

II. 3/ courbe de WOHLER:

Après avoir opté pour un type d'essais et réalisés les éprouvettes nécessaires à ce type d'essais et satisfaisant les normes requises, nous abordons la méthodologie de l'essai de fatigue. En général, on choisit un certain nombre de niveaux de contrainte équidistants et à chaque niveau on utilise un certain nombre d'éprouvettes: chaque éprouvette est sollicitée jusqu'à rupture. On dresse un tableau où on indique pour chaque éprouvette le niveau de contrainte de la sollicitation appliquée et le nombre de cycles effectués par l'éprouvette jusqu'à la rupture. On reporte ensuite sur un papier semi-log les valeurs des niveaux de contrainte en fonction des nombres de cycles.

On trace enfin un courbe moyenne dite « COURBE DE WOHLER ». La courbe ainsi tracée présente quelques caractéristiques, comme c'est le cas des aciers, voir figure II. 4.

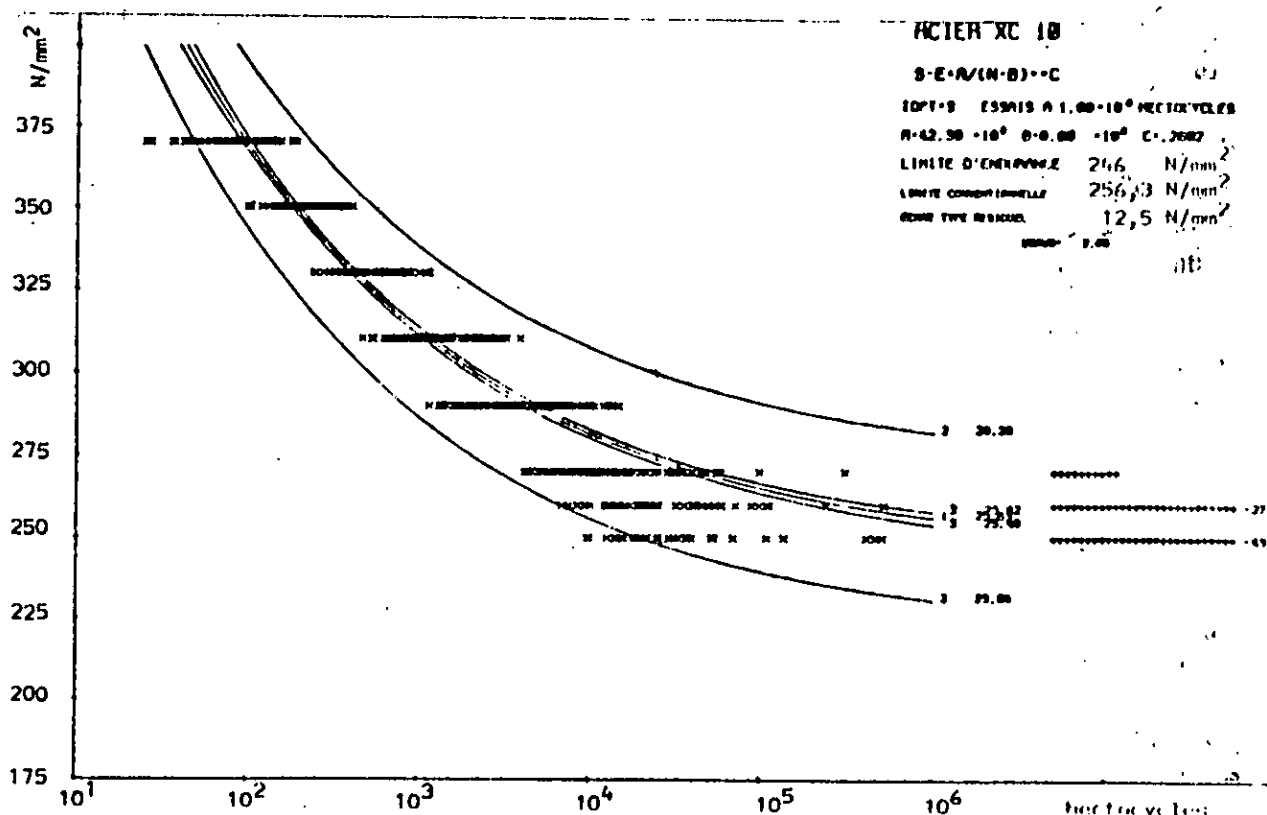


figure II.4. Exemple de courbe de WOHLER, LIEURADE [11]

On distingue trois zones: dans la première et pour un nombre de cycles inférieur à 10⁶ cycles, la courbe de WOHLER est linéaire, dans la deuxième et pour environ 10⁶ cycles la courbe présente un coude qui tend au delà, dans la troisième, vers une asymptote horizontale correspondant à la limite d'endurance.

La courbe de WOHLER est une courbe moyenne. En effet, l'expérience a montré que les résultats des essais présentent une dispersion due à différentes causes parmi lesquelles nous citons: la dispersion des dimensions, les défauts de formes, l'état de surface et les défauts métallurgiques présents dans les éprouvettes, ainsi que les défauts de centrage lors du montage de ces éprouvettes sur les machines d'essais. Pour ces différentes raisons, lors de l'application des sollicitations, la valeur du niveau de contrainte choisie présente aussi une dispersion voir figure II.5. Le tracé de la courbe de WOHLER est un tracé probabiliste où pour un niveau de contrainte donné il y a une probabilité de rupture égale à 0.5 (ou 50%) après un certain nombre de cycles.

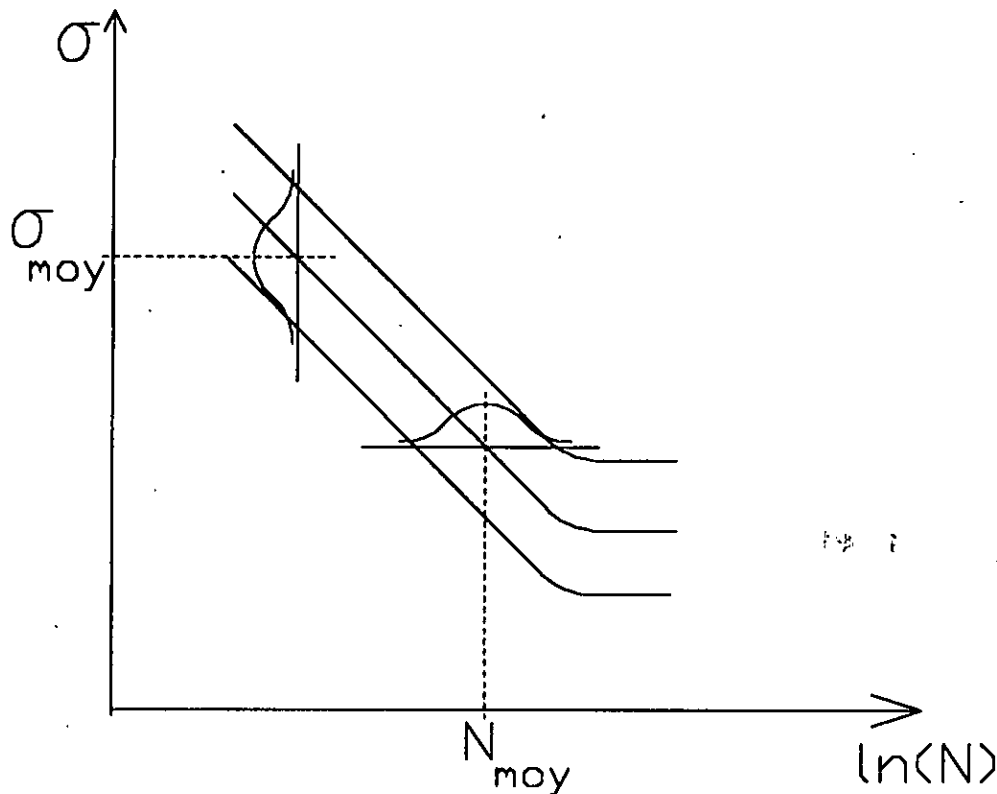


figure II.5. Courbe probabiliste de WOHLER

II. 4/ dimensions et usinage des éprouvettes:

Pour atténuer au maximum le phénomène de dispersion, des normes ont été définies pour l'usinage des éprouvettes et les tolérances de leurs cotes et des chargements qui leurs sont appliqués en plus des normes spécifiques aux fabricants de machines d'essais et aux laboratoires de recherche et d'expertise. Pour la présente étude, nous avons utilisé la recommandation ISO R1143 cité par LIEURADE [12].

II. 4. 1/ dimensions des éprouvettes:

Les dimensions des éprouvettes doivent être telles que la contrainte maximale d'essai ne soit jamais inférieure à 25 % de la capacité de la machine et que la contrainte minimale soit supérieure à 2.5 de la capacité. Les dimensions sont choisies de manière à ce que la fréquence propre d'une éprouvette soit le double au moins de la fréquence de la machine. Pour éviter les ruptures dans les zones de raccordement, les rayons des congés de raccordement entre la partie utile, c'est à dire la partie soumise à l'essai, d'une éprouvette et les têtes d'amarrages doivent être choisis de manière à avoir un facteur de concentration de contrainte théorique inférieure à 1.05. Le diamètre de la partie soumise à l'essai doit être compris entre 5 et 10 mm, la longueur doit être supérieure à trois fois le diamètre de la partie utile. Quant aux dimensions des têtes d'amarrages, elles doivent être choisies de manière à ce que le rapport de la surface de la section des têtes d'amarrages à celle de la section de la partie utile soit supérieure à 1.5. La tolérance sur l'excentricité entre la partie utile et les têtes d'amarrages est de ± 0.025 mm et la tolérance de forme sur la partie utile est de ± 0.02 mm.

II. 4. 2/ usinage des éprouvettes:

Pour ne pas altérer la structure et les caractéristiques du métal, l'usinage d'une éprouvette doit éviter tout échauffement et réduire au maximum l'écaillage de la surface de l'éprouvette.

L'usinage doit se faire par la préparation d'une ébauche avec une surépaisseur de 0.5 mm, puis par des passes de finition de plus en plus fines pour terminer avec une profondeur de passe de 0.025mm. Enfin la surface de l'éprouvette est polie longitudinalement avec des toiles et des papiers abrasifs de plus en plus fins pour terminer avec un papier au carbone-silicone, imperméable à l'eau, de degré 600. Il faut obtenir ainsi une finesse de surface de 0.025 CLA.

II. 5/ méthodes statistiques de détermination de la limite d'endurance:

Le phénomène de dispersion des résultats des essais de fatigue a amené les expérimentateurs à définir et à utiliser des méthodes d'essais qui permettent la détermination de la limite d'endurance pour un nombre de cycles fixé et l'estimation de la dispersion de ces résultats. Nous citons ci -dessous les deux principales méthodes.

II. 5. 1/ méthode des probits:

Cette méthode consiste dans le choix de niveaux de contrainte espacés régulièrement, de manière à encadrer la limite d'endurance présumée. A chaque niveau, plusieurs éprouvettes sont utilisées. L'espacement des niveaux est choisi pour qu'ils restent dans la zone d'endurance et donnent à la fois des ruptures et des non-ruptures. Pour chaque niveau, est déterminé la proportion d'éprouvettes rompues avant le nombre de cycles fixé. Les valeurs de la fréquence de rupture et du niveau de contrainte sont reportées dans des graphes avec respectivement une échelle dite « normale » et une échelle linéaire. On trace une droite dite « de HENRY » qui nous permet de déterminer la contrainte correspondant à 50% de rupture, voir figure II.6.

