



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



UNIVERSITE DE METZ

THESE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE METZ

Discipline : Mécanique

Présentée et soutenue publiquement

Par

Cheikh Guèye DIAGNE

Le 11 Octobre 2000

Titre :

**INFLUENCE DES PARAMETRES D'USINAGE ET DE CHARGEMENT
SUR LE COMPORTEMENT EN FATIGUE DES ATTACHES A DOIGTS
D'AILETTES DE TURBINE A VAPEUR**



JURY

M. G. PLUVINAGE :	Professeur à l'Université de Metz	(Président)
M. H. P. LIEURADE :	CETIM, Senlis	(Rapporteur)
M. G. MESMACQUE :	Professeur à l'Université de Lille	(Rapporteur)
M. Z. AZARI :	Professeur à l'Université d'Amiens	(Directeur)
M. G. THAUVIN :	Serma Technologies, CERM, Belfort	(Co-Directeur)

BIBLIOTHEQUE UNIVERSITAIRE DE METZ



022 318328 1

BIBLIOTHEQUE UNIVERSITAIRE - METZ	
N° inv.	2000 0625
Cote	5/M3 00/42
Loc	Magasin

*À ma Famille
Et ma belle Famille...*

REMERCIEMENTS

Je remercie Monsieur Guy THAUVIN et tout le personnel du Centre d'Etude et de Recherche sur les Matériaux pour m'avoir accueilli et d'être resté disponible durant toute la période de préparation de ce travail.

Mes remerciements vont aussi à Monsieur Zitouni AZARI qui a été d'un support scientifique et humain considérable. Je joins à ces remerciements Monsieur Guy PLUMAGE et tout le personnel et étudiants du Laboratoire de Fiabilité Mécanique de l'Université de Metz.

Je remercie également Messieurs Henri Paul LIEURADE et Gérard MESMACZUE pour m'avoir fait l'honneur de juger ce travail.

Enfin, je remercie tous ceux, qui de près ou de loin, ont participé au bon déroulement de cette thèse.

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS	2
LISTE DES FIGURES.....	10
LISTE DES TABLEAUX	14

Chapitre 1 : INTRODUCTION GENERALE

I. INTRODUCTION	17
II. PROBLEMATIQUE	17
III. PRESENTATION DE L'ETUDE	19

Chapitre 2 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Première partie : GENERALITES SUR LA FATIGUE

I. INTRODUCTION	21
II. CARACTERISTIQUES DE FATIGUE / ESSAIS DE FATIGUE / METHODES DE DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES DE RESISTANCE.....	21
A. Diagramme d'endurance	21
1. But	21
2. Représentation mathématique.....	22
B. Limite d'endurance	23
1. But	23
2. Méthodes de détermination de la limite d'endurance :	24
III. FACTEURS INFLUENCANT LES COURBES SN	29
A. Les facteurs métallurgiques	29
B. Les facteurs géométriques.....	29
C. Les conditions de surface	29
D. Les conditions de chargement	30
E. Surcharge et sous charge.....	30
F. Contraintes résiduelles	30
G. Influence de la fréquence.....	30
H. Influence de la température	31

I. Influence de la corrosion	31
IV. MECANISME DE FATIGUE : ASPECTS MICROSCOPIQUES	31
A. Amorçage des fissures de fatigue.....	31
B. Propagation des fissures.....	31
C. Rupture finale de la section restante	32

Deuxième partie : APPROCHES RECENTES

I. INTRODUCTION	34
II. APPROCHE EXPERIMENTALE.....	34
A. Critères de dimensionnement sous chargement multiaxial	34
1. Approche basée sur le plan critique	35
2. Approche basée sur la contrainte moyenne appliquée à un volume élémentaire.....	35
3. Influence d'une déformation statique de traction	36
4. Influence d'une surcharge	39
5. Influence de l'état de surface de l'éprouvette et rugosité de la surface de rupture	42
6. Les contraintes résiduelles.....	43
7. Fretting et Amorçage	44
8. Fatigue et environnement	46
III. APPROCHE THEORIQUE ET NUMERIQUE	50
IV. PRATIQUE DES PLANS D'EXPERIENCES.....	53
V. CONCLUSION.....	54

Chapitre 3 : ETUDE EXPERIMENTALE

Première partie : DESCRIPTION ET AMELIORATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

I. INTRODUCTION	56
II. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI.....	56
A. Mode de pilotage du vérin dynamique	58
B. Pression hydraulique de service du vérin dynamique	59
C. Vérin hydraulique statique.....	59
D. Liaison vérin dynamique-éprouvette.....	59
E. Critère de fin d'essai.....	59
F. Comportement du banc	60
III. AMELIORATION DU DISPOSITIF	60

A. Rupture de la lame flexible	60
B. Calibration	60
C. Evolution du matériel de commande et d'acquisition.....	61
D. Conséquences de l'évolution du matériel.....	61
E. Mise en Place d'un support de rugosimètre	61
IV. CONCLUSION	63

Deuxième partie : DIVERS ESSAIS MIS EN ŒUVRE

I. INTRODUCTION	65
II. MATERIAUX ET EPROUVETTES	65
A. Matériaux	66
B. Eprouvettes	66
III. PARAMETRES ETUDIES	68
A. Les jeux sur les doigts	68
B. Les jeux sur les broches	69
C. La rugosité sur les faces des doigts des ailettes.....	69
D. La rugosité des trous de broche.....	69
E. La présence ou non de chanfrein à l'entrée des trous de l'ailette	70
F. La largeur du disque	70
G. Le taux de chargement en traction statique.....	70
H. Le taux de chargement en torsion.....	71
I. Le diamètre des trous de broche.....	71
IV. ETUDE SIMULTANEE DE L'INFLUENCE DES PARAMETRES (PLAN	
D'EXPERIENCES).....	71
V. STAIR CASE LIGNE 10.....	72
VI. COURBES DE WOHLER.....	73
A. Courbe de Wöhler de l'assemblage	73
B. Courbe de Wöhler de référence.....	74
1. Généralités.....	74
2. Eprouvettes.....	75
3. Traitement thermique	75
4. Essais.....	75
5. Résultats bruts	76

6. Tracé de la courbe de Wöhler de référence	76
C. Conclusion.....	77
VII. ESSAIS "LOCATI"	77
A. But	77
B. Résultats bruts d'essais	77
C. Analyse statistique	79
D. Conclusion.....	79
VIII. PLAN D'EXPERIENCES A 16 LIGNES	80
A. Premier plan.....	80
B. Second plan	82
1. Eprouvettes.....	82
2. Comportement en fatigue	86
3. Comparaison ailettes d'essais et ailettes en service	86
IX. INFLUENCE DE L'OUTIL D'ALEPAGE ET DE LA TRACTION STATIQUE	88
A. Eprouvettes	88
B. Caractérisation des éprouvettes avant essai	89
C. Comportement en fatigue.....	90
D. Conclusion.....	90
X. STAIR-CASE $R_a > 5\mu\text{m}$	91
A. Eprouvettes	91
B. Caractérisation des éprouvettes avant essai	91
C. Validation du critère $R_a \geq 5\mu\text{m}$	91
D. Comportement en fatigue.....	91
E. Conclusion.....	92
XI. MESURES DE CONTRAINTES RESIDUELLES	92
A. Eprouvettes	93
B. Lieux des mesures.....	93
C. Résultats.....	94
D. Conclusion.....	98
XII. ESSAIS EN MILIEU CORROSIF AQUEUX.....	98
A. Compléments du dispositif expérimental.....	98
B. Résultats.....	100
C. Conclusion.....	102

Troisième partie : EXPLOITATION DES FACIES DE RUPTURE

I. INTRODUCTION	104
II. RUPTURES EN SERVICE.....	104
A. Ailettes fissurées ou rompues	104
B. Rupture	105
C. Duretés.....	106
D. Analyses chimiques	106
E. Essais mécaniques.....	106
F. Rugosités.....	106
G. Conclusion.....	106
III. SURFACES DE RUPTURE D'EPROUVETTES D'ESSAIS A LA LOUPE BINOCULAIRE	107
IV. SURFACES DE RUPTURE AU MICROSCOPE ELECTRONIQUE A BALAYAGE	109
A. Exploitation des faciès de rupture des éprouvettes du plan d'expériences N°2	109
1. Microduretés.....	113
2. Examen micrographique.....	114
B. Exploitation des faciès de rupture des éprouvettes d'étude de l'influence du taux de traction et de l'outil d'alésage.....	116
C. Exploitation des faciès de rupture des éprouvettes d'essais $R_a > 5\mu\text{m}$	118
D. Essais en milieu aqueux.....	120
E. Quantification du fretting	121
1. Mesure de la zone de fretting	121
2. Conclusion sur la quantification de la zone de fretting.....	124
V. CONCLUSION.....	124

Quatrième partie : DISCUSSION ET CONCLUSION

I. INTRODUCTION	126
II. DISCUSSION	126
A. Essais stair-case ligne 10	126
B. Courbe de Wöhler de l'assemblage.....	126
C. Courbe de Wöhler de référence	127
D. Essais Locati.....	127

E. Premier plan d'expériences.....	127
F. Second plan d'expériences	128
G. Influence du taux de traction statique et de l'outil d'alésage	129
H. Essais $R_a > 5\mu\text{m}$	130
I. Essais en milieu corrosif aqueux.....	130
III. CONCLUSION.....	131

Chapitre 4 : APPROCHE NUMERIQUE ET APPORT THEORIQUE

Première partie : APPROCHE NUMERIQUE

I. INTRODUCTION	133
II. MODELISATION	133
A. Généralités.....	133
B. Matériaux	134
C. Simplification géométrique.....	134
D. Première approche	134
1. Maillage	134
2. Chargement.....	134
3. Conditions aux limites	135
4. Résultats	136
E. Second modèle.....	140
1. Conditions aux limites	140
2. Maillage.....	141
3. Résultats	141
III. COMPARAISON DES RESULTATS DE CALCUL ET CONCLUSION.....	144
IV. CALCULS EN TRACTION-TORSION.....	144
V. DETERMINATION DE LA LIMITE D'ENDURANCE EN CONTRAINTE DE	
L'ASSEMBLAGE AILETTE / DISQUE	145
A. Résultats de la simulation.....	145
B. Coefficient de « transférabilité »	146
VI. COMPARAISON ETUDE EXPERIMENTALE / SIMULATION NUMERIQUE.....	146
A. Principe	146
B. Résultats.....	147

VII. CONCLUSION.....	147
VIII. POURQUOI LES AILETTES FISSURENT ?	148

Deuxième partie : APPORT THEORIQUE

I. INTRODUCTION	150
II. DIFFERENTS MODELES EXISTANTS.....	150
A. Diagramme de Haigh	151
B. Représentation de la courbe AB	151
1. Equation de Bahuaud	153
2. Equation de Dietmann.....	153
III. NOUVELLE METHODE DE REPRESENTATION DE LA COURBE AB.....	154
IV. DISCUSSION	157
V. CONCLUSION.....	158

Chapitre 5 : CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE	161
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	165
ANNEXE 1 : PLAN D'EXPERIENCES - RESULTATS D'ESSAIS - OBSERVATIONS	171
ANNEXE 2 : PLANS.....	183
ANNEXE 3 : PV d'essai.....	184
PUBLICATIONS	186

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Exemple de courbe de Wöhler réalisée sur un acier à 12% de Chrome.	21
Figure 2: Courbes d'équiprobabilités.....	24
Figure 3 : Epreuve d'essai [DU98].	37
Figure 4 : Dispositif de visualisation de la détérioration de l'état de surface [DU98].	37
Figure 5 : Visualisation de l'influence de la déformation. statique (a) et (b) [DU98].	38
Figure 6 : Visualisation de l'influence de la déformation. statique (c) et (d) [DU98].	38
Figure 7 : Epreuve de fatigue-torsion [BON99].	40
Figure 8 : Dispositif de torsion-flexion [BON99].	40
Figure 9 : Epreuve de torsion-flexion [BON99].	41
Figure 10 : Dispositif expérimental de [REY96] et [LAM99]	44
Figure 11: Amorçage de fissure par fretting [LAM99].	45
Figure 12: Modélisation de l'essai de fatigue fretting [LAM99].	45
Figure 13 et 14 : Observation des piqûres de corrosion [ZHO99].	47
Figure 15 : Relation entre K_f et la profondeur des piqûres [ZHO99].	47
Figure 16: Comparaison des résultats de [ZHO99] et [LEB92].	48
Figure 17: Epreuve de fatigue-traction [MIN98].	48
Figure 18: Epreuve de fatigue-Vitesse de fissuration [MIN98].	49
Figure 19 : "Certificat de Fatigue" proposé par [ANG99].	50
Figure 20 : Comparaison prédiction/expérimentation [MOS99].	51
Figure 21 : Modèles de calculs [NOD99].	51
Figure 22 : Modélisation d'une dent d'engrenage [DAN98].	53
Figure 23 : Dispositif expérimental utilisé.	57
Figure 24 : Support de rugosimètre installé sur le banc.	62
Figure 25 : Schéma Epreuves ailette et disque.	67
Figure 26 : Photo de l'assemblage ailette et disque	67
Figure 27 : Montage de la jauge sur l'ailette	67
Figure 28 : Jeux sur les doigts	68
Figure 29 : Alésoir demi-finition	70
Figure 30 : Alésoir finition Non revêtu	70

Figure 31 : Alésoir finition revêtu de TIN.....	70
Figure 32 : Courbe de Wöhler du mécanisme (ligne 10).	74
Figure 33 : Eprouvettes de flexion rotative.....	75
Figure 34 : Courbe de Wöhler de l'acier Z 21 CDNV 12-01 en flexion rotative.....	76
Figure 35 : Détermination de la limite d'endurance par la méthode de Locati.....	78
Figure 36 : Répartition population jeu broche ligne intérieure.....	83
Figure 37 : Répartition population jeu broche ligne extérieure.....	83
Figure 38 : Répartition population jeu broche ligne intérieure.....	84
Figure 39 : Répartition population jeu doigts ligne extérieure.....	84
Figure 40 : Répartition population Rugosité des faces.....	85
Figure 41 : Répartition population Rugosité des trous.....	85
Figure 42 : Lieu de mesure des contraintes résiduelles.....	93
Figure 43 : Répartition des contraintes résiduelles tangentiels σ_{11} et radiales σ_{22} sur l'ép. CR1.....	94
Figure 44 : Répartition des contraintes résiduelles tangentiels σ_{11} et radiales σ_{22} sur l'ép. CR2.....	95
Figure 45 : Répartition des contraintes résiduelles tangentiels σ_{11} et radiales σ_{22} sur l'ép. CR3.....	95
Figure 46 : Répartition des contraintes résiduelles tangentiels σ_{11} et radiales σ_{22} sur l'ép. CR4.....	96
Figure 47 : Comparaison des contraintes résiduelles radiales σ_{22} des quatre configurations.	96
Figure 48 : Soufflet conçu pour la circulation de mélange H ₂ O +1 g/l de NaCl.	99
Figure 49 : Photo de l'installation lors des essais en milieu aqueux.....	99
Figure 50 : Eprouvettes avant et après essai.....	100
Figure 51 : Ailette rompue en service.....	104
Figure 52 : Fissures de fatigue ($G \approx 5,5$).....	108
Figure 53 : Vue de profil de la fissure ($G \approx 5,5$).....	108
Figure 54 : Faciès de rupture ($G \approx 5,5$).....	108
Figure 55 : Aspect général de la surface de rupture.....	109
Figure 56 : Faciès de rupture au MEB ($G \approx 20$).....	110
Figure 57 : Faciès de rupture au MEB ($G \approx 200$).....	110
Figure 58 : Faciès de rupture de l'ép. 11 au MEB ($G \approx 50$).....	111

Figure 59 : lieux de mesure de microduretés.....	113
Figure 60 : Micrographie de l'éprouvette 11 : Groupe 1 ($G \approx 200$).....	115
Figure 61 : Micrographie de l'éprouvette 14 Groupe 2 ($G \approx 200$).....	115
Figure 62 : Faciès « Locati » ($G \approx 60$).....	118
Figure 63 : Faciès « Escalier » ($G \approx 60$).....	118
Figure 64 : Observation de l'éprouvette 1 au MEB ($G \approx 60$)	119
Figure 65 : Observation de l'éprouvette 6 au MEB ($G \approx 120$).....	119
Figure 66 : Observation de l'éprouvette 7 au MEB ($G \approx 120$).....	119
Figure 67 : Observation de l'éprouvette 11 au MEB ($G \approx 60$).....	119
Figure 68 : Faciès de rupture à l'air ($G \approx 200$)	120
Figure 69 : Faciès de rupture en milieu aqueux ($G \approx 200$).....	121
Figure 70 : Zone d'amorçage observée à la loupe binoculaire ($G \approx 50$).....	122
Figure 71 : Zone d'amorçage observée au MEB avec zone de fretting noircie ($G \approx 50$).....	122
Figure 72 : Surface de la zone de fretting en fonction des chargements.....	123
Figure 73 : Comparaison des résultats des plans d'expériences	128
Figure 74 : Divers chargements sur l'ailette.....	135
Figure 75 : Conditions aux limites du premier modèle.....	135
Figure 76 : Visualisation de la déformée des doigts.....	136
Figure 77 : Ligaments du doigt inférieur.....	137
Figure 78 : Répartition des contraintes sur le ligament LII2 (maillage tetra avec lame).....	138
Figure 79 : Répartition des contraintes sur le ligament LIE2 (maillage tetra avec lame).....	138
Figure 80 : Répartition des contraintes sur le ligament LSI2 (maillage tetra avec lame).....	138
Figure 81 : Répartition des contraintes sur le ligament LSE2 (maillage tetra avec lame).....	138
Figure 82 : Répartition des contraintes sur le ligament LII2 (maillage tetra sans lame)	139
Figure 83 : Répartition des contraintes sur le ligament LIE2 (maillage tetra sans lame)	139
Figure 84 : Répartition des contraintes sur le ligament LSI2 (maillage tetra sans lame)	139
Figure 85 : Répartition des contraintes sur le ligament LSE2 (maillage tetra sans lame)	139
Figure 86 : Représentation schématique des modèles.....	140
Figure 87 : Conditions aux limites du second modèle.....	140
Figure 88 : Maillage des doigts de l'ailette.....	141
Figure 89: Visualisation de la déformée du doigt inférieur.	141
Figure 90 : Répartition des contraintes sur le ligament LII2 (maillage mixte avec lame)	142

LISTE DES FIGURES

Figure 91 : Répartition des contraintes sur le ligament LIE2 (maillage mixte avec lame)	142
Figure 92 : Répartition des contraintes sur le ligament LSI2 (maillage mixte avec lame)	142
Figure 93 : Répartition des contraintes sur le ligament LSE2 (maillage mixte avec lame)	142
Figure 94 : Répartition des contraintes sur le ligament LII2 (maillage mixte sans lame).....	143
Figure 95 : Répartition des contraintes sur le ligament LIE2 (maillage mixte sans lame).....	143
Figure 96 : Répartition des contraintes sur le ligament LSI2 (maillage mixte sans lame).....	143
Figure 97 : Répartition des contraintes sur le ligament LSE2 (maillage mixte sans lame).....	143
Figure 98 : Diagramme de Haigh.....	151
Figure 99 : Différentes représentations de AB	152
Figure 100 : Comparaison des représentations de Bahuaud, Dietmann et Gerber dans le cas d'un acier 35CD4 (d'après document CETIM).	154
Figure 101 : Comparaison des modèles de détermination de la contrainte admissible.....	157