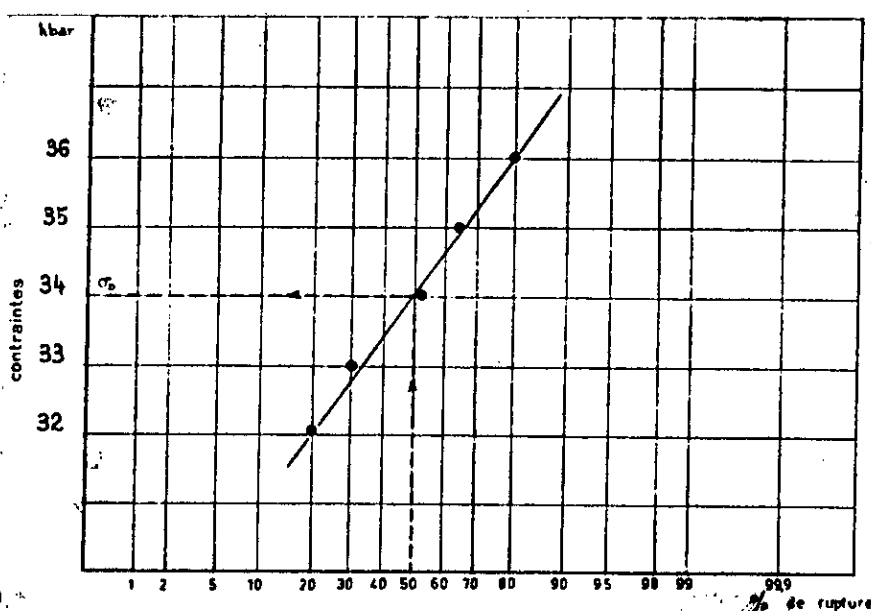


figure II. 6. Exemple d'estimation de la limite d'endurance avec la méthode des probits.

Nous devons faire une remarque importante à ce niveau. La méthode des probits est une méthode rigoureuse mais elle nécessite l'utilisation d'un nombre important d'éprouvettes, au moins 80 (de 150 à 200 de préférence) réparties entre 4 ou 5 niveaux.

II. 5. 2/ méthode d'essai en escalier(stair-case):

Cette méthode proposée par DIXON et MOOD, cité par BATHIAS [13], nécessitent au moins 15 éprouvettes (20 à 30 de préférences). On choisit des niveaux de contrainte régulièrement espacés, l'espacement étant voisin de l'écart-type. Ensuite, on choisit un niveau de contrainte supposé proche de la limite d'endurance pour un nombre de cycles fixé. Si l'éprouvette testée à

CHAPITRE II: Pratique de l'essai de fatigue.

ce niveau est rompue avant le nombre de cycles fixé, on choisit le niveau de contrainte immédiatement inférieur. Par contre, si l'éprouvette n'est pas rompue, on choisit le niveau de contrainte immédiatement supérieur. On répète la procédure jusqu'à épuisement des éprouvettes. La limite d'endurance à 50% d'éprouvettes rompues est déterminée par la moyenne statistique des résultats obtenus. Pour le calcul, on considère les résultats relatifs à l'éventualité la moins fréquente de rupture ou de non-rupture. La moyenne est estimée par la relation suivante:

$$\sigma_D = S_0 + d \left(\frac{A}{N} \pm \frac{1}{2} \right) \quad (\text{II. 1})$$

où:

S_0 : plus petite contrainte utilisée.

n_i : nombre de réponses les moins fréquentes pour chaque niveau.

i : rang du niveau de contrainte, tel que $i=0$ pour le niveau S_0 .

$N = \sum n_i$

$A = \sum i n_i$

$B = \sum i^2 n_i$

l'écart-type de la limite d'endurance est estimé par la relation suivante:

$$s = 1.62d \left(\frac{NB - A^2}{N^2} + 0.028 \right) \quad (\text{II. 2})$$

Remarque: l'application de cette méthode est conditionnée par la vérification de l'inégalité suivante:

$$\frac{NB - A^2}{N^2} \geq 0.3 \quad (\text{II.3})$$

Nous donnons un exemple d'application dans la figure II.7.

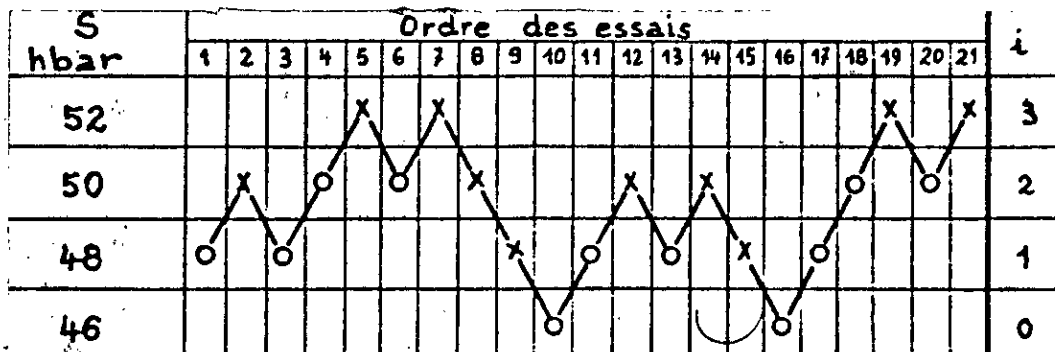


figure II.7. Exemple d'application de la méthode d'essai en escalier.

II. 6/ relations empiriques entre la limite d'endurance et les autres propriétés des aciers:

Différents chercheurs, dans le domaine de la fatigue des métaux, ont proposé des relations empiriques qui lient la limite d'endurance aux autres propriétés telles que: la limite de rupture, la

CHAPITRE II: Pratique de l'essai de fatigue.

limite élastique, la striction et l'allongement. Nous donnons ci-dessous quelques relations proposées par différents auteurs et citées par CAZAUD [14]:

MAILANDER:

$$\sigma_D = (0.49 \pm 20\%) R_m \quad (\text{II.4})$$

STRIBECK:

$$\sigma_D = 0.285 \pm 20\% (R_m + R_e) \quad (\text{II.5})$$

ROGERS:

$$\sigma_D = 0.4 R_e + 0.25 R_m \quad (\text{II.6})$$

HOUDREMENT et MAILANDER:

$$\sigma_D = 0.25 (R_m + R_e) + 5 \quad (\text{II.7})$$

JUNGER:

$$\sigma_D = 0.2 (R_e + R_m + S \%) \quad (\text{II.8})$$

LEQUIS, BUCHHOLTZ et SCHULTZ:

$$\sigma_D = 0.175 (R_e + R_m - A \% + 100) \quad (\text{II.9})$$

FRY, KESSNER et OETTEL:

$$\sigma_D = (\alpha R_m + R_e) \quad (\text{II.10})$$

Dans les relations empirique ci-dessus, nous avons;

R_e : limite élastique (daN/mm^2).

R_m : limite de rupture (daN/mm^2).

A: allongement en pourcentage.

S: striction en pourcentage.

α et β : facteurs tirés d'un abaque en fonction de R_m voir figure II.8.

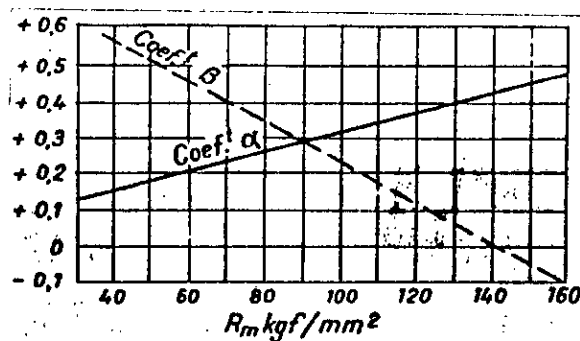


figure II.8. Facteurs α et β pour la formule de FRY.

II. 7/ conclusion:

Pour conclure ce chapitre, nous devons noter que le choix de la méthode d'essai en fatigue dépend de la nature du problème étudié et des résultats escomptés des essais. Si le but des essais est la détermination des lois de comportement d'un matériau en fatigue et l'influence de divers paramètres sur le comportement, il est préférable de choisir un essai à sollicitation

CHAPITRE II: Pratique de l'essai de fatigue.

simple sur des éprouvettes normalisées, d'une part. D'autre part, pour une série d'essais, l'étude devra porter sur l'influence d'un seul paramètre. Si au contraire, le but de l'étude est l'amélioration de la résistance en fatigue d'une pièce mécanique, il est préférable de choisir un essai ou plutôt un machine d'essai qui permet d'étudier directement le comportement de la pièce elle même. Dans certains cas, il est préférable de mener l'étude sur des pièces mécaniques fonctionnant dans des machines.

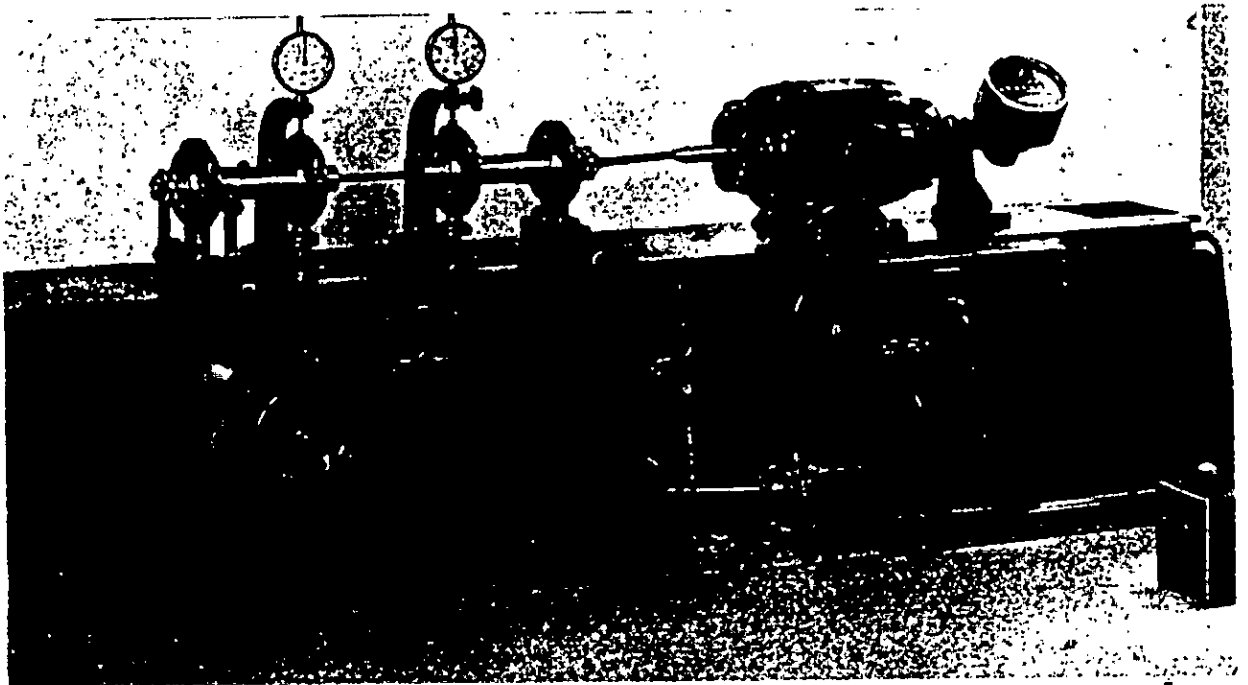
CHAPITRE III

Etude expérimentale

Le but de la présente étude étant la détermination du facteur de sensibilité à l'effet d'entaille, notre choix de l'essai de fatigue s'est porté sur un essai utilisant des éprouvettes normalisées. Nous avons utilisé des éprouvettes entaillées de différentes acuités, c'est à dire ayant différentes valeurs pour le rayon à fond d'entaille. De cette manière, il nous est possible de déterminer la variation du facteur de sensibilité en fonction de la valeur du rayon à fond d'entaille.

III. 1/ machine d'essai de fatigue utilisée:

Pour l'étude expérimentale que nous présentons ici, nous avons utilisé une machine de flexion rotative « SCHENCK » qui est était en panne et qui était entreposée au laboratoire de métallurgie du département de génie mécanique.



photographie III.1. Machine d'essai en flexion rotative « SCHENCK ».

III. 1. 1/ mode de sollicitation de l'éprouvette:

La sollicitation sur la machine de flexion rotative « SCHENCK » est modélisée par une flexion à quatre points d'une poutre, voir figure III.1. De cette manière, l'éprouvette est soumise à un moment fléchissant constant.