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Exemple d'utilisation de la méthode de l'escalier.	25
Tableau 2 : Résultats des essais de fatigue [CAM96].	43
Tableau 3 : Limites d'endurance caractéristiques [CAM96].	43
Tableau 4: Comp. chimique Z 21 CDNV 12-01.	66
Tableau 5: Caract. méca. Z 21 CDNV 12-01.	66
Tableau 6: Comp. chimique 26 NCDV 14-07.	66
Tableau 7: Caract. méca. 26 NCDV 14-07.	66
Tableau 8 : Paramètres de la ligne 10.	72
Tableau 9 : Limite d'endurance par la méthode de l'escalier ligne 10.	73
Tableau 10 : Résultats des essais de flexion rotative.	76
Tableau 11 : Calcul du dommage avec les limites d'endurance hypothétiques.	78
Tableau 12 : Limites d'endurance des essais Locati.	79
Tableau 13 : Limite d'endurance des lignes du plan d'expériences.	80
Tableau 14 : Influence de chaque paramètre.	81
Tableau 15 : Limites d'endurance de chaque ligne du plan d'expériences.	87
Tableau 16 : Influence des paramètres selon le second plan d'expériences.	87
Tableau 17 : Configurations étudiées et limites d'endurances.	90
Tableau 18 : Outil utilisé sur chaque éprouvette.	93
Tableau 19 : Mesures de contraintes résiduelles sur l'éprouvette CR1.	94
Tableau 20: Mesures de contraintes résiduelles sur l'éprouvette CR2.	94
Tableau 21 : Mesures de contraintes résiduelles sur l'éprouvette CR3.	95
Tableau 22 : Mesures de contraintes résiduelles sur l'éprouvette CR4.	96
Tableau 23 : Rugosité moyenne mesurée sur les deux lignes de broche des éprouvettes CRi.	97
Tableau 24 : Valeurs des contraintes résiduelles mesurées par diffraction des rayons X.	97
Tableau 25 : Paramètres d'essais en milieu corrosif aqueux.	100
Tableau 26 : Résultats du stair-case en milieu aqueux.	101
Tableau 27 : Résultats de l'observation au MEB des éprouvettes du second plan d'expériences	113
Tableau 28 : Résultats de mesures de microduretés.	114

Tableau 29 : Résultats de l'observation au MEB des éprouvettes de l'influence du taux de traction et de l'outil d'alésage.....	117
Tableau 30 : Résultats d'examen des surfaces de rupture des éprouvettes au MEB.....	118
Tableau 31 : Taille de la zone de fretting et chargement sur chaque éprouvette.....	121
Tableau 32 : Caractéristiques des matériaux.....	134
Tableau 33: Contraintes locales induites par la traction statique.....	144
Tableau 34 : Paramètres de la ligne simulée (ligne 10).....	145
Tableau 35 : Contraintes locales autour du trou.....	145
Tableau 36 : Résultats d'essais de fatigue.....	155
Tableau 37: Prédiction de la contrainte alternée admissible par différents modèles.	156
Tableau 38 : Diverses lignes du plan d'expériences	172
Tableau 39 : Résultats des essais "Locati ligne 10.....	173
Tableau 40: Suite des résultats des essais "Locati ligne 10"	174
Tableau 41 : Résultats des essais du premier plan d'expériences.....	175
Tableau 42 : Suite et fin des résultats des essais du premier plan d'expériences	176
Tableau 43 : Valeurs théoriques et effectives des jeux sur les doigts	177
Tableau 44 : Valeurs théoriques et effectives des jeux broches, Rugosités des faces et des trous.....	178
Tableau 45 : Résultats des essais du second plan d'expériences.....	179
Tableau 46 : Suite 1 des résultats des essais du second plan d'expériences	180
Tableau 47 : Suite 2 des résultats des essais du second plan d'expériences	181
Tableau 48: Suite et fin des résultats des essais du second plan d'expériences	182

Chapitre 1 :

INTRODUCTION GENERALE

Première partie :

INTRODUCTION GENERALE

I. INTRODUCTION

Dans les structures, les fissures de fatigue s'amorcent et se développent souvent en surface et dans les zones de concentration de contrainte. C'est en effet, le lieu du maximum d'hétérogénéité de la déformation plastique. Dans ces régions, le champ de contraintes est très souvent multiaxial. Pour déterminer le comportement des matériaux et des structures, il importe donc de connaître ces champs complexes pour le dimensionnement en fatigue.

L'approche la plus courante consiste à utiliser la notion de limite d'endurance. Le dimensionnement en fatigue se fait alors en vérifiant que la contrainte équivalente reste inférieure à cette limite, pondérée par un coefficient de sécurité.

Cette contrainte équivalente, calculée par l'application de la mécanique des milieux continus (critères de VON MISES, TRESCA, $\tau_{\max}$ etc...), est souvent remise en cause car elle ne prend pas en compte la partie hydrostatique du tenseur des contraintes, qui, en fatigue, tend à empêcher le développement des fissures internes.

Un champ de contraintes multiaxial peut être dû à plusieurs facteurs dont :

- la nature du chargement,
- les formes géométriques de la pièce.

Plusieurs facteurs influent sur la durée de vie en fatigue :

- la nature du matériau,
- l'état de surface,
- l'effet d'échelle,
- la nature et le taux de chargement,
- la forme de la pièce.

Pour améliorer la tenue en fatigue, il importe donc d'optimiser ces paramètres.

II. PROBLEMATIQUE

Cette étude vise à quantifier l'influence des paramètres d'usinage et de chargement sur le comportement en fatigue des attaches d'ailettes à doigts de turbines à vapeur afin d'éviter la fissuration en fatigue en service.

Pour pallier ce problème et améliorer la fiabilité des attaches d'ailettes, on étudie l'influence de la géométrie, des conditions d'usinage, d'assemblage et de sollicitation sur le comportement en fatigue.

Un programme d'essais est défini et réalisé sur une machine spécialement conçu à cet effet. Ce banc d'essais permet de simuler le comportement des ailettes dans les conditions normales de fonctionnement. Il a été conçu et fabriqué par le CETIM suivant un cahier des charges émis par ALSTOM. L'assemblage étudié est constituée d'une ailette et d'un disque représentant le rotor.

Le but de cette campagne d'essais est de :

- maîtriser l'influence des paramètres susceptibles de gouverner la rupture,
- mieux comprendre le comportement en fatigue de l'assemblage ailette et disque,
- déterminer les conditions optimales de réalisation et de sollicitation,
- garantir une fiabilité élevée des attaches d'ailettes à doigts de turbines à vapeur.

La configuration retenue doit être celle qui présente le meilleur compromis entre les contraintes d'exécution industrielle et l'aspect économique.

C'est d'ailleurs dans un souci d'économie, qu'après l'établissement d'une liste exhaustive des paramètres pouvant influencer le comportement en fatigue, un plan d'expériences orthogonal et fractionnaire est considéré.

Ce plan permet d'étudier l'influence de neuf paramètres, en limitant le nombre d'essais à 16.

III. PRESENTATION DE L'ETUDE

L'étude est réalisée dans le cadre d'une collaboration entre le Laboratoire de Fiabilité Mécanique de l'Université de Metz et le Centre d'Etudes et de Recherches sur les Matériaux de la Société ALSTOM intégré depuis février 1999 dans SERMA TECHNOLOGIES.

Après ce premier chapitre introductif, le plan de la thèse est le suivant :

- Second chapitre : **Etude Bibliographique**

Ce chapitre parcourt les bases de la fatigue des matériaux et des structures. Il présente aussi des travaux récents effectués sur les thèmes abordés dans ce travail.

- Troisième chapitre : **Etude Expérimentale**

Cette partie présente les divers types d'essais mis en œuvre après une description du dispositif expérimental. Elle comprend aussi les résultats bruts d'essais à l'air et en milieu corrosif aqueux, une analyse métallographique des faciès de rupture, une discussion des résultats et une conclusion.

- Quatrième chapitre : **Approche Numérique et Apport Théorique**

Une simulation de l'assemblage par un logiciel de calcul utilisant la méthode des éléments finis est présentée. Une réflexion sur la construction du diagramme de Haigh, par analyse des modèles de Goodman et de Gerber, est apportée.

- Cinquième chapitre : **Conclusion Générale.**

Dans cette conclusion, nous présentons une synthèse des travaux effectués et nos réflexions sur les résultats obtenus.

Chapitre 2 :

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Première partie :

GENERALITES SUR LA FATIGUE

Première partie :

GENERALITES SUR LA FATIGUE

I. INTRODUCTION

Dans cette partie, nous proposons un rappel des généralités dans la démarche de dimensionnement des pièces et assemblages soumis à la fatigue. Cette partie bibliographique parcourt les bases de la fatigue des matériaux et des structures. Elle est inspirée des deux principaux ouvrages [RAB97] et [LIE82].

II. CARACTERISTIQUES DE FATIGUE / ESSAIS DE FATIGUE / METHODES DE DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES DE RESISTANCE

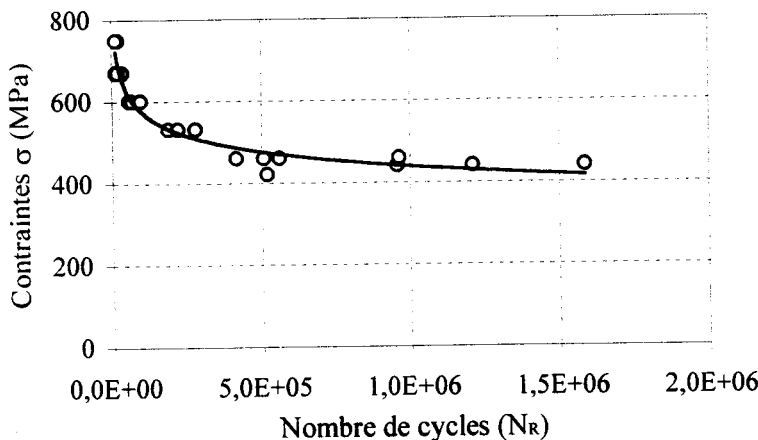
Afin de dimensionner une pièce ou une structure résistant à la fatigue (endurance), plusieurs méthodes ont été développées. Parmi celles-ci on note les notions de :

- diagramme d'endurance
- limite d'endurance
- facteur d'intensité de contrainte et vitesse de fissuration
- courbes de déformations en fonction du nombre de cycles ($\Delta\epsilon=f(N)$)

A. Diagramme d'endurance

1. But

Selon P. RABBE [RAB97], l'essai de fatigue le plus simple consiste à soumettre chaque éprouvette à des effort périodiques (souvent sinusoïdaux), d'amplitude maximale(σ) et de fréquence constantes, et à relever le nombre de cycles (N_R) au bout duquel il y a rupture. A chaque éprouvette correspond un point du plan (σ , N_R). A partir d'un lot d'éprouvettes soumises à des maximales différentes, on obtient une courbe (figure 1).



Sollicitation : Flexion rotative
 Etat de surface : $R_t=5mm$
 Rapport : $R=-1$
 Etat : usiné, traité à $640^\circ C$ en 2h
 Température ambiante

Figure 1 : Exemple de courbe de Wöhler réalisée sur un acier à 12% de Chrome.

Sur cette courbe, communément appelée courbe de Wöhler, courbe S-N ou courbe d'endurance, on distingue trois domaines :

- une zone de fatigue oligocyclique, sous une contrainte souvent supérieure à la limite d'élasticité du matériau, où la rupture survient après un faible nombre de cycle et est précédée d'une déformation plastique notable,

- une zone d'endurance limitée, où la rupture a lieu après un certain nombre de cycles qui décroît quand la contrainte croît,

- une zone d'endurance illimitée ou zone de sécurité, sous faible contrainte pour laquelle la rupture se produit à 10^7 , 10^8 ou 10^9 cycles, ce qui est souvent supposé supérieur à la durée de vie de la pièce.

Dans de nombreux cas, on peut tracer une branche asymptotique à la courbe de Wöhler. Par contre dans d'autres, il ne semble pas qu'il ait d'asymptote horizontale : c'est le cas de certains alliages non ferreux ou en cas de couplage fatigue - corrosion.

Certaines réflexions récentes [BAT99] montrent l'absence d'une asymptote horizontale sur tous les matériaux métalliques et remettent en cause la notion d'endurance illimitée.

2. Représentation mathématique

H. P. LIEURADE cite DENGEL dans [LIE 82], en abordant les représentations mathématiques des courbes SN. Il considère que l'équation suivante de la courbe de Wöhler est la plus ancienne :

$$\text{Log } N = a - bS \quad \text{Équation 1}$$

où N est le nombre de cycles à rupture, S l'amplitude de la contrainte appliquée, a et b des constantes.

En 1910, BASQUIN a proposé :

$$\text{Log } N = a - b \text{ Log } S \quad \text{Équation 2}$$

que l'on peut aussi écrire :

$$S = (A/N)^c \quad \text{Équation 3}$$

en posant $A = e^a$ et $c = 1/b$.

Dès 1914, STROMEYER, pour prendre en compte l'asymptote horizontale, introduit l'équation suivante :

$$\text{Log } N = a - b \text{ Log } (S - E) \quad \text{Équation 4}$$

Cette équation est plus réaliste que celle de Wöhler et Basquin. Cependant, elle nécessite plus de données et un examen attentif afin de déceler les insuffisances. En posant $A = e^a$ et $c = 1/b$ l'équation de Stromeier peut encore s'écrire :

$$S = E + \left(\frac{A}{N} \right)^c \quad \text{Équation 5}$$

En 1924, PALMGREEN [PAL24] propose :

$$S = E + \left(\frac{A}{N + B} \right)^c \quad \text{Équation 6}$$

L'intérêt de cette équation est d'avoir un point d'inflexion pour $B > 0$ sur la courbe $\sigma = f(\text{Log } N)$. Ceci permet d'accroître la qualité de l'ajustement des données.

En 1955, CORSON [COR55] introduit, malgré des bases expérimentales réduites, l'équation :

$$N = \frac{A}{(S - E)d^{(S-E)}} \quad \text{Équation 7}$$

où A , E et d sont des constantes.

En posant $c = \text{Log } d$, on obtient :

$$N = \frac{Ae^{-c(S-E)}}{(S - E)} \quad \text{Équation 8}$$

WEIBULL propose:

$$\text{Log}(N + B) = a - b \text{Log} \frac{S - E}{(R - E)} \quad \text{Équation 9}$$

où a , b , B et E sont des constantes et R la résistance à la traction du matériau.

Le diagramme d'endurance peut aussi être représenté par la courbe liant les déformations au nombre de cycles. Nous utiliserons cette représentation pour une partie de notre étude.

B. Limite d'endurance

1. But

A chaque niveau de chargement, on observe une dispersion des résultats (fait d'expérience). C'est pourquoi, pour une contrainte σ donnée, on définit une distribution du nombre de cycles à rupture N_r . Les courbes de Wöhler sont donc remplacées par des courbes d'équiprobabilités. En général on utilise la courbe moyenne ($P=0.5$). On appelle ainsi limite d'endurance σ_D l'ordonnée de l'asymptote de cette courbe moyenne. Cette idée de limite d'endurance est remise en question par plusieurs auteurs effectuant des essais à très grand nombre de cycles (10^8 - 10^9). Ils montrent, en effet, l'absence d'une asymptote horizontale et une décroissance continue de la courbe.

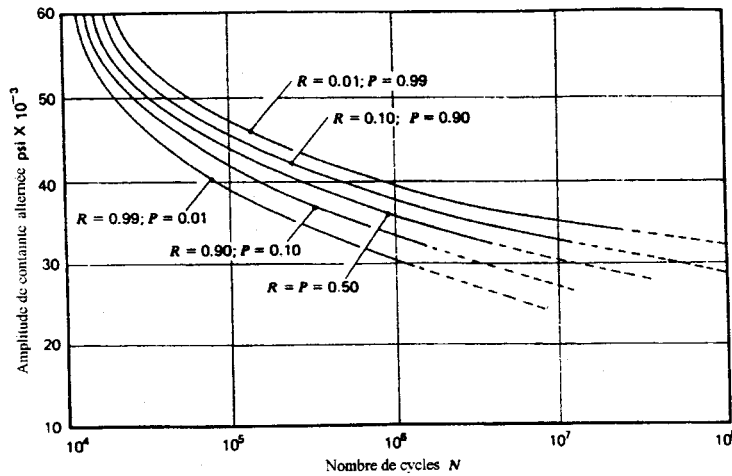


Figure 2: Courbes d'équiprobabilités.

2. Méthodes de détermination de la limite d'endurance :

Plusieurs méthodes de détermination de la limite d'endurance existent. Nous pouvons les classer comme suit :

- les méthodes avec écart type
- une méthode sans écart type
- les méthodes empiriques propres à des familles de matériaux.

a) Les méthodes avec écart type :

H.P. LIEURADE [LIE82] [LIE97] décrit les méthodes suivantes :

- la méthode des probits
- la méthode de l'escalier
- la méthode des K éprouvettes non rompues
- la méthode des surfaces (et de reclassement des données en dérive)

Nous ne détaillerons que la méthode utilisée dans ce travail i.e. la méthode de l'escalier.

C'est en 1948 que DIXON et MOOD [DIX48] ont proposé la méthode dite " de l'escalier ", qui simplifie énormément la recherche des niveaux de contrainte d'essai, et laisse à l'utilisateur une grande latitude quant au choix du nombre d'essais. Si la méthode est exécutable avec un faible nombre d'essais, il ne faut toutefois pas perdre de vue que la précision (justesse et fidélité) du résultat obtenu en dépendra fortement.

Mise en œuvre de la méthode de l'escalier

L'expérimentateur fixe une durée maximale d'essai N (critère d'arrêt ou censure), et il définit un échelon d'amplitudes de contrainte en progression arithmétique, dont le pas est de l'ordre de grandeur de l'écart type s de la courbe de réponse.

Le premier essai est effectué au niveau de cet échelonnement jugé à priori, le plus voisin de la valeur désirée. A partir du second essai, le niveau d'amplitude de la contrainte est choisi en raisonnant ainsi :

Si l'essai précédent s'est traduit par une non rupture, choisir pour le nouvel essai à effectuer le palier de contrainte de l'échelonnement adopté immédiatement supérieur.
Si l'essai précédent s'est traduit par une rupture, choisir à l'inverse, le palier immédiatement inférieur.

En d'autres termes, si d désigne le pas de l'échelonnement des contraintes et S_i la valeur adoptée pour le $i^{ième}$ essai, on prendra :

$$S_{i+1} = S_i + d \text{ si la } i^{ième} \text{ éprouvette essayée ne s'est pas rompue,}$$
$$S_{i+1} = S_i - d \text{ si cette } i^{ième} \text{ éprouvette s'est rompue.}$$

Les essais se poursuivent selon cette règle, les uns à la suite des autres, jusqu'à épuisement des n éprouvettes.

Le tableau 1 donne un exemple.

Etude : M00BXXXX

Matière : Acier à ailettes

Sollicitation : Fatigue axiale

Machine : Amsler 150 KN

Eprouvette : Kt = 1

Milieu : Air

PH : -

Température : 350°C

σ_{mov} (MPa) : 415

Pas (MPa) : 20

Freq. (Hz) : 110

Censure : 1E7 cycles

Sa N/mm²	Ordre des essais																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
305		x												x										
285	x														x									
265		x								x							x							
245			x		x		x											x						
225																								
Repère	ME 10	ME 11	ME 12	ME 13	ME 14	ME 15	ME 16	ME 17	ME 18	ME 19	ME 20	ME 21	ME 22	ME 23	ME 24	ME 25	ME 26							
Nombre de cycles (*1000)	2 122	2 470	9 023	10 000	71	10 000	5 324	10 000	10 000	4 166	10 000	10 000	10 000	3 498	6 323	6 262	8 379							

x = 10 rompues

o = 7 non rompues

N = S Ni = 7

A = S I.Ni = 7

B = S I².Ni = 15

m=σa = 255 MPa

S = 38 MPa

(NB-A²)/N² = 1,14 > 0,3

Tableau 1: Exemple d'utilisation de la méthode de l'escalier.

Utilisation des résultats

Les résultats d'essais obtenus par cette méthode permettent d'estimer la résistance médiane (limite d'endurance) à la fatigue au nombre de cycles fixé, et, en principe, l'écart type.

Les calculs à effectuer sont simples. On détermine d'abord le type d'événement qui s'est produit le moins fréquemment au cours de la série d'essais : rupture ou non-rupture. Les résultats de ce type suffisent au calcul et sont retenus de préférence aux autres. Le fait que les résultats d'un type donné (les non-ruptures, par exemple) soient plus nombreux que les autres

est souvent dû au choix d'un niveau de départ éloigné de la valeur à estimer. La séquence débute alors par une suite continue de résultats de même type, dont l'inclusion entraînerait une erreur systématique.