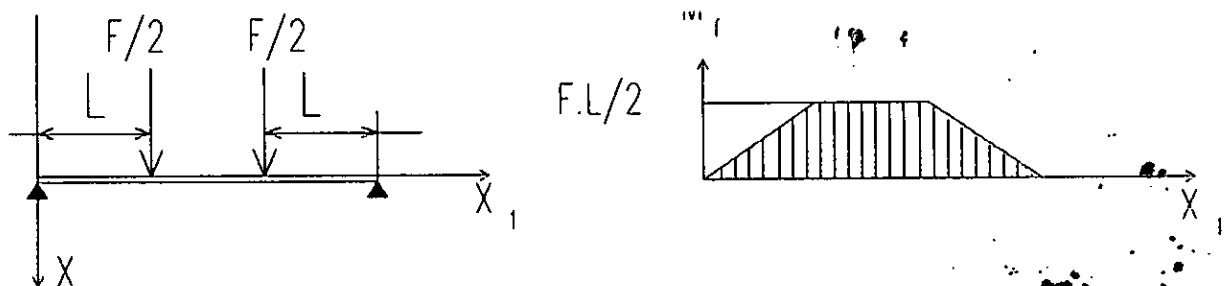


figure III.1. Sollicitation de l'éprouvette.

Lorsqu'elle est mise en rotation, en un point de la section droite de l'éprouvette, la contrainte de traction obtenue par la flexion est alternée pure. Dans ce cas, la contrainte moyenne $\sigma_m = 0$ et le rapport de contrainte $R_\sigma = -1$.

III. 1. 2/ description de la machine d'essai:

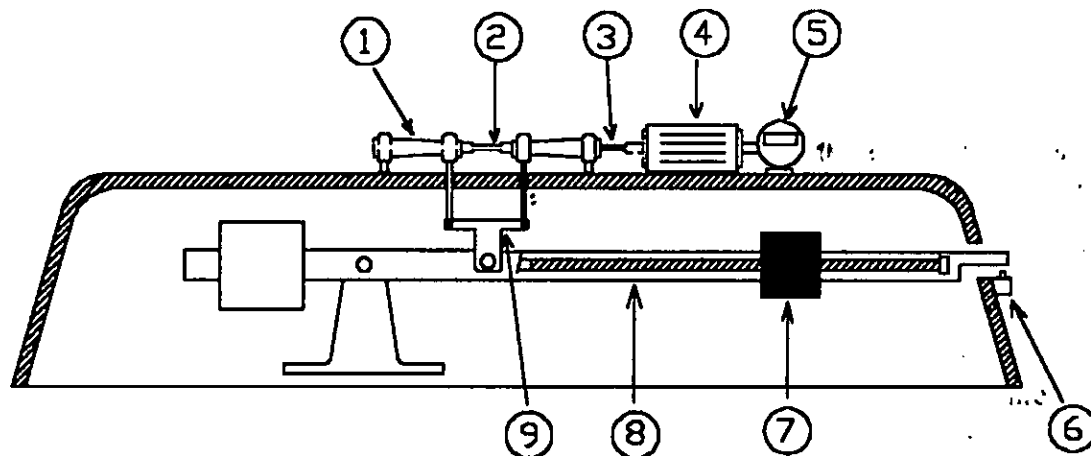


figure III. 2. Schéma de la machine d'essai de fatigue « SCHENCK ».

La machine d'essai utilisée pour la présente étude est structurée en deux parties principales:

-une partie tournante: composée de deux fourreaux (1) à l'intérieur de chaque fourreau est montée une pince qui permet le serrage de l'éprouvette (2) lors du montage. Sur chaque fourreau sont montés deux roulements rotules à deux rangées de billes. L'un des fourreaux est relié à un moteur électrique (4) tournant à 2760 tr/mn avec un accouplement élastique (3) (composé de plusieurs ressorts montés les uns dans les autres) et le moteur est relié à un compte-tours (5).

-une partie de chargement: composée principalement d'un levier (8) sur lequel peut glisser une masse (7) dont le déplacement est mesuré grâce à un aiguille coulissant le long d'une règle de 300 mm. Ce levier est relié aux deux fourreaux par l'intermédiaire d'une chape (9) de manière à transmettre à la partie tournante l'effort produit par la masse coulissante. Le levier peut entrer en contact avec un coupe-circuit lors de la rupture de l'éprouvette ce qui permet de mesurer le nombre de tours ou de cycles effectués par l'éprouvette sous une certaine charge jusqu'à la rupture.

III. 1. 3/ remise en marche de la machine d'essais:

Comme nous l'avons indiqué ci-dessus, la machine d'essai était immobilisée par des pannes mécaniques et électrique. Il a fallu usiner des clavettes de quelques millimètres de dimensions. Ces clavettes assuraient la transmission du mouvement en rotation entre les fourreaux et les pincettes qu'ils contenaient. Il a fallu aussi réaliser, au tour, les ressorts qui forment la structure de l'accouplement élastique. Quant à la panne électrique, il s'agissait, essentiellement, de la défectuosité du disjoncteur de la machine. Ce qui empêchait tout démarrage. Le disjoncteur original de la machine a été remplacé par un disjoncteur standard qui, néanmoins, assurait toutes les fonctions de l'original. La plus importante étant la fonction d'arrêt du moteur. Cela, grâce à un coupe-circuit qui est relié au disjoncteur.

III. 2/ types d'éprouvettes utilisées:

Principalement deux types d'éprouvettes ont été réalisées à partir d'un acier XC10 sous forme de barres étirées disponibles au magasin de l'atelier du département de génie mécanique. Cette

nuance d'acier correspond à un acier doux à l'état écroui. Sa structure est à grains ferritiques avec présence de cémentite tertiaire aux joints de grains.

composition chimique				propriétés mécaniques			
principaux composants en %				limite élastique	limite de rupture	coeff. de résistance plastique	coeff. d'écrouissage
C	Mn	Si	P	R_e [MPa]	R_m [MPa]	σ_0 [MPa]	n
0.07	0.55	< 1	< 1	620	700	868.2	0.083

Tableau III. 1. Propriétés mécaniques et composition chimique de l'acier XC10 utilisé.

III. 2. 1/ éprouvettes lisses:

De forme cylindrique avec un diamètre $\phi 8\text{mm}$ pour la partie utile ce type nous a permis de tracer un partie de la courbe de WOHLER caractéristique de l'acier utilisé. Cette partie de la courbe servira de référence pour les courbes du deuxième type d'éprouvettes.

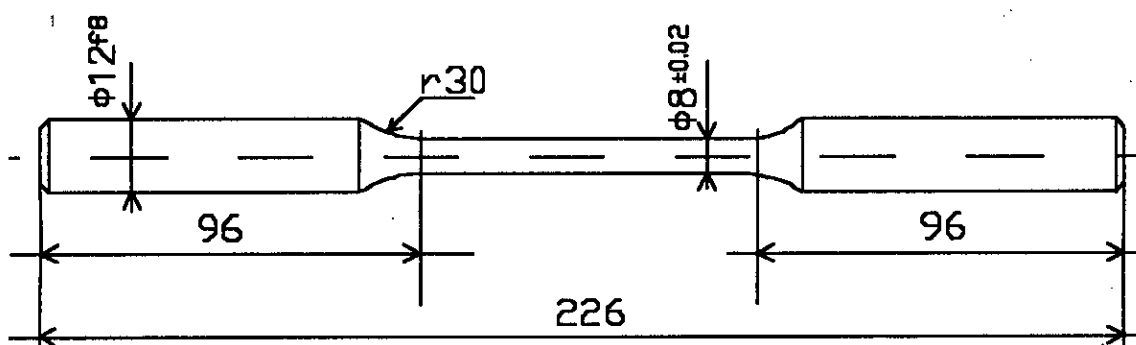


figure III.3. Schéma de l'éprouvette lisse.

III. 2. 2/ éprouvettes entaillées:

La forme est la même que pour le premier type, seulement le diamètre de la partie utile est de $\phi 10$ diminué ensuite à $\phi 8$ avec une entaille de 1 mm de profondeur, un angle de 60° et un rayon « r » en fond d'entaille, voir détail figure III. 4. b (nous avons choisi trois valeurs pour le rayon en fond d'entaille: 0.03 mm, 0.15 mm et 0.80 mm)

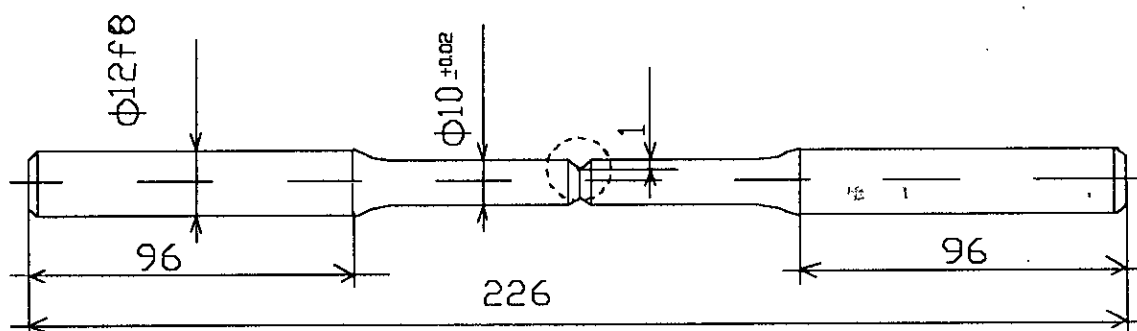


figure III. 4. a. Schéma de l'éprouvette entaillée.

Quatre séries différentes d'éprouvettes ont été réalisées d'une vingtaine chacune. Nous devons faire remarquer ici que le choix des rayons des fonds d'entailles a été fait selon la disponibilité de l'outillage utilisés pour la réalisation de ces entailles. Il s'agissait d'outils à fileter.

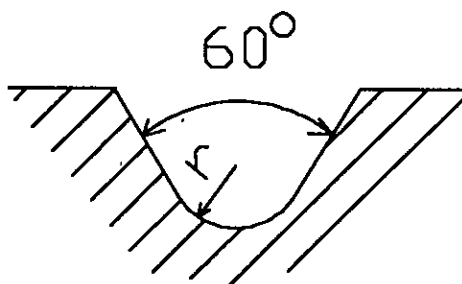


figure III. 4. b. Schéma du détail de l'entaille.

III. 3/ protocole des essais réalisés:

Pour mener les essais sur les éprouvettes, nous avons opté pour la méthode classique qui consiste à choisir plusieurs niveaux de contraintes et à essayer, à chaque niveau, plusieurs éprouvettes. Nous avons préféré cette méthode aux deux méthodes des probits et d'essai en escalier car ces dernières se limitent à déterminer la limite d'endurance pour un nombre de cycles jusqu'à rupture fixé. Par contre nous cherchions à déterminer une partie de la courbe de WOHLER. Pour la présente étude un nombre de trois éprouvettes pour chaque niveau de contrainte a été jugé suffisant vu le nombre d'éprouvettes disponibles et la difficulté de choisir les niveaux de contrainte. En effet, il nous était impossible d'estimer, à priori, les résultats qui seraient obtenus par les essais. Quand au pas entre les niveaux de contrainte il a été pris égal à 16.58 (MPa). Il correspond à un pas de 20 mm sur la machine, mais au cours des essais nous avons été amené à prendre le double ou parfois la moitié de ce pas. Nous faisons une remarque importante à ce niveau concernant les essais: en effet, nous avons utilisé une quinzaine d'éprouvettes par type ce qui correspond à cinq niveaux de contrainte. D'autre part nous avons limité le nombre de cycles à un maximum de 10^6 , pour rester dans la partie linéaire de la courbe de WOHLER. Donc, nous avons choisi de travailler avec une limite d'endurance conventionnelle à un million de cycles.

III. 4/ résultats des essais:

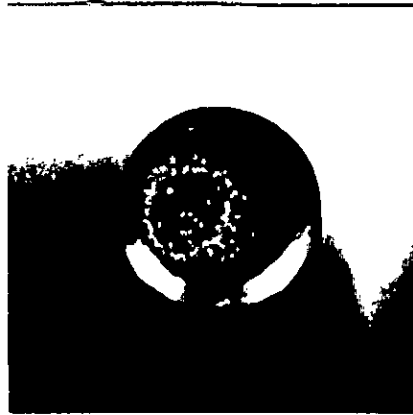
En premier lieu, nous faisons quelques commentaires sur l'aspect des faciès de rupture.



photographie III. 1. Cassure de l'éprouvette entaillée.