On compte le nombre N_i de réalisations de cet événement à chaque niveau d'essai, et on numérote ces niveaux en attribuant la valeur zéro $i = 0$ au plus faible. i désignant le numéro du niveau d'essai. On calcule les quantités

$$\sum_i N_i, \sum_i iN_i \text{ et } \sum_i i^2 N_i$$

Le tableau 1 donne un exemple de calcul de ces quantités, dans un cas où les résultats retenus se rapportent aux non-ruptures. L'estimation m de la limite d'endurance (valeur médiane) est obtenue par la formule suivante :

$$m = S_0 + d \left(\frac{A}{N} \pm \frac{1}{2} \right) \quad \text{Équation 10}$$

S_0 : niveau d'indice 0 (le plus faible des niveaux utilisés auxquels on ait obtenu au moins un résultat du type retenu).

d : espacement des niveaux.

$$N : \sum_i N_i$$

$$A : \sum_i iN_i$$

Dans la formule de détermination de m , on utilise :

$+\frac{1}{2}$ si le calcul est basé sur les contraintes d'essai des éprouvettes non rompues,

$-\frac{1}{2}$ s'il est basé sur les contraintes d'essai des éprouvettes rompues.

La méthode de l'escalier permet aussi d'obtenir une estimation s de l'écart type de la courbe de réponse à la contrainte :

$$s = 1,62d \left(\frac{NB - A^2}{N^2} + 0,029 \right) \quad \text{Équation 11}$$

d , N et A ont les mêmes significations que précédemment. $B = \sum_i i^2 N_i$.

Selon les auteurs de la méthode, la formule de détermination de s ne peut être utilisée que si :

$$\frac{NB - A^2}{N^2} > 0,3 \quad \text{Équation 12}$$

En fait, l'estimation s de l'écart type de la courbe de réponse doit être considérée avec beaucoup de prudence si le nombre des essais n'est pas au moins égal à 50. Dans la pratique, il est difficile d'utiliser autant d'éprouvettes. Dans notre étude, nous appliquons cette méthode avec une dizaine d'éprouvettes.

Précisions de m et s

L'estimation m de la valeur médiane et de s l'écart type est distribuée de façon proche de la normale, avec une erreur systématique relativement faible ou négligeable dès que le nombre total d'essais dépasse la dizaine [DIX48].

L'écart type s'écrit :

$$\sigma_m = \frac{G}{\sqrt{N}} \quad \text{Équation 13}$$

où $N = \sum_i N_i$, G est un facteur dépendant simultanément, selon DIXON et MOOD, du rapport du pas sur l'écart type et du nombre total d'essais n.

BASTENAIRE [BAS80] a montré, pour $n < 20$, que l'estimation s de l'écart type présente une erreur systématique importante fonction du nombre d'éprouvettes et du rapport du pas sur l'écart type.

b) La méthode sans écart type (Méthode de LOCATI)

La méthode de LOCATI [LOC55] permet de déterminer la limite d'endurance à partir d'une seule éprouvette. Elle est utilisée lorsqu'on ne dispose que d'un nombre très réduit d'éprouvettes. La méthode est basée sur l'hypothèse de dommage cumulatif linéaire de PALMGREEN [PAL24] et MINER [MIN45].

Le dommage d subi pendant n_i cycles, sous amplitude σ_i pour laquelle la durée de vie est N_i , est égal à :

$$d = \frac{n_i}{N_i} \quad \text{Équation 14}$$

la rupture se produit lorsque le dommage atteint la valeur 1

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad \text{Équation 15}$$

L'éprouvette est soumise à des paliers de chargement croissants. Chaque palier correspond à un nombre de cycles constant n, l'échelonnement des charges étant lui-même constant. Le palier initial se situe légèrement en dessous de la limite d'endurance. Cette méthode nécessite une bonne connaissance de la forme de la courbe de Wöhler du matériau ou de l'éprouvette considérée.

On représente la courbe de Wöhler R et deux courbes de Wöhler hypothétiques, dont les asymptotes sont décalées du même pas que celui choisi pour le programme de charge. Généralement on augmente d'autant plus la pente de la courbe de Wöhler que la limite d'endurance est élevée.

Pour chacune des trois courbes de Wöhler, on calcule l'endommagement de l'éprouvette à partir des endommagements partiels n_i/N_i , correspondant aux différents niveaux de chargement choisis.

On porte ensuite, sur un graphique, les valeurs des endommagements cumulés, calculés pour chacune des trois courbes de Wöhler hypothétiques, en fonction des valeurs des limites d'endurance correspondant à chacune des courbes. Par interpolation, on détermine alors la limite d'endurance pour laquelle l'endommagement cumulé est égal à 1.

Cette valeur représente la limite d'endurance de l'éprouvette essayée.

La précision de la méthode est très largement conditionnée, d'une part par la position et la forme des courbes de Wöhler, et d'autre part par la validité de la loi d'endommagement linéaire de PALMGREEN et MINER. C'est la seule méthode simple qui permet d'avoir une estimation rapide de la limite d'endurance à partir d'une éprouvette, mais ne donne aucun renseignement sur la dispersion.

Nous avons effectué une étude comparative avec la méthode de l'escalier et les résultats seront explicités dans la partie expérimentale.

c) Les méthodes empiriques :

Elles permettent d'approcher la limite d'endurance afin de mieux débiter (choix des niveaux de contrainte de départ) les essais cités ci dessus. Pour les aciers, les relations suivantes sont connues :

$$\sigma_D = 0,37R_m + 75 \quad \text{Équation 16}$$

$$\sigma_D = 0,39R_m + Z \quad \text{Équation 17}$$

$$\sigma_D = 0,41R_m + 2A \quad \text{Équation 18}$$

Où R_m est la résistance à la traction du matériau,
Z le pourcentage de striction
et A le pourcentage d'allongement.

Pour les alliages d'aluminium, l'absence de coude très marquée de la courbe de Wöhler conduit à utiliser la limite de fatigue conventionnelle à 10^8 cycles. On applique par exemple pour un alliage d'aluminium corroyé sans durcissement structural :

$$0,40R_m \leq \sigma_D \leq 0,50R_m \quad \text{Équation 19}$$

III. FACTEURS INFLUENCANT LES COURBES SN

On peut classer les facteurs influant sur la durée de vie en fatigue en quatre catégories :

- facteurs métallurgiques,
- facteurs géométriques,
- conditions de surface,
- conditions de chargement.

A. Les facteurs métallurgiques

Selon P RABBE [RAB97], cette catégorie concerne les paramètres liés à la nature du matériau constituant l'éprouvette (composition chimique, structure métallographique...) et à son procédé d'élaboration (lacune, inclusions...). On note, par exemple, la présence ou non d'une asymptote.

L'influence des inclusions est attribuée à la concentration locale de contraintes qu'elles provoquent par leur manque de plasticité et qui conduit souvent à la formation de micro fissures. En conséquence, plus un matériau sera propre, plus sa tenue en fatigue sera bonne.

B. Les facteurs géométriques

L'influence des facteurs géométriques intervient par la taille des pièces (effet d'échelle) et surtout par leurs formes. Les concentrations de contraintes dues à des variations de ces formes sont : présence de trous, d'entailles ou d'autres irrégularités géométriques affectent l'endurance.

Peterson [PET53] propose des tables permettant de calculer les contraintes locales dans le domaine élastique. La sensibilité à l'entaille peut ensuite être caractérisée par la relation :

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Équation 20}$$

$$\text{où} \quad K_f = \frac{\sigma_{D_{\text{Lisse}}}}{\sigma_{D_{\text{entaille}}}} \quad \text{Équation 21}$$

Dans cette étude, les paramètres géométriques considérés sont le diamètre des trous de broches, la présence ou non de chanfrein et la largeur du disque.

C. Les conditions de surface

Dans la majorité des cas, l'endommagement par fatigue débute en surface. Les conditions de surface ont donc une grande importance dans le comportement en fatigue des pièces.

Elles peuvent être classées en deux groupes :

- la micro géométrie ou rugosité. L'expérience montre que plus l'état de surface est bon (pas de stries, de défauts d'usinage ou d'autres irrégularités), mieux est la tenue en fatigue de la pièce.
- la nature de la surface. La limite d'endurance peut être abaissée sur un acier en produisant une décarburation en surface après un traitement thermique. En revanche, une cémentation permettra d'obtenir une couche externe plus résistante à la fatigue.

La partie expérimentale de ce document évoque l'état de surface des trous, les contraintes résiduelles induites mesurées, et leur influence quantifiée sur l'assemblage étudié.

D. Les conditions de chargement

Il paraît évident que le taux et la nature du chargement influent sur la durée de vie en fatigue des pièces et mécanismes. En traction compression par exemple, les contraintes sont uniformes dans la section. Dans le cas de la flexion ou de la torsion, les contraintes sont maximales en surface et nulles en cœur (fibre neutre). Cette répartition différente des champs de contraintes et la valeur des contraintes maximales, influencent fortement l'endurance des pièces et mécanismes.

E. Surcharge et sous charge

Une surcharge temporaire peut conduire à un dépassement local de la charge de rupture et provoquer un endommagement irréversible sous forme d'une fissure qui se propage. Ce phénomène est souvent observé sur les turbines à vapeur soumises à des surcharges dues aux résonances.

F. Contraintes résiduelles

Aux contraintes appliquées, se juxtapose l'effet des contraintes résiduelles qu'elles soient d'ordre microscopique (entre deux grains) ou à l'échelle macroscopique de la pièce, suite à l'usinage ou au traitement thermique. Ces contraintes diminuent ou augmentent la tenue à la fatigue selon le sens du chargement. Leur introduction s'accompagne souvent d'une détérioration de l'état de surface. Il faut donc coupler les deux paramètres pour optimiser la tenue en fatigue.

G. Influence de la fréquence

L'existence d'un frottement intérieur entraîne un retard de la déformation sur la contrainte. Dans le cas des contraintes périodiques, on voit apparaître un cycle d'hystérésis fonction de la contrainte et dont l'inclinaison varie avec la fréquence des cycles. Dans certains cas, l'endurance peut varier avec la fréquence. A ces divers facteurs influençant la limite d'endurance, on peut ajouter l'environnement (température et corrosion).

H. Influence de la température

D'après [RAB97], les caractéristiques mécaniques mesurées en traction diminuent lorsque la température s'élève. Le comportement de la limite d'endurance sera le même et est directement liée à ces grandeurs. La sensibilité à l'entaille peut être diminuée cependant grâce à de nouvelles formes d'écoulement.

I. Influence de la corrosion

L'assemblage, testé dans ce travail, fonctionne en milieu vapeur, et est fortement exposé à la corrosion. C'est le cas d'un grand nombre de mécanismes. Le milieu corrosif provoque une chute des caractéristiques mécaniques dont la limite d'endurance. Les piqûres de corrosion sont des sites privilégiés d'amorçage de fissure. Dans certains cas et pour quelques aciers, la limite d'endurance peut être réduite de moitié lors du passage d'un milieu ambiant à un milieu corrosif.

Afin d'atténuer l'initiation de la fissuration en milieu corrosif, des traitements superficiels (nitruration, cémentation, grenaillage...) peuvent être effectués.

IV. MECANISME DE FATIGUE : ASPECTS MICROSCOPIQUES

Pour définir le mécanisme de la rupture en fatigue, on s'intéresse essentiellement au domaine de la fatigue endurance (10^4 - 10^6 cycles). On distingue trois étapes :

- l'amorçage des fissures,
- la propagation jusqu'à la taille critique de défaut,
- la rupture finale de la section restante.

A. Amorçage des fissures de fatigue

L'observation d'une éprouvette soumise à un chargement cyclique montre que l'endommagement apparaît essentiellement à la surface (modification superficielle en cours d'essai). L'observation au microscope optique met en évidence, lors des premiers cycles de chargement, l'apparition de bandes de glissement ou de déformation. Ces bandes se multiplient au cours du chargement, mais surtout se renforcent et résistent à un traitement thermique de restauration. Il faut polir l'éprouvette pour les faire disparaître. L'endommagement du matériau est irréversible après un certain nombre de cycles. A l'intérieur des bandes de déformation (intrusion et extrusion) se forment des micro fissures.

L'amorçage est essentiellement un phénomène superficiel. Il convient donc de vérifier la qualité des usinages des pièces ou de procéder au besoin à des traitements superficiels comme le grenaillage ou la trempe superficiel, pour optimiser la tenue en fatigue.

B. Propagation des fissures

On distingue deux stades dans la propagation des fissures de fatigue. Nous les nommerons : le stade I et le stade II.

- *Stade I* : les micro fissures suivent les plans de glissement cristallographiques les mieux orientés. La propagation est ainsi contrôlée par la cission maximale résolue. La vitesse de croissance est de l'ordre de quelques Angströms par cycle.

La transition du stade I au stade II se produit quand la fissure se propage perpendiculairement à la direction de traction.

- *Stade II* : la caractéristique principale du stade II est l'apparition de stries. On assiste à un émoussement plus avancé de la fissure. La fissure s'ouvre et se referme, mais, dû aux phénomènes irréversibles de glissement, elle ne retrouve pas sa position initiale.

C. Rupture finale de la section restante

On pourrait appeler cette étape le stade III. Nous assistons à une rupture instable car la matière restante ne suffit plus à transmettre l'effort. Le critère de rupture instable $K_I = K_{IC}$ est vérifié (K_I étant le facteur d'intensité de contraintes, et K_{IC} le facteur d'intensité de contraintes critique).

L'examen, à l'œil nu ou au microscope optique, permet de caractériser une rupture par fatigue grâce à la mise en évidence des lignes frontales (caractère progressif de la propagation) et de la rupture finale instable.

Chapitre 2 :

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Deuxième partie :

APPROCHES RECENTES

Deuxième partie :

APPROCHES RECENTES

I. INTRODUCTION

Cette partie de l'étude bibliographique parcourt les publications traitant le sujet abordé. Nous nous intéresserons à la fatigue sous chargement multiaxial et à l'influence des paramètres tels que l'état de surface, les contraintes résiduelles, les surcharges et le phénomène de fretting sur la durée de vie en fatigue des pièces et structures. Elle paraît vaste, mais ceci est justifié par la multitude de paramètres testés dans cette étude.

II. APPROCHE EXPERIMENTALE

A. Critères de dimensionnement sous chargement multiaxial

Plusieurs auteurs ont effectué des essais de fatigue multiaxiaux par combinaisons de chargement (traction torsion, traction flexion, ...). Des critères de prédiction de la durée de vie en fatigue multiaxiale sont établis.

E. MACHA et C. M. SONSINO [MAC 99] proposent un panorama des divers critères en les classifiant comme suit :

- critères basés sur l'énergie de déformation élastique,
- critères basés sur l'énergie de déformation plastique,
- critères basés sur la somme d'énergies de déformation élastique et plastique.

Ils montrent que ces critères, basé sur la densité d'énergie de déformation dans le plan critique, sont les meilleurs outils de prédiction de la durée de vie. Ces auteurs mettent en évidence la difficulté de calculer l'énergie de déformation plastique dans le cas d'un chargement aléatoire.

I. V. PAPADOPOULOS propose [PAP97], dans le même ordre de pensée, une étude comparative des critères de fatigue multiaxiale à grand nombre de cycles sur les aciers. Dans ce travail, il valide et compare les critères communément utilisés dans le cas d'un chargement sinusoïdal hors phase en flexion et torsion. [PAP87] montre que son critère n'est pas affecté par la différence de phase en flexion torsion. Cependant, ce paramètre n'est pas le seul dans le choix d'un critère.

Rappelons que ce paramètre a été étudié en fatigue oligocyclique par S. BENTACHFINE [BEN93], qui a proposé un nouveau critère qui prend en compte le déphasage du chargement.

Le but de notre étude n'étant pas d'appliquer un critère multiaxial à l'assemblage ailette/disque, mais de déterminer l'influence des paramètres de chargement d'usinage et d'environnement, quelques critères sont cités pour mémoire.

1. Approche basée sur le plan critique

Les paramètres de cette approche sont déterminés dans le plan des contraintes de cisaillement et la normale à la contrainte dans le plan Δ . Les formulations sont différentes d'un auteur à l'autre mais le cheminement reste le même. On doit, dans un premier temps, déterminer le plan critique et dans un second temps, vérifier que le critère est satisfaisant dans ce plan. Dans le cas contraire une fissure de fatigue apparaît sur le plan critique et l'orientation de l'amorçage coïncide avec l'orientation de ce plan.

Parmi les formulations proposées, nous citerons les critères de :

- FINDLEY [FIN 59]
- MATAKE [MAT 77]
- ROBERT [ROB92]
- Mc DIARMID [McDM1] [McD94]
- DIETMANN [DIE 91]
- BROWN et MILLER [BRO 73]
- MARIN [MAR56]
- SINES [SIN91]
- CROSSLAND [CRO56]
- KAKUNO KAWADA [KAK79]
- DEPERROIS [DEP91]

2. Approche basée sur la contrainte moyenne appliquée à un volume élémentaire

Cette approche est caractérisée par la contrainte moyenne dans un volume élémentaire V , le plan de cisaillement et la normale à la contrainte dans le plan Δ du matériau. En général, ces quantités sont décrites à travers une intégrale double allant de θ à ψ (où θ et ψ sont les coordonnées sphériques du vecteur unitaire normal au plan Δ). L'angle θ varie de 0 à π et ψ de 0 à 2π . Ainsi, toutes les orientations possibles sont prises en compte.

Plusieurs approches ont été utilisées, nous citerons :

- le critère de GRUBISIC et SIMBÜRGER [GRU76]
- le critère de LIU et ZENNER [LIU93]

Ces formulations sont toutes issues d'une approche macroscopique. PAPADOPOULOS [PAP87, PAP97] et DANG VAN [DAN73] abordent le problème à l'échelle mesoscopique et proposent des critères, actuellement, très utilisés dans l'industrie.

BERNASCONI [BER95] propose un panorama complet des développements sur l'approche mesoscopique de la fatigue des matériaux.

Une comparaison de tous ces critères a permis à PAPADOPOULOS d'en sélectionner cinq, en plus de son modèle, dans le cas d'un chargement hors phase : CROSSLAND, SINES, MATAKE, McDIARMID et DIETMANN.

W. F. PAN et Al [PAN99] proposent une méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue sous chargement multiaxial en modifiant le modèle de GLINKA [GLI95]. Ils rappellent pour mémoire les modèles de FINDLEY, BROWN ET MILLER, KANDIL [KAN82], GARUD [GAR82] et VALANIS [VAL80].

S. DE GUANG et W. DE JUN [GUA98] établissent un nouveau modèle d'endommagement basé sur une approche du plan critique. L'équation proposée est bâtie sous la forme de celle de Manson Coffin, et s'écrit :

$$\Delta \varepsilon_{eq}^{cr} = \frac{\sigma_f' - \bar{\sigma}_n}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad \text{Équation 22}$$

Où $\Delta \varepsilon_{eq}^{cr}$ est la variation de déformation critique équivalente au sens de Von Mises.

σ_f' , ε_f' , a et b des constantes du matériau en fatigue uniaxiale,

$\bar{\sigma}_n$, la contrainte moyenne normale au plan critique,

E, le module d'Young du matériau,

N_f , le nombre de cycles à rupture.

Ce modèle est proposé pour les chargements en phase et hors phase. Il est comparé aux critères existants et donne, selon les auteurs, des résultats satisfaisants.

L'assemblage ailette/disque étant sollicité en traction statique, pour simuler l'effort centrifuge sur les ailettes de turbine, nous nous sommes intéressés à l'influence d'une déformation statique de traction sur la tenue en fatigue des pièces et mécanismes.

3. Influence d'une déformation statique de traction

L'influence d'une déformation statique de traction peut être quantifiée par observation du changement d'état de surface qui est un des paramètres déterminants dans l'endommagement par fatigue [WEI91] et [HUN88] : c'est le résultat macroscopique des phénomènes d'intrusion/extrusion, rotation de grains, microcavités, etc.

M. L. DU [DU98] et F. P. CHIANG ont étudié l'influence de la déformation de traction statique sur la durée de vie en fatigue, qui tient compte de l'état de surface, par des essais réalisés avec les éprouvettes décrites sur la figure 3.