Pour les éprouvettes entaillées la rupture est survenue suivant une surface pratiquement plane correspondant au diamètre minimal en fond d'entaille. En observant la surface de rupture, nous distinguons deux zones différentes d'aspect: la première d'apparence claire entourant la deuxième d'apparence plus sombre (voir photographie III.1). La première surface,

qui est légèrement rugueuse, correspond à la zone d'élaboration du processus de fatigue: une fissure apparaît sur la circonférence en fond d'entaille et se propage ensuite vers l'intérieur de la section jusqu'à la deuxième zone qui est plus rugueuse. Cette zone est une zone critique où la fissure se propage à une très grande vitesse, d'où la rupture brutale de l'éprouvette. De ce fait la première est dite « zone de fatigue » et la deuxième est dite: « zone de rupture brutale ».



photographie III. 2. Cassure de l'éprouvette entaillée (sous faible charge).

Nous avons remarqué pour de faibles charges que la zone de rupture fragile n'est plus centrée dans la section, mais elle est décalée vers la circonférence (voir photographie III.2). Nous pouvons expliquer cela par le fait qu'à faible charge: la probabilité d'apparition d'une fissure sur toute la circonférence, en même temps, est très faible. Donc le moindre défaut en un point de la circonférence provoquera l'apparition d'une fissure qui se propagera suivant des arcs concentriques jusqu'à atteindre la zone critique de rupture brutale.



photographie III.3. Cassure de l'éprouvette lisse.

Pour les éprouvettes lisses, la surface de rupture est moins nette et elle est développée dans l'espace; d'une part, et d'autre part la distinction entre les zones de fatigue et de rupture brutale n'est pas aussi simple que pour le cas des éprouvettes entaillées, bien que nous observons là aussi deux zones différentes: une d'apparence claire et l'autre sombre.

L'observation de la zone d'apparence claire montre que la fissure est apparue en un point de la circonférence et s'est propagé ensuite vers l'intérieur de la section jusqu'à la zone critique de rupture brutale où on observe un arrachement de matière qui est moins évident pour les éprouvettes entaillées (voir photographie III. 3).

III. 4. 1/ résultats sur éprouvettes lisses:

EPROUVETTES LISSES : $\Phi 8$ mm			
σ [MPa]	Nombre de cycles jusqu'à rupture		
	essai n°: 1	essai n°: 2	essai n°: 3
422.76	60000	66000	49100
406.18	74700	127500	109600
373.02	372200	303000	451600
364.73	303300	310100	149200
331.57	826200	868300	820100

tableau III.2. Nombres de cycles jusqu'à rupture en fonction du maximum de la contrainte de flexion.

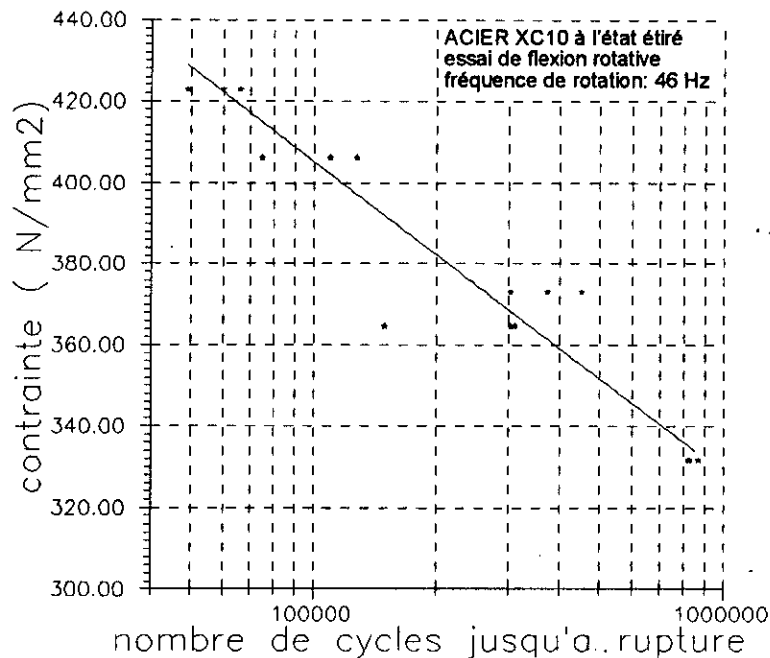


figure III. 5. courbe de WOHLER correspondant aux éprouvettes lisses.

Le tracé de la courbe a été obtenu en appliquant la méthode des moindres carrés sur la moyenne des mesures obtenues pour chaque niveau de contrainte en supposant une loi de comportement linéaire dans l'échelle choisie pour le tracé. L'observation de la courbe de la figure III. 5 montre clairement la dispersion des résultats des essais inhérente au phénomène de fatigue. Cette dispersion est très nette entre le troisième et le quatrième niveau de contrainte. En effet, la moyenne des cycles jusqu'à rupture pour le niveau 364.73 MPa est inférieure à la moyenne du niveau 373.02 MPa. Cela nous a conduit à choisir un dernier niveau de contrainte inférieur de deux pas au quatrième. Mais comparativement à d'autres résultats observés dans certains ouvrages, la dispersion observée dans cette étude est moins prononcée.

Nous avons obtenu, avec un facteur de corrélation égal à 0.98, une courbe d'interpolation qui est une droite d'équation:

$$\sigma = -33.29 \ln(N_r) + 789 \quad (\text{MPa}) \quad (\text{III.1})$$

d'où la limite d'endurance à un million de cycles:

$$\sigma_d = 329 \quad (\text{MPa})$$

CAZAUD [15] a déterminé sur un acier doux (0.10% C) à l'état étiré une limite d'endurance égale à 295 MPa.

Pour mettre en évidence l'effet d'entaille, nous avons choisi de coupler la courbe correspondant à l'éprouvette lisse avec la courbe correspondant à une éprouvette entaillée.

III . 4. 2/ résultats sur éprouvettes entaillées, r=0.03 mm :

EPROUVETTES ENTAILLEES $\Phi 8$ mm, r = 0.03 mm			
σ [MPa]	Nombre de cycles jusqu'à rupture		
	Essai n°: 1	Essai n°: 2	Essai n°: 3
281.84	97300	103200	109400
265.26	181800	167900	152900
248.68	289600	401500	230800
240.39	503200	474700	655900
232.10	967200	689400	312900

tableau III.3. Nombres de cycles jusqu'à rupture en fonction de la contrainte nominale de flexion.

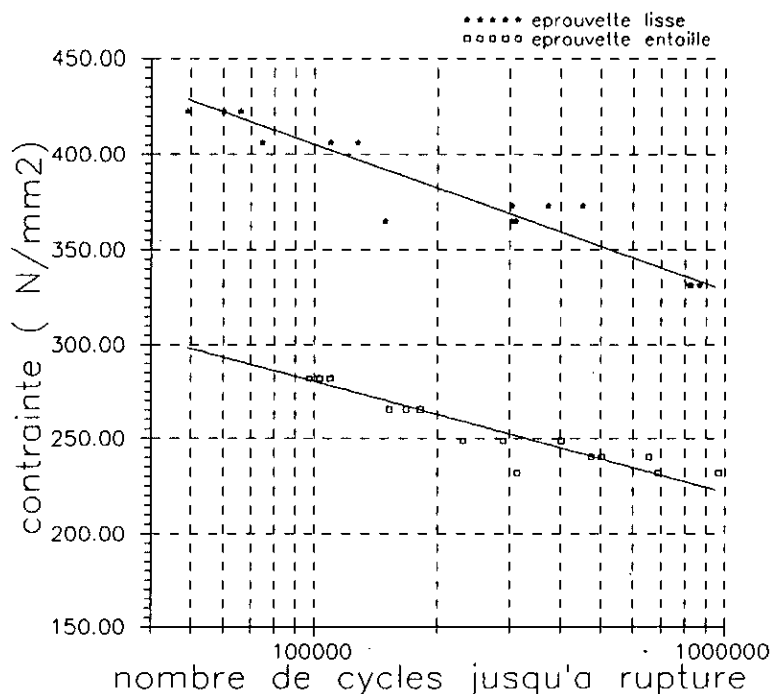


figure III.6. Courbe de WOHLER correspondant à l'entaille de rayon: r = 0.03 mm.

Nous remarquons pour l'éprouvette entaillée une dispersion des résultats de plus en plus importante à mesure qu'on diminue les niveau de contrainte et qu'on s'approche de la limite d'endurance de l'acier utilisé. Dans ce cas, la dispersion nous a amené à choisir un dernier niveau de contrainte inférieur de la moitié du pas au quatrième niveau. De manière à éviter un nombre de cycles jusqu'à rupture supérieur à un million de cycles, comme cela avait été décidé au début de l'étude.

L'équation de la courbe d'interpolation, obtenue avec un facteur de corrélation égal à 0.99, est:

$$\sigma = -25.4 \ln(N_r) + 572 \text{ (MPa)} \tag{III.2}$$

d'où la limite d'endurance à un million de cycles:

$$\sigma_{dn} = 221 \text{ (MPa)}$$

III. 4. 3/ résultats sur éprouvettes entaillées, $r = 0.15 \text{ mm}$:

EPROUVETTES ENTAILLEES $\Phi 8 \text{ mm}$, $r = 0.15 \text{ mm}$			
σ [MPa]	Nombre de cycles jusqu'à rupture		
	essai n°: 1	essai n°: 2	essai n°: 3
265.26	155400	164100	108300
248.68	140700	196200	170900
232.10	267100	219600	258200
215.52	346000	409100	443600
198.94	808700	893100	723500

tableau III.4. Nombres de cycles jusqu'à rupture en fonction de la contrainte nominale de flexion.

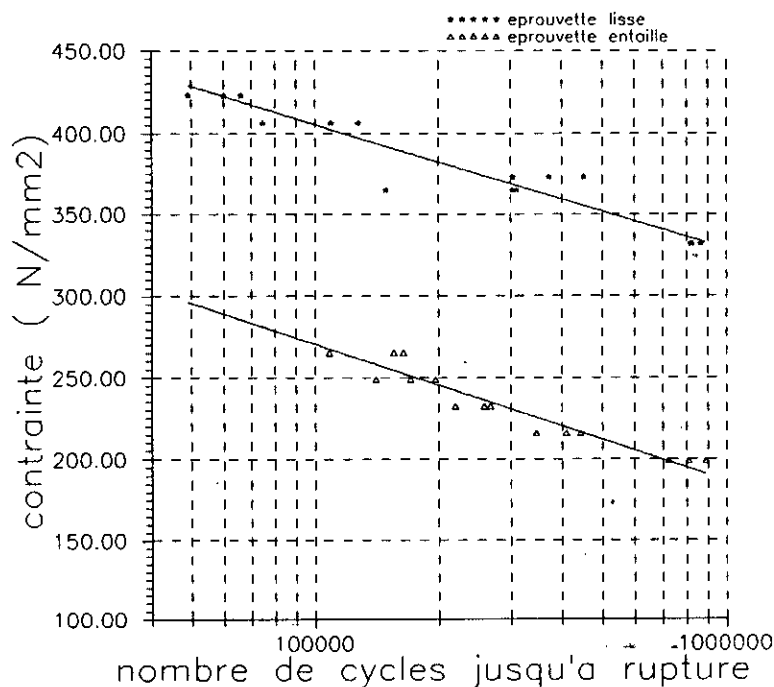


figure III.7. Courbe de WOHLER correspondant à l'entaille de rayon: $r = 0.15 \text{ mm}$.

Là aussi, nous observons la dispersion des résultats mais cette dispersion est restée dans des limites acceptables. Ceci explique le fait que nous ayons pris des niveaux de contrainte équidistants. La différence entre deux niveaux adjacents étant égale au pas.