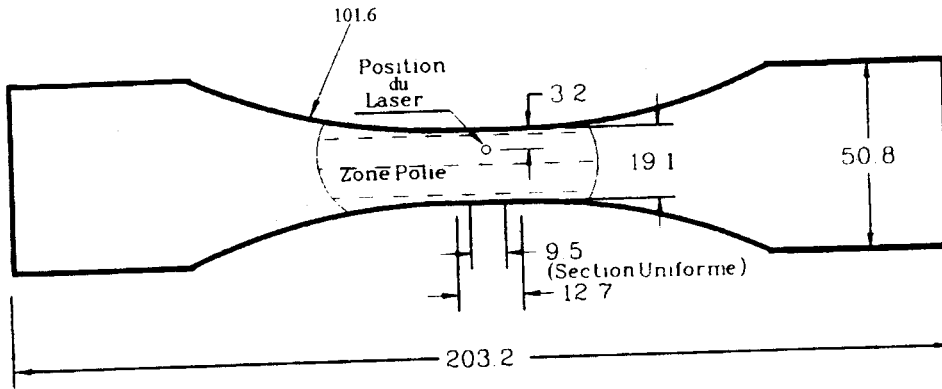


Figure 3 : Epreuve d'essai [DU98].

Les éprouvettes sont en aluminium Al 5052-H32 avec une limite d'élasticité de 160 MPa. Pour montrer l'endommagement par fatigue sur la surface de rupture, les éprouvettes sont observées au microscope électronique à balayage. Les auteurs utilisent également le dispositif de la figure 4 pour visualiser l'état de surface et sa détérioration à l'aide d'un capteur à faisceau laser.

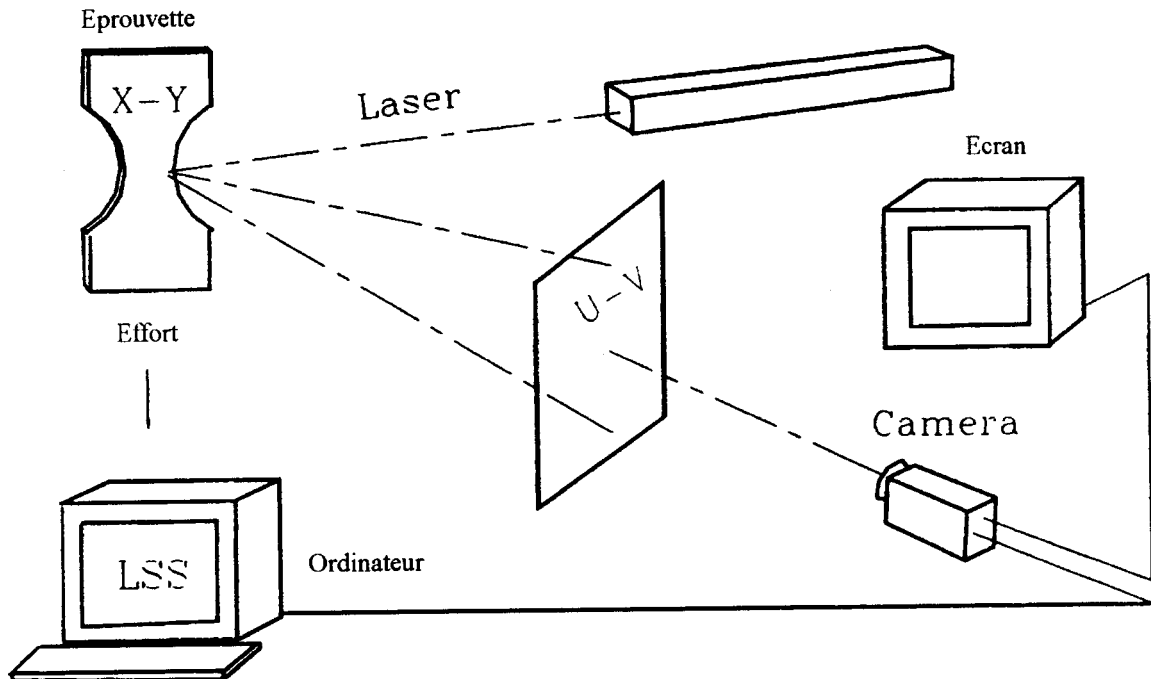
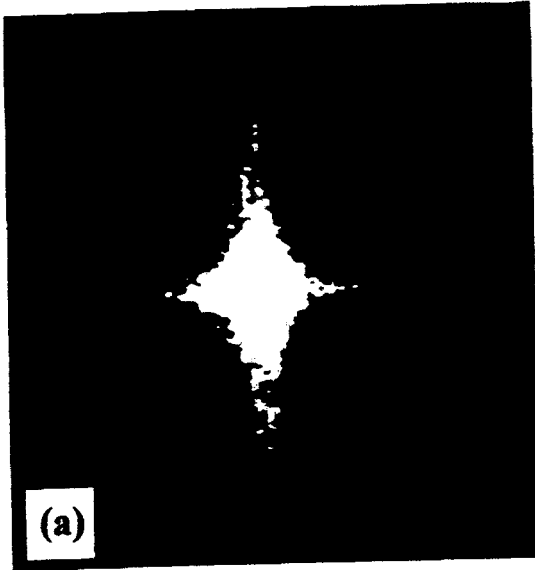


Figure 4 : Dispositif de visualisation de la détérioration de l'état de surface [DU98].

Les images (a) et (b) de la figure 5 et (c) et (d) de la figure 6 mettent en évidence l'influence de la valeur de la déformation statique.

(a) initial $\varepsilon = 0 \%$
 $\sigma = 0 \text{ MPa}$



(b) $\varepsilon = 0.65 \%$
 $\sigma = 156,4 \text{ MPa}$

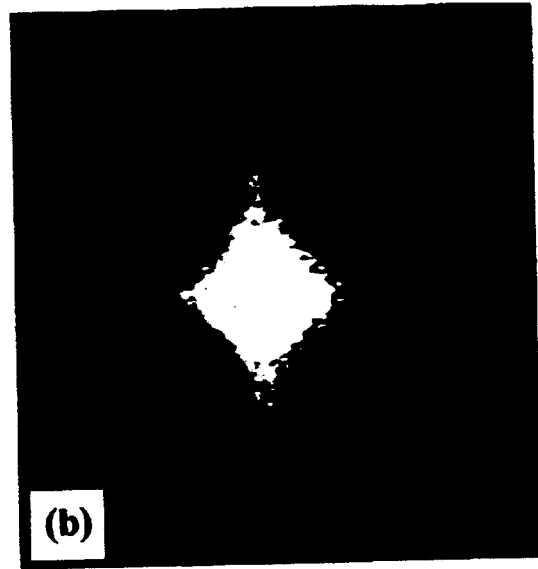
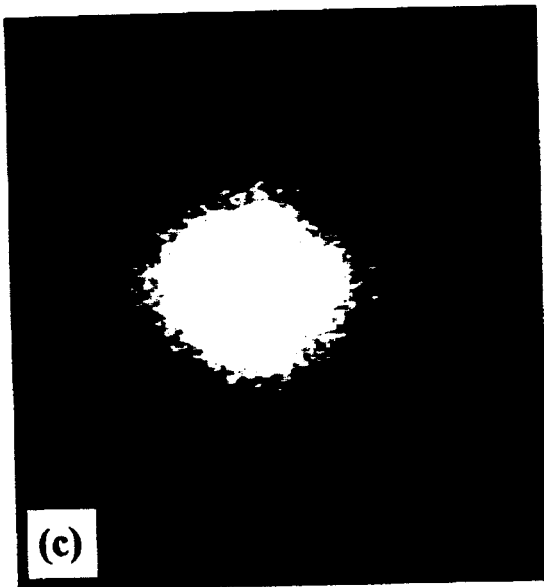


Figure 5 : Visualisation de l'influence de la déformation. statique (a) et (b) [DU98].

(c) $\varepsilon = 2.07 \%$
 $\sigma = 179,6$



(d) $\varepsilon = 4.92 \%$
 $\sigma = 203,4 \text{ MPa}$

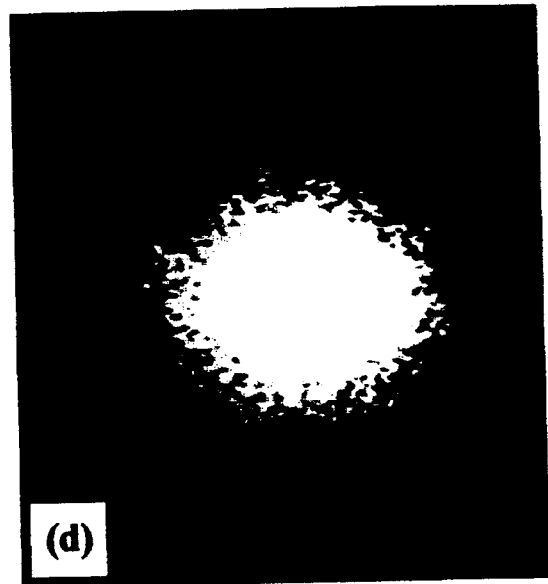


Figure 6 : Visualisation de l'influence de la déformation. statique (c) et (d) [DU98].

En considérant les chargements statiques et cycliques, M. L. DU et Al proposent un nouveau critère d'endommagement du type :

$$D = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_f} \right)^\beta + \frac{\Delta\varepsilon}{C N_f^\alpha} = 1 \quad \text{Équation 23}$$

où : D est le paramètre traduisant l'endommagement,
 ε la déformation instantanée (dans un essai asservi en déformation),
 $\Delta\varepsilon$ la variation de ε ,
 ε_f la déformation à rupture ($\varepsilon/\varepsilon_f$ représente l'endommagement statique),
 N_f le nombre de cycles à rupture,
 et C, α et β des constantes réelles.

Cette étude montre que :

- l'endommagement par fatigue débute par une détérioration de l'état de surface, qui peut être détectée par la technique LSS (laser speckle study),
- une déformation statique de traction influence la résistance en fatigue de l'aluminium 5052-H32 à travers la rugosité et la réduction de la ductilité,
- un nouveau modèle d'endommagement, prenant en compte les effets non linéaires de la déformation statique, est proposé en s'appuyant sur la loi de MANSON-COFFIN [COF54].