L'équation de la courbe d'interpolation, obtenue avec un facteur de corrélation égale à 0.98, est:

$$\sigma = -36.4 \ln(N_r) + 690 \text{ (MPa)} \tag{III.3}$$

d'où la limite d'endurance à un million de cycles:

$$\sigma_{dn} = 187 \text{ (Mpa)}$$

III. 4. 4/ résultats sur éprouvettes entaillées, $r = 0.80$ mm:

EPROUVETTE ENTAILLEE $\Phi 8$ mm, $r = 0.80$ mm			
σ [MPa]	nombre de cycles jusqu'à rupture		
	essai n°: 1	essai n°: 2	essai n°: 3
298.44	57400	42300	71100
281.84	68300	85100	76000
248.68	161000	186200	189300
232.10	374400	200200	194600
198.94	985500	621200	790300

tableau III.5. Nombres de cycles jusqu'à rupture en fonction de la contrainte nominale de flexion.

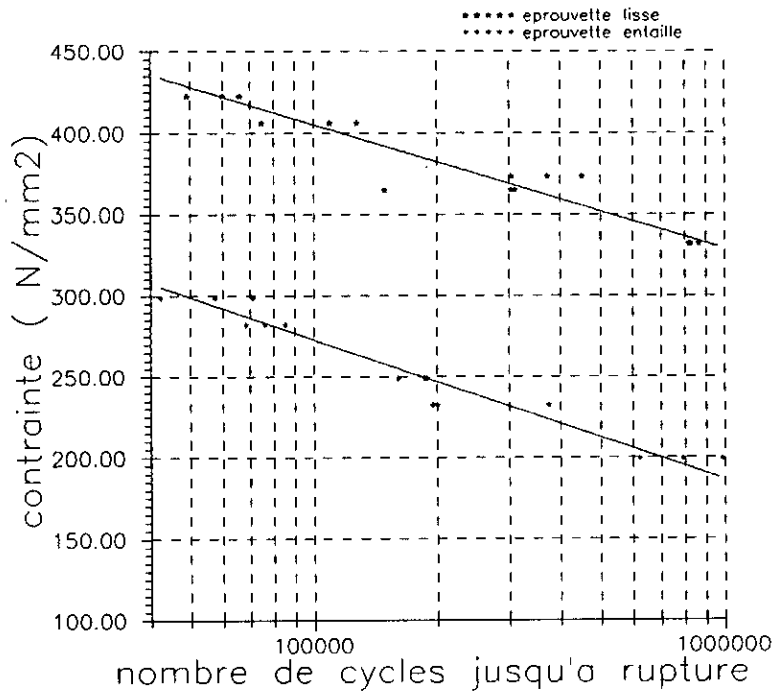


figure III.8. Courbe de WOHLER correspondant à l'entaille de rayon: $r = 0.80$ mm

La difficulté à estimer la valeur des niveaux de contraintes à appliquer à l'éprouvette entaillée, nous a amené à choisir le double du pas entre le deuxième et le troisième niveaux et entre le quatrième et le dernier niveaux. Ce qui nous a permis d'approcher le million de cycles jusqu'à rupture.

L'équation de la courbe d'interpolation a été obtenue avec un facteur de corrélation égal à 0.99:

$$\sigma = -37.5 \ln(N_r) + 705 \text{ (MPa)} \quad \text{(III.4)}$$

d'où la limite d'endurance à un million de cycles:

$$\sigma_{dn} = 187 \text{ (Mpa)}$$

Avant de passer à l'exploitation des résultats, nous voudrions faire quelques remarques sur l'allure des courbes de WOHLER obtenues pour les trois types d'éprouvette.

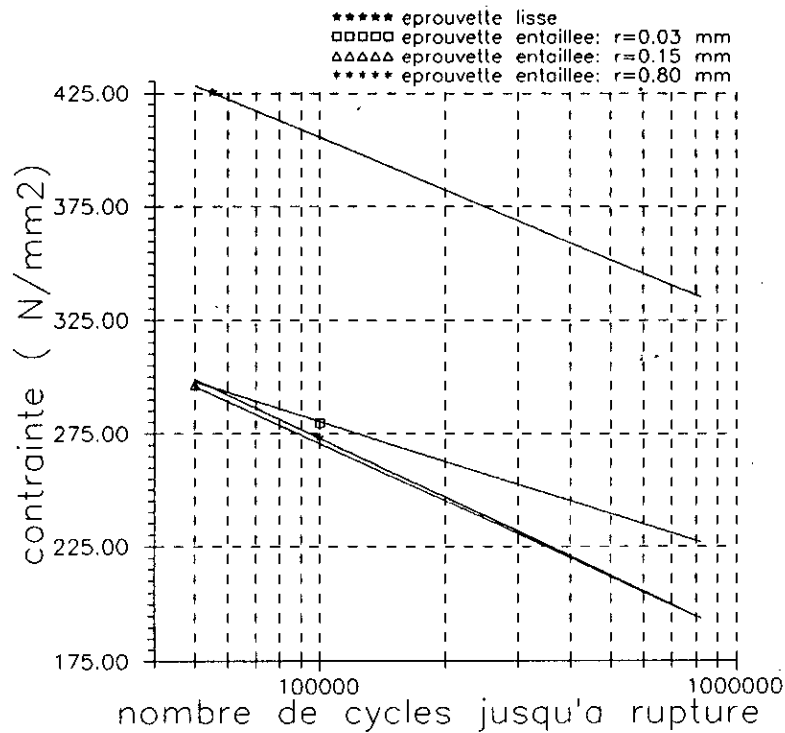


figure III. 9. Tracé comparatif des courbes de WOHLER pour les éprouvettes lisses et entaillées.

D'une part, nous remarquons pour les rayons 0.15 et 0.80 mm que les courbes de WOHLER sont pratiquement confondues. D'autre part, la pente des deux courbes est pratiquement la même que pour celle de l'éprouvette lisse. Pour le rayon 0.03 mm et pour des valeurs élevées de la contrainte, la courbe de WOHLER se confond aussi avec les deux autres courbes, mais elle se différencie au fur et à mesure que la contrainte diminue. La pente de la courbe pour ce dernier rayon est donc différente, néanmoins elle reste de même grandeur que pour les autres éprouvettes. Cette différence est expliquée par le fait de la dispersion qui est plus importante dans le cas des rayons très petits. Nous avons remarqué la même dispersion dans les résultats expérimentaux publiés par A. BUCH [16].

III. 5 / exploitation des résultats expérimentaux:

III. 5. 1/ facteurs de concentration de contrainte théorique « K_t » et en fatigue « K_f »:

Pour la détermination du facteur de concentration de contrainte théorique nous avons utilisé la relation (I.5):

$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{A \frac{2r}{D-d} + B \frac{2r(1+2r/d)^2}{d}}}$$

où:

A=0.25, B= 1.80 pour le cas de la flexion de cylindre.

D= 10 mm, d= 8 mm, r= 0.03 mm, 0.15 mm ou 0.80 mm.

Quand au calcul du facteur de concentration de contrainte en fatigue, nous avons utilisé la relation (I. 6):

$$K_f = \frac{\sigma_d}{\sigma_{dn}}$$

où σ_d et σ_{dn} sont respectivement la limite d'endurance sur éprouvettes lisses et la limite d'endurance sur éprouvettes entaillées.

Nous avons regroupé les valeurs des facteurs de concentration de contrainte théorique et en fatigue dans le tableau suivant:

r (mm)	0.03	0.15	0.80
K_f	1.49	1.76	1.76
K_t	7.87	4.01	2.18

tableau III.5. Valeurs des facteurs de concentration de contrainte théoriques et de fatigue.

III. 5. 2/ facteurs de sensibilité à l'effet d'entaille:

Pour le calcul du facteur de sensibilité à l'effet d'entaille nous avons utilisé les deux définitions (I. 7) et (I. 8):

$$q_1 = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

$$q_2 = \frac{K_f}{K_t}$$

Les résultats sont présentés dans le tableau ci-dessous:

r (mm)	0.03	0.15	0.80
q_1	0.07	0.25	0.64
q_2	0.19	0.44	0.81

tableau III.6. Valeurs expérimentales du facteur de sensibilité à l'entaille.

Remarque: nous avons essayé de faire une corrélation avec les relations de NEUBER et de HEYWOOD relatives aux facteurs de sensibilité à l'effet d'entaille (I. 18) et (I. 20). les facteurs de corrélation étant pauvres nous avons modifié les valeurs des exposants que nous avons déterminé par la méthode des moindres carrés. Ce qui conduit aux relations ci-dessous avec respectivement les facteurs de corrélation suivants 0.999 et 0.996:

$$q_{1,NE} = \frac{1}{1 + \left(\frac{0.44}{r}\right)^{0.97}} \quad \text{(III.5)}$$

$$q_{2,H} = \frac{1}{1 + \frac{0.63}{(0.26r)^{0.88}}} \quad \text{(III.6)}$$

III. 6/ conclusion:

La première remarque que nous pouvons faire concerne les limites d'endurance. Comme attendu la limite d'endurance a diminué pour le cas des éprouvettes entaillées. Nous avons trouvé pratiquement la même limite pour les rayons 0.15 mm et 0.80 mm. Quant à la limite d'endurance pour le rayon 0.03 mm elle est supérieure à celles obtenus pour les des deux autres entailles, donc le facteur de concentration en fatigue K_f pour ce rayon est inférieur à celui des deux autres rayons. Alors que les valeurs du facteur de concentration théorique K_t sont inversement proportionnelles aux valeurs du rayon.

D'autre part, nous remarquons que les résultats des essais nous ont amené à modifier les relations empiriques de NEUBER et de HEYWOOD qui donnent les valeurs du facteur de sensibilité à l'effet d'entaille en fonction du rayon à fond d'entaille.

CHAPITRE IV

Etude numérique

Dans ce chapitre, nous faisons une comparaison quantitative entre les valeurs du facteur de sensibilité obtenues de l'étude expérimentale et celles numériques du modèle de facteur proposé par PLUVINAGE. Ce modèle est basé sur le calcul de champs de contraintes en fond d'entaille à partir des caractéristiques mécaniques du matériau étudié. Ces caractéristiques étant déterminées à partir d'essais simple de traction. Cette approche numérique évite d'avoir recours systématiquement à des essais de fatigue qui nécessitent un grand nombre d'éprouvettes alors que les essais de caractérisation en traction en nécessitent beaucoup moins.

IV. 1/ Modèle numérique:

Pour déterminer le champ de contrainte en fond d'entaille, nous avons utilisé un modèle élastoplastique développé par SAADOUN [17], durant son magistère, pour le calcul des champs de contrainte en fond d'entaille dans le cas de traction de plaque entaillé. Le choix de ce modèle a été motivé par la nature de l'acier XC10 utilisé lors de l'étude expérimentale. Cet acier présente une capacité de déformation plastique qui a une grande influence sur la nature du champ de contrainte. Le code de calcul est basé sur un élément quadrilatéral à 8 noeuds. Le problème est traité en contrainte plane. Pour exploiter ce code de calcul nous avons adapté par étapes successives le problème étudié. La partie utile de l'éprouvette est considérée comme une poutre cylindrique entaillée soumise à une flexion simple. Pour deux sections droites symétriques par rapport à l'entaille et dans le plan moyen de l'éprouvette, le moment fléchissant produit un champ de contraintes normales linéaire, voir figure IV.1. a . Nous avons considéré le plan moyen car les valeurs des contraintes y sont maximales.

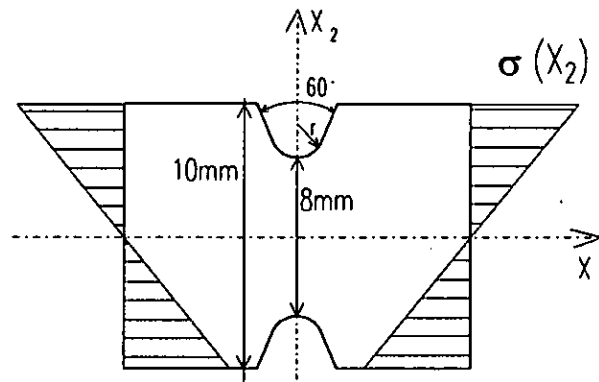


figure IV. 1. a. Contraintes de flexion dans le plan moyen de l'éprouvette.

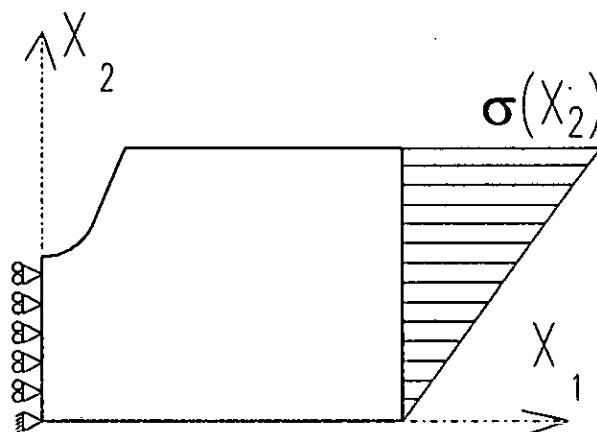


figure IV. 1. b. Modélisation de la sollicitation.

Nous avons supposé que le champ de contrainte dans le plan moyen de l'éprouvette est équivalent à un champ de contrainte de flexion d'une plaque ayant les mêmes dimensions que la section longitudinale de la partie utile de l'éprouvette et une épaisseur unitaire (1 mm).

La symétrie par rapport à l'entaille et le fait que les points se trouvant sur l'axe neutre de flexion forment une frontière libre nous a permis de ramener l'étude numérique à un quart de plaque sollicité dans son plan par une charge répartie linéaire.

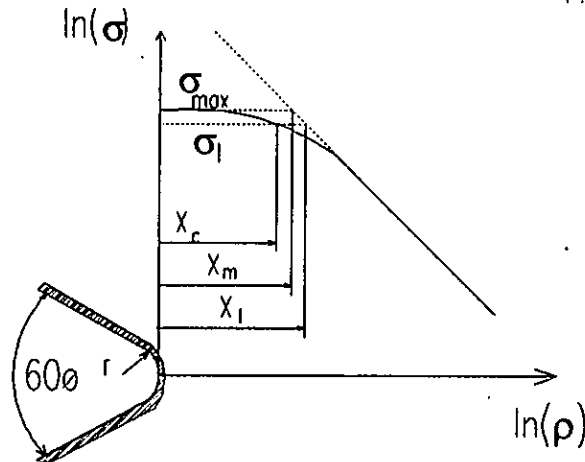


figure IV. 2 champ de contrainte en fond d'entaille.

Dans la figure IV. 2, nous remarquons que la contrainte est sensiblement constante en fond d'entaille, en s'éloignant elle diminue jusqu'à être sensiblement linéaire. Du champ de contrainte nous déduisons trois distances X_c , X_m et X_l : X_c caractérise la zone plastique, X_m et X_l sont les abscisses des points de la droite qui définit la partie linéaire du champ de contrainte. Ces points correspondent respectivement à la contrainte maximale en fond d'entaille σ_{max} et à la contrainte locale σ_l .

IV. 2/ Résultats numériques:

Dans les paragraphes suivants, nous présentons les résultats des calculs sous forme graphique dans une échelle bi-logarithmique. Pour chaque acuité (i.e. pour chaque valeur du rayon en fond d'entaille), nous donnons le champ de contrainte en fond d'entaille. De ce champ nous déduisons la valeur de la distance caractéristique X_c , où la contrainte est sensiblement constante, et l'équation de la partie de la courbe qui est sensiblement linéaire. A partir de l'équation d'interpolation, nous déduisons les valeurs des distances X_l et X_m et l'exposant α que nous avons définis au Chapitre I.

IV. 2. 1/ Résultats pour le rayon; $r= 0.03$ mm :

Nous remarquons, dans la figure IV. 3, que la contrainte est pratiquement constante au voisinage immédiat de l'entaille. Ensuite en s'éloignant du fond de l'entaille, elle diminue jusqu'à devenir pratiquement linéaire. De ce champ de contrainte, nous avons déterminé l'équation d'interpolation de la partie sensiblement linéaire du champ de contrainte, avec un facteur de corrélation égal à 0.994, et les distances X_c , X_l et X_m :

$$\ln(\sigma) = -1.5679 \ln(\rho) + 2.2122 \quad (IV. 1)$$

$$X_c = 0.0030 \text{ mm}, \quad X_m = 0.0628 \text{ mm}, \quad X_l = 0.0678 \text{ mm}$$

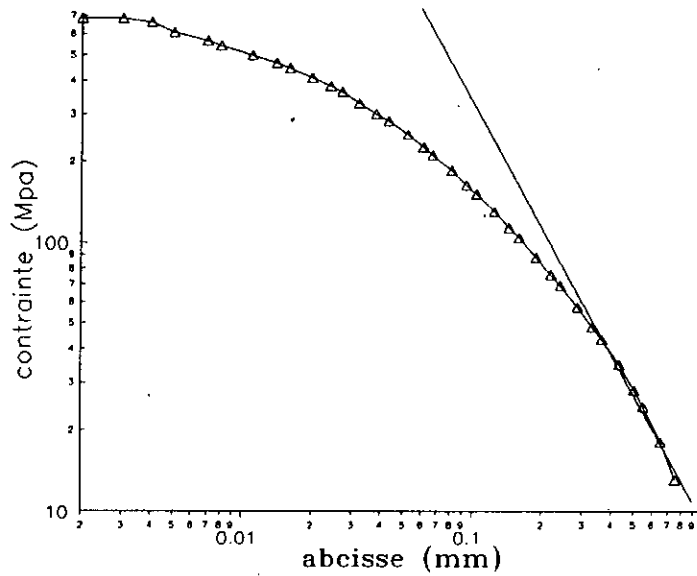


figure IV. 3. Champ de contrainte en fond d'entaille pour le rayon; $r = 0.03$ mm.

IV. 2. 2/ Résultats pour le rayon; $r = 0.15$ mm :

Pour cette acuité, nous remarquons que l'allure du champ de contrainte est la même que pour le rayon 0.03 mm. Nous en avons déduit les valeurs des distances X_c , X_m et X_I et l'équation d'interpolation que nous avons déterminée avec un facteur de corrélation égale à 0.995:

$$\ln(\sigma) = -1.2977 \ln(\rho) + 3.8488 \quad (\text{IV. 2})$$

$$X_c = 0.0367 \text{ mm}, \quad X_m = 0.1246 \text{ mm}, \quad X_I = 0.1365 \text{ mm}$$

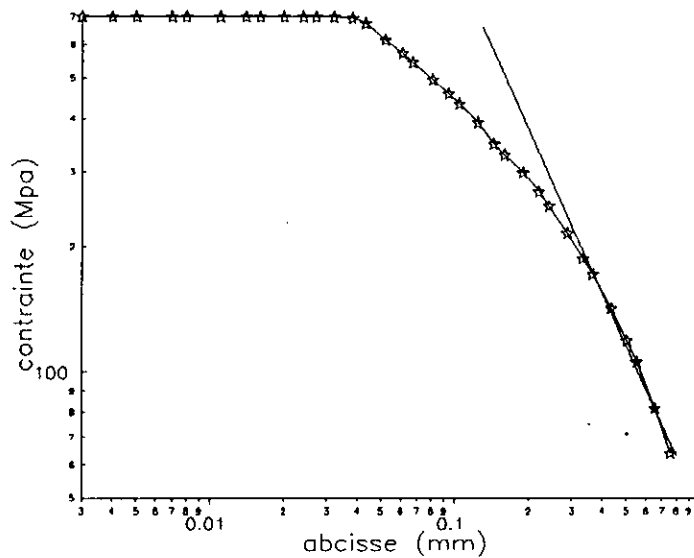


figure IV. 4. Champ de contrainte en fond d'entaille pour le rayon; $r = 0.15$ mm.

IV. 2. 3/ Résultats pour le rayon; $r = 0.40$ mm :

Pour cette acuité aussi, nous remarquons que l'allure du champ de contrainte est la même que pour le rayon 0.03 mm. Nous avons déterminé les distances X_c , X_m et X_I et l'équation d'interpolation avec un facteur de corrélation égale à 0.995:

$$\ln(\sigma) = -0.9682 \ln(\rho) + 4.7251 \quad (\text{IV. 3})$$

$$X_c = 0.0432 \text{ mm}, \quad X_m = 0.1517 \text{ mm}, \quad X_I = 0.1714 \text{ mm}$$

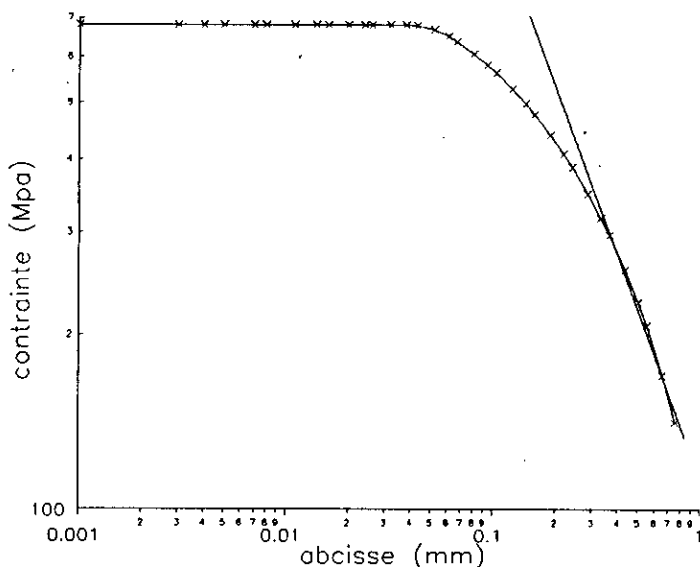


figure IV. 5. Champ de contrainte en fond d'entaille pour le rayon; $r = 0.40 \text{ mm}$.

IV. 2. 4/ Résultats pour le rayon; $r = 0.60 \text{ mm}$:

Les distances X_c , X_m et X_I et l'équation d'interpolation, qui a été déterminée avec un facteur de corrélation égal à 0.995, sont:

$$\ln(\sigma) = -0.8781 \ln(\rho) + 4.9023 \quad (\text{IV. 4})$$

$$X_c = 0.0503 \text{ mm}, \quad X_m = 0.1529 \text{ mm}, \quad X_I = 0.1750 \text{ mm}$$

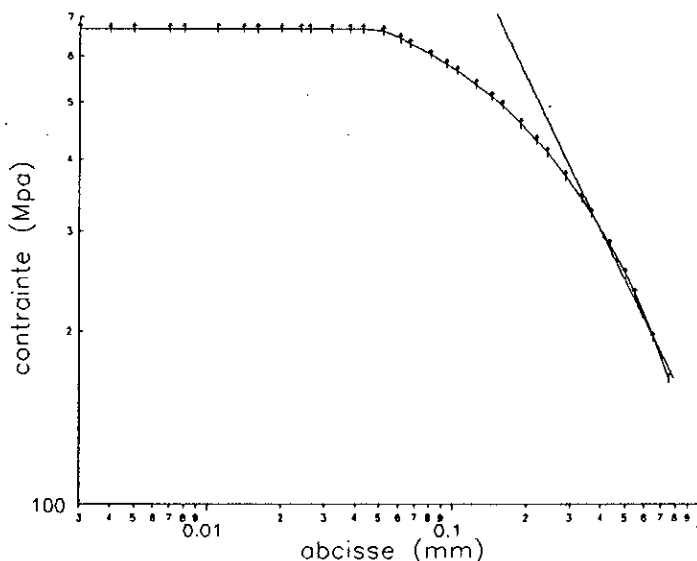


figure IV. 6. Champ de contrainte en fond d'entaille pour le rayon; $r = 0.60 \text{ mm}$.

IV. 2. 5/ Résultats pour le rayon; $r = 0.80 \text{ mm}$

Les distances X_c , X_m et X_I et l'équation d'interpolation, qui a été déterminée avec un facteur de corrélation égal à 0.995, sont:

$$\ln(\sigma) = -0.8753 \ln(\rho) + 4.9755 \quad (\text{IV. 5})$$

$X_c = 0.0927$ mm, $X_m = 0.1708$ mm, $X_l = 0.1898$ mm

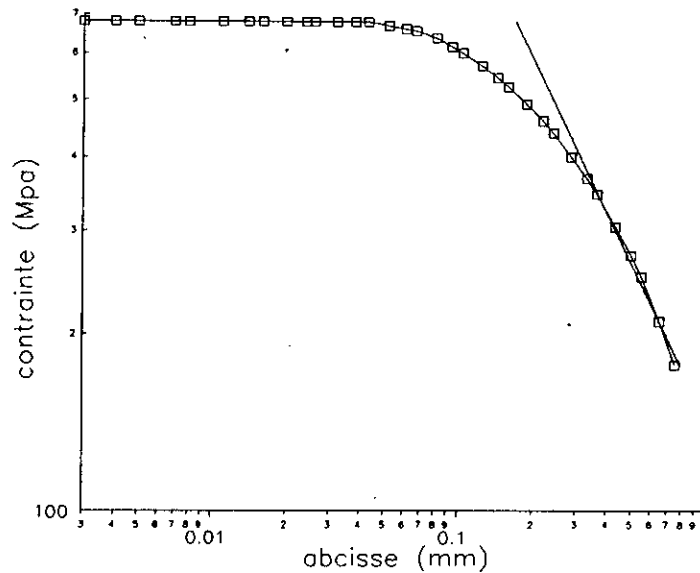


figure IV. 7. Champ de contrainte en fond d'entaille pour le rayon; $r = 0.80$ mm.

Avant d'aborder l'exploitation des résultats numérique, nous commenterons l'allure des champs de contrainte déterminés numériquement en exploitant le tracé comparatif des champs de contrainte des différentes acuités. Pour chaque acuité, nous avons utilisé la contrainte unitaire (i.e. le rapport des valeurs de la contrainte déterminées numériquement aux valeurs nominales). Nous avons utilisé la contrainte unitaire car les contraintes nominales ne sont pas identiques pour les cinq cas étudiés numériquement.

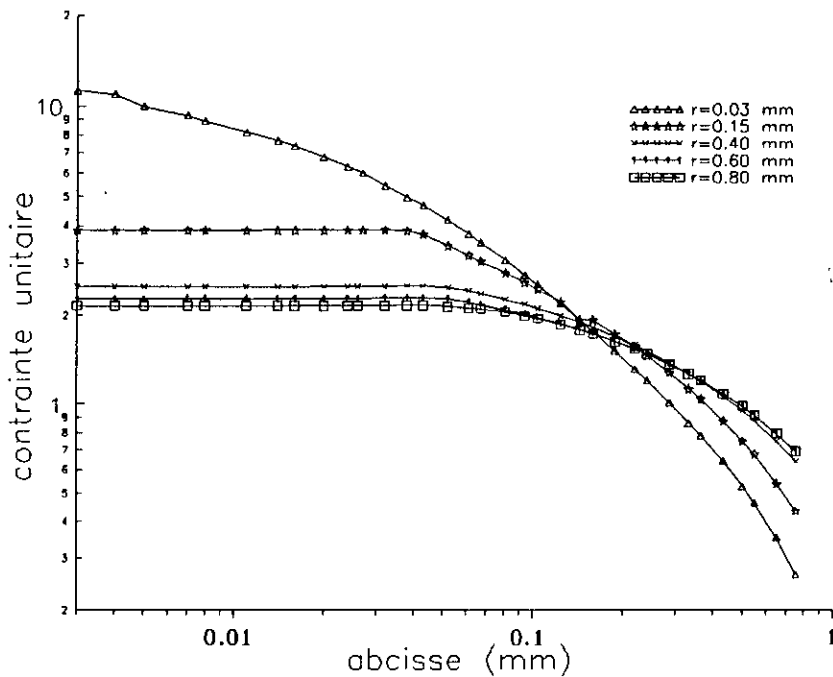


figure IV. 8. Tracé comparatif des champs de contrainte pour les différentes acuités.

D'une part, nous remarquons que la concentration de contrainte est inversement proportionnelle à la valeur du rayon en fond d'entaille. En effet, nous remarquons que la valeur de la contrainte unitaire en fond d'entaille augmente en allant d'une valeur du rayon de 0.80

mm à une valeur de 0.03 mm. Quant à la distance caractéristique X_c , elle est proportionnelle à la valeur du rayon.

IV. 3/ relation entre α et le rayon de l'entaille:

La linéarisation de la relation (I. 11) donnant le champ de contrainte en fond d'entaille pour le cas d'une acuité nulle donne:

$$\ln(\sigma_{yy}) = -\alpha \ln(\rho) + \ln\left(\frac{K_{(r=0,\psi)}}{\sqrt{2\pi}}\right) \quad (\text{IV. 6})$$

Dans les équations d'interpolation linéaire déterminées ci-dessus les gradients des droites déterminées correspondent en fait à l'exposant α du champ de contrainte pour un rayon à fond d'entaille nul. Nous avons regroupé dans le tableau IV. 1 les valeurs du gradient déterminées pour les différentes acuités.

r [mm]	0.03	0.15	0.40	0.60	0.80
α	1.5679	1.2977	0.9682	0.8781	0.8753

tableau IV. 1. Valeurs du gradient du champ de contrainte pour différentes valeurs du rayon.

Nous remarquons, dans le tableau IV. 1, que α est inversement proportionnelle à la valeur du rayon à fond d'entaille. Nous avons choisi d'interpoler les valeurs de α en fonction des valeurs du rayon par l'intermédiaire d'une fonction rationnelle. Nous avons déterminé la relation suivante entre α et le rayon en fond d'entaille, avec un facteur de corrélation égal à 0.913:

$$\alpha = \frac{1.5117}{1.0237 + r} \quad (\text{IV. 7})$$

Nous remarquons, à ce niveau, que la relation (IV. 7) donnerait un gradient fini pour une valeur limite nulle du rayon à fond d'entaille, alors qu'une résolution basée sur la théorie de l'élasticité donnerait un gradient infini.

IV. 4/ Relations entre les distances X_c , X_m et X_l et le rayon de l'entaille:

Nous avons rassemblé les valeurs des distances X_c , X_m et X_l dans le tableau ci-dessous. Ensuite nous donnons les relations entre ces distances et les valeurs du rayon. Nous avons choisi une interpolation linéaire pour déterminer ces relations. En effet, nous remarquons que les distances X_c , X_m et X_l sont proportionnelles aux valeurs du rayon.

r [mm]	0.03	0.15	0.40	0.60	0.80
X_c [mm]	0.0030	0.0367	0.0432	0.0503	0.0927
X_m [mm]	0.0628	0.1246	0.1517	0.1529	0.1708
X_l [mm]	0.0678	0.1365	0.1714	0.17.50	0.1898

tableau IV. 2. Valeurs des distances X_c , X_m et X_l pour différentes valeurs du rayon.

IV. 4. 1/ Relation entre la distance X_c et le rayon de l'entaille:

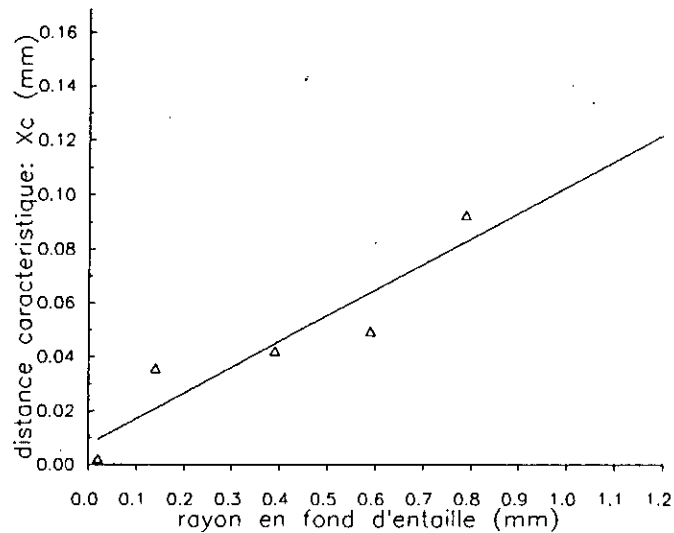


figure IV. 9. Variation de la distance caractéristique en fonction du rayon.

Nous avons déterminé la relation suivante avec un facteur de corrélation égal à 0.928:

$$X_c = 0.0959 r + 0.0075 \quad (\text{mm}) \quad (\text{IV. 8})$$

IV. 4. 2/ Relation entre la distance X_m et le rayon de l'entaille:

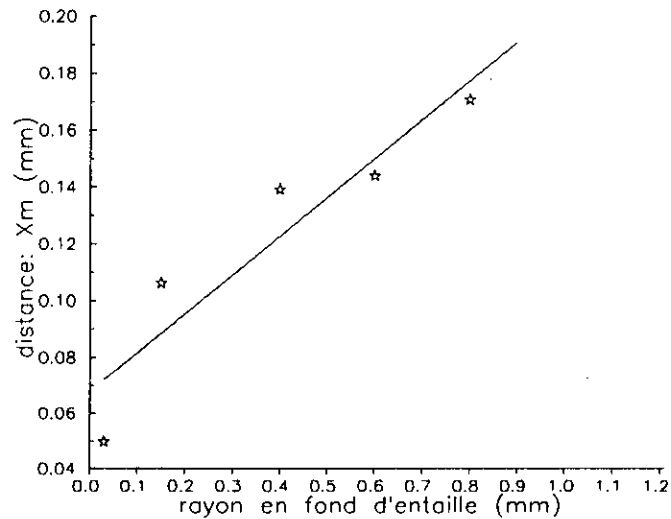


figure IV. 10. Variation de la distance X_m en fonction du rayon.

La relation est donné par l'équation suivante avec un facteur de corrélation égal à 0.925:

$$X_m = 0.1366 r + 0.0680 \quad (\text{mm}) \quad (\text{IV. 9})$$

IV. 4. 3/ Relation entre la distance X_I et le rayon de l'entaille:

la relation est donné dans ce cas avec un facteur de corrélation égal à 0.925:

$$X_I = 0.1505 r + 0.0742 \quad (\text{mm}) \quad (\text{IV. 10})$$

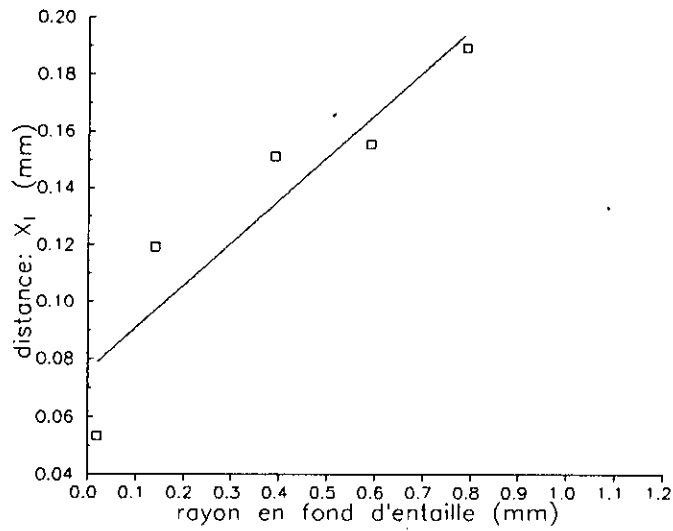


figure IV.11. Variation de la distance caractéristique X₁ en fonction du rayon.

IV. 5/ Modèle du facteur de sensibilité à l'effet d'entaille:

Pour le calcul du facteur de sensibilité à l'effet d'entaille, nous avons utilisé la relation (I. 17) dans laquelle nous avons injecté les relations (IV.9) et (IV.10) . Nous obtenons la relation suivante pour le facteur de sensibilité à l'effet d'entaille:

$$q_3 = \left(\frac{0.1511r + 0.0793}{0.1797r + 0.0854} \right)^a \tag{IV.11}$$

Nous reproduisons dans la figure IV.12 les valeurs du facteur de sensibilité calculées par les relations classiques de NEUBER et HEYWOOD: (I. 18) et (I. 20), celles modifiées expérimentalement: (III. 5) et (III. 6) et enfin par la relation (IV. 11) relative à la troisième définition proposé par PLUVINAGE (et al).

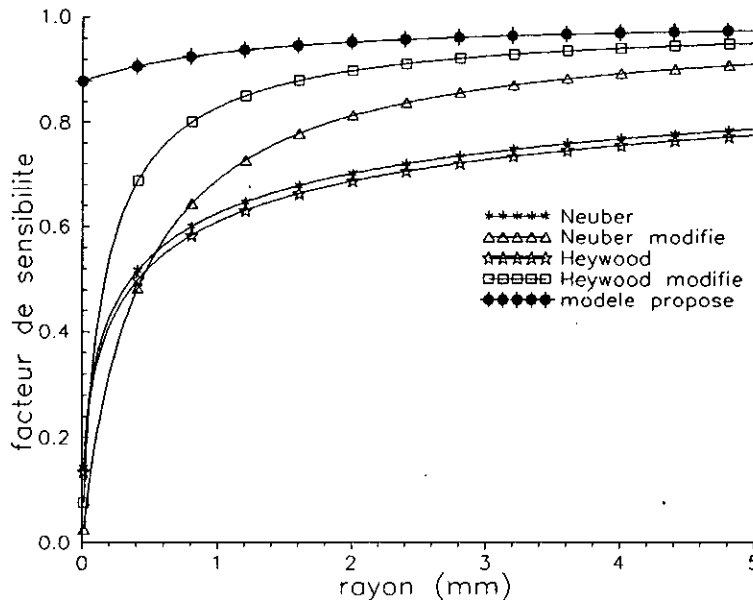


figure IV. 12. Variation du facteur de sensibilité à l'effet d'entaille en fonction du rayon.

Nous remarquons, dans la figure (IV. 12), que les relations de NEUBER et HEYWOOD classiques et modifiées donnent des valeurs proches dans le cas de très petits rayons , pour les rayons plus grandes les relations classiques donnent des valeurs inférieures à celles données par les relations modifiées expérimentalement. Quant au modèle proposé, il donne des valeurs supérieures à celles données par les autres relations dans le cas des rayons faibles. Pour les rayons plus grands il donne des valeurs proches de celles données par les relations modifiées.

IV. 6/ conclusion:

La modélisation numérique utilisée, nous a permis de caractériser l'effet d'entaille en tenant compte de l'existence et de l'étendue de la zone plastique qui apparaît en fond d'entaille, d'une part. D'autre part, nous avons tenu compte du gradient du champ de contrainte en modifiant la définition proposé par PLUVINAGE (et al) pour le calcul du facteur de sensibilité à l'effet d'entaille. Ce gradient ayant été défini comme une fonction du rayon à fond d'entaille. Le modèle proposé présente l'avantage d'être conservatif pour les faibles rayons à fond d'entaille, d'une part. D'autre part, il est plus adapté au type de sollicitation que nous avons étudié.

Conclusion générale

L'étude du facteur de sensibilité à l'entaille a été menée sur l'acier XC10. Les essais de fatigue ont été effectués sur des éprouvettes lisses et entaillées de rayons à fond d'entaille: 0.03, 0.15 et 0.80 mm. Des courbes de WOHLER ont été tracées pour les éprouvettes lisses et entaillées. De ces courbes, ont été déduites les limites d'endurance à un million de cycles sur éprouvettes lisses et entaillées. Nous avons déterminé le facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f pour les éprouvettes entaillées, en ayant utilisé la limite d'endurance sur les éprouvettes lisses comme référence pour celles des éprouvettes entaillées. Nous remarquons que la limite d'endurance pour le rayon 0.03 mm est supérieure à celles obtenus pour les des deux autres entailles, donc le facteur de concentration en fatigue K_f pour ce rayon est inférieur à celui des deux autres rayons. Alors que les valeurs du facteur de concentration théorique K_t sont inversement proportionnelles aux valeurs du rayon. Nous pouvons expliquer cela par l'apparition d'une zone plastique à fond d'entaille dès qu'on applique une charge à une éprouvette entaillée. L'apparition de cette zone plastique est accompagné d'un écrouissage qui augmente la limite élastique localement, cet écrouissage ayant été observe lors de l'essai de traction effectué pour caractériser l'acier utilisé. Pour le cas des rayons à fond d'entaille: 0.15 et 0.80 mm, nous remarquons que la présence d'une entaille a pratiquement conduit à une translation de la courbe de WOHLER correspondant aux éprouvettes lisses vers les niveaux de contrainte inférieurs. Quant au rayon 0.03 mm, nous observons la même translation, mais avec une diminution de la pente.

Pour déterminer le facteur de sensibilité à l'entaille, nous avons utilisée la définition de THUM et celle de YEN et DOLAN. Nous remarquons que les deux définitions donnent des valeurs pour le facteur de sensibilité proportionnelles aux valeurs du rayons à fond d'entaille, la définition de THUM ayant donné des valeurs inférieures à celles données par la deuxième définition. En deuxième étape, nous avons interpolé les résultats expérimentaux en utilisant les deux relations de NEUBER et de HEYWOOD en ayant été amené à modifier les exposants de la valeur du rayon à fond d'entaille pour une meilleur corrélation. Nous expliquons cette modification par le type de sollicitation que nous avons utilisée. En effet, nous avons interpolé les valeurs du facteurs de sensibilité en fonction du rayon à partir d'essais menés en flexion rotative alors que les relations de NEUBER et de HEYWOOD ont été déterminées à partir d'essais en traction-compression. Différents auteurs ont remarqué l'influence de la sollicitation sur le comportement en fatigue. Cette influence est dué au gradient de contrainte à fond d'entaille. Pour le cas de la flexion rotative, nous avons trouvé que l'effet d'entaille est plus important que pour le cas de la traction-compression à partir duquel ont été déterminés les relations de NEUBER et de HEYWOOD.

La modélisation numérique dont les résultats sont confrontés à ceux obtenus à partir de nos essais, a permis la détermination des champs de contrainte à fond d'entaille, pour différentes valeurs du rayon à fond d'entaille. Nous remarquons pour toutes les valeurs du rayon, l'apparition d'une zone plastifiée au voisinage immédiat de chaque entaille. Nous remarquons que l'étendue de cette zone plastifiée, appelée: « distance caractéristique. », est proportionnelle à la valeur du rayon. Nous avons exprimé cette proportionnalité par une relation linéaire en fonction de la valeur du rayon. Nous devons faire une remarque importante à ce niveau concernant l'apparition de la zone plastifiée: en effet, cette zone apparaît avec une sollicitation d'autant plus petite que la valeur du rayon à fond d'entaille est petite. Nous remarquons aussi que le gradient de contrainte est inversement proportionnel à la valeur du rayon. Nous avons choisi pour la relation entre le gradient de contrainte et le rayon une fonction rationnelle qui approche mieux la réalité physique. En effet, la fonction choisie donne par exemple pour une valeur nulle du rayon un gradient fini alors que la théorie de l'élasticité donnerait un gradient infini. Pour les valeurs de plus en plus grandes du rayon elle donne un gradient de plus en plus petit mais qui tend vers une valeur nulle. Pour la sollicitation et les géométries que nous avons étudié, les valeurs du gradient sont supérieures à 0.5 alors que PLUVINAGE l'estimait

inférieur ou égal à 0.5. Cette différence est due à la nature des sollicitations étudiées: flexion dans notre étude, traction dans l'étude de PLUVINAGE.

A la suite des travaux de PLUVINAGE, nous proposons un modèle pour le calcul du facteur de sensibilité à l'entaille qui tient compte de deux paramètres: l'étendue de la zone plastifiée du matériau à fond d'entaille et le gradient de contrainte. Dans chacun de ces paramètres est inclus l'influence de la valeur du rayon à fond d'entaille. Les relations classiques dépendent de la valeur du rayon et de constantes déterminées expérimentalement. De ce fait elle ne tiennent pas compte de l'état de contrainte à fond d'entaille. La comparaison du modèle proposé aux relations classiques de NEUBER et de HEYWOOD et à celles modifiées à partir des résultats expérimentaux montre que ce modèle donne des valeurs supérieures à celle données par les autres relations, pour les faibles valeurs du rayons. Le modèle converge, ensuite, rapidement vers les relations modifiées lorsqu'augmente la valeur du rayon. Le facteur de sensibilité proposé présente donc l'avantage d'être conservatif, surtout pour le cas des rayons à fond d'entaille très faibles où la dispersion des valeurs du facteur de sensibilité déterminé expérimentalement est très grande comme l'ont montré différents auteurs, d'une part. D'autre part, ce modèle permet la détermination du facteur de sensibilité à l'entaille à partir des caractéristiques mécaniques obtenues par l'essai de traction. Il nous évite, ainsi, d'avoir systématiquement recours à des essais de fatigue coûteux en temps et en matière.

Le modèle de calcul du facteur de sensibilité proposé peut être complété avec une simulation numérique en sollicitation cyclique qui pourrait mieux approcher l'effet d'entaille en fatigue.

REFERENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] CAZAUD.
« La fatigue des métaux. »
Editions: DUNOD 1969, pages: 326-327.
- [2] A. THUM et O. SVENSON.
« Double notch effect. »
VDI Zeitschr, 92, Nr 10, 1950.
- [3] YEN et DOLAN.
« A critical review of the criteria for the notch sensitivity in fatigue of metals »
University of illinois bulletin, vol. 49. no. 53, series 398, 1952.
- [4] T. BOUKHAROUBA, T. TAMINE, C. CHEHIMI et G. PLUVINAGE.
« Utilisation d'un nouveau critère d'amorçage en fatigue »
(correspondance particulière.)
Laboratoire de fiabilité mécanique, Université de METZ, France, pages: 3-6.
- [5] NEUBER, N.E. FROST, K. MARSH et L.P. POOK.
« Metal fatigue. »
Editions: OXFORD UNIVERSITY, LONDON 1974.
- [6] KUHN et HARDRATH.
« An engineering method for estimating notch size effect in fatigue tests on steel. »
T. N. 2805, WASHINGTON, 1982.
- [7] R.E. PETERSON:
« Notch sensitivity, Metal fatigue. »
Editions: Mc GROW HILL, N. Y 1959.
- [8] R.B HEYWOOD.
« Designing by photo-elasticity. »
Editions: CHAPMAN & HALL, LONDON 1952.
- [9] A. BUCH.
« Two parameters equation for the estimation of the notch effect for steel specimens with various notch shapes. »
Archiv. für eisenhüttenwesen 45, n°. 5 1974.
- [10] SWITEK.
« Effect of notch parameters and of stress concentration on the fatigue of steel. »
IfI Mitt.H 11, 1967.
- [11] LIEURADE.
« La pratique de l'essai de fatigue. »
Editions: PYC EDITIONS 1982, page: 100.
- [12] LIEURADE.
« La pratique de l'essai de fatigue. »
Editions: PYC EDITIONS 1982, pages: 48-50.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [13] C. BATHIAS, J.P. BAILON.
« La fatigue des matériaux et des structures. »
Presse de l'université de MONTREAL 1980.
- [14] CAZAUD.
« La fatigue des métaux. »
Editions: DUNOD 1969, pages: 241-242.
- [15] CAZAUD.
« La fatigue des métaux. »
Editions: DUNOD 1969, page: 210.
- [16] A. BUCH.
« Effect of different factors on the sensitivity of engineering materials to stress concentration in the case of fatigue loading. »
Departement of Aeronautical Engineering, HAIFA, Aout 1984, figure: 9.
- [17] Dj. SAADOUN:
« Etude des champs de déformation élasto-plastique et élasto-viscoplastique en fond d'entaille. »
Thèse de Magister, E.N.P Octobre 1993.
- [18] BARTHELEMY.
« Notions pratiques de mécanique de la rupture. »
Editions: EYROLLES 1980.
- [19] G. PLUVINAGE:
« Mécanique de la rupture. »
Conférences données à l'E.N.P 1993.