4. Influence d'une surcharge

a) Surcharge de traction

Le retard de croissance d'une fissure, grâce à une surcharge de traction statique, est un phénomène très connu [DAM93] [HOU96].

G. WHEATLEY, X.Z. HU et Y. ESTRIN étudient [WHE99] les effets d'une seule surcharge de traction sur la croissance d'une fissure sur l'acier inoxydable 316L.

Ils effectuent des essais de fatigue dans des conditions de contraintes planes et complètent leur étude par la mesure de la complaisance à l'aide du champ d'émission d'un microscope électronique à balayage.

Ces auteurs utilisent une petite zone d'endommagement à l'amorçage pour expliquer l'augmentation de la vitesse de fissuration lors d'une surcharge. Le retard dans la propagation, après une surcharge de traction, est présenté comme une somme de conditions défavorables au développement de l'endommagement.

L'expérience des fissures longues, sous faible chargement cyclique, a montré que les surcharges de traction augmentent la durée de vie en fatigue et que les surcharges de compression la diminuent. Une surcharge de traction provoque une plastification en fond de fissure, et comme les contraintes résiduelles retardent la propagation, la tenue en fatigue est améliorée.

DUQUESNAY [DUQ91, DUQ92] a montré cependant que, quand la surcharge correspond à la limite d'élasticité, les surcharges de traction et de compression accélèrent la propagation et sont par conséquent nocives à la tenue en fatigue.

b) Surcharge de flexion

J.F BONNEN et T.H. TOPPER [BON99] proposent une étude de la surcharge de flexion en fatigue torsion sur un acier SAE 1045.

La figure 7 montre l'éprouvette utilisée.

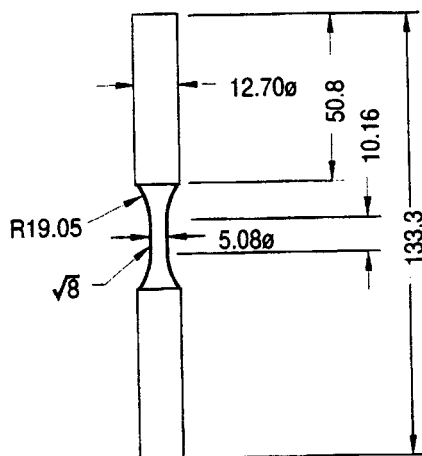


Figure 7 : Eprouvette de fatigue-torsion [BON99].

Le dispositif expérimental est décrit sur la figure 8, et permet d'imposer un effort de torsion et de flexion.

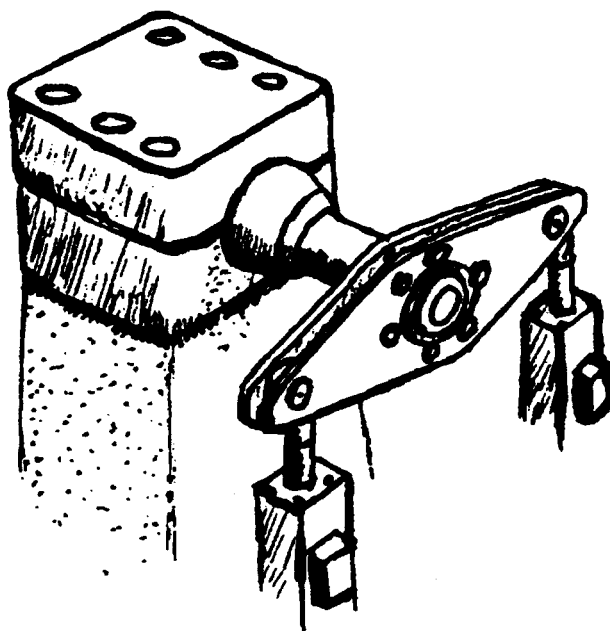


Figure 8 : Dispositif de torsion-flexion [BON99].

Les éprouvettes de flexion torsion sont montrées sur la figure 9.

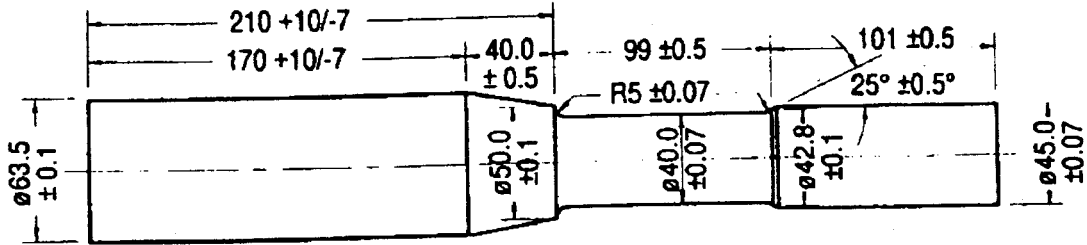


Figure 9 : Epreuve de torsion-flexion [BON99].

Ces auteurs appliquent le modèle d'endommagement cumulatif linéaire de PALMGREEN [PAL24] et MINER [MIN45], en utilisant l'équation :

$$\sum_{i=0}^m \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_o}{N_o} + \frac{n_s}{N_s} = n_o \left(\frac{1}{N_o} + \frac{\eta}{N_s} \right) = 1 \quad \text{Équation 24}$$

où : n_i est le nombre de cycles effectués à l'amplitude i ,
 N_i le nombre de cycles à rupture à l'amplitude i ,

n_o est le nombre de surcharges effectuées,
 N_o le nombre de surcharges à rupture,

n_s est le nombre de "petits" cycles effectués,
 N_s le nombre de "petits" cycles à rupture,
 et $\eta = n_s/n_o$.

Les principales conclusions de cette étude sont :

- les surcharges de flexion diminuent simultanément la durée de vie en fatigue torsion et la limite d'endurance en torsion,
- les chargements de flexion statiques diminuent également la durée de vie des éprouvettes de fatigue-torsion. Cette diminution est de l'ordre de celle causée par les surcharges. La flexion statique diminue la limite d'endurance,
- un moment de flexion statique ou une surcharge de flexion ajoutée à un moment de torsion de 1500 N.m provoque des bandes de cisaillement qui croissent quand les cycles de torsion sont appliqués.

M. LANG et G. MARCI [LAN99] étudie l'influence d'une et de plusieurs surcharges sur la propagation des fissures de fatigue. Des essais sont effectués sur l'alliage d'aluminium Al 7475-T735.

Ces auteurs déterminent le facteur d'intensité de contrainte K_{PR} après une ou plusieurs surcharges. La variation de ce facteur, avec les paramètres de surcharge, est reliée de façon empirique aux résultats expérimentaux. M. LANG et G. MARCI remarquent que l'effet de l'interaction des surcharges est contrôlé par les contraintes résiduelles de compression en front de fissure. La fermeture de la fissure joue un rôle secondaire.

5. Influence de l'état de surface de l'éprouvette et de la rugosité de la surface de rupture

La rupture brutale des structures, due à la qualité de l'état de surface, a toujours intéressé le monde des chercheurs.

J. WASEN et E. HEIER [WAS98] ont montré, que pour une grande partie des matériaux mécaniques et composites, la résistance effective à la fatigue est directement liée au module d'Young ($\Delta K_{eff} = 1,64.10^{-2}E$). Le niveau de fermeture K_{cl} (facteur d'intensité de contrainte de fermeture) d'une fissure croît avec la rugosité de la surface de rupture.

A. J. McEVILY et Al [McE9] effectuent des essais sur des éprouvettes en alliage d'aluminium 8009.

Les principales idées issues de leur réflexion sont :

- pour l'alliage 8009, à grains fins testé près du seuil de propagation, l'augmentation de K_{op} avec ΔK correspond à une augmentation de la rugosité de la surface de rupture,
- la relation suivante serait en adéquation avec leurs essais

$$\frac{da}{dN} = A(\Delta K_{eff} - \Delta K_{effh})^2 \quad \text{Équation 25}$$

Dans laquelle :

da/dN est la vitesse de fissuration,

ΔK_{eff} est la variation du Facteur d'Intensité de Contrainte effective,

ΔK_{effh} est la variation du seuil "vrai" du Facteur d'Intensité de Contrainte effective (seuil où la vitesse de fissuration est nulle).

A. ANDREJEWSKI et G. THAUVIN [AND83] ont étudié directement l'influence de l'état de surface sur le comportement en fatigue d'un acier Z20C13 en milieu aqueux. Ils ont déterminé la limite d'endurance par la méthode de l'escalier en utilisant 10 éprouvettes soumises à la flexion rotative, pour des rugosités de $R_t = 5 \mu m$, $R_t = 10 \mu m$ et $R_t = 18 \mu m$. Ces auteurs montrent que l'augmentation d'une rugosité de $R_t = 5 \mu m$ à $R_t = 18 \mu m$ se traduit par une chute de 30 % de la limite d'endurance.

C. CAMELIN et G. THAUVIN ont montré cependant [CAM96] que l'état de surface n'est pas le seul paramètre influant la durée de vie en fatigue. En effet, il doit être couplé à l'état de contraintes résiduelles. On peut avoir une rugosité élevée et une bonne limite

d'endurance à condition d'induire assez de contraintes résiduelles favorables. Les tableaux 2 et 3 résument l'essentiel des résultats de leurs travaux.

Limites d'endurances en MPa		Etat de surface d'essai										
		Usinée		détensionnée		grenaillée		tonnelage eau		tonnelage acide		passivée
		Air	NaCl	Air	NaCl	Air	NaCl	Air	NaCl	Air	NaCl	NaCl
Etat de surface initial	Poli	400 s = 17	335 s = 23	-	247 s = 8	523 s = 8	425 s = 7	-	-	-	-	-
	Usiné 5 µm	415 s = 23	224 s = 6	442 s = 9	-	583 s = 8	-	-	-	-	-	207 s = 51
	Usiné 10 µm	365 s = 7	170 s = 41	435 s = 7	200 s = 14	517 s = 8	446 s = 45	-	-	-	-	-
	Usiné 20 µm	300 s = 9	206 s = 19	460 s = 17	190 s = 1	526 s = 32	400 s = 9	415 s = 56	230 s = 1	502 s = 9	357 s = 8	-

- Essais non réalisés

Tableau 2 : Résultats des essais de fatigue [CAM96].

	Détente thermique	Mode d'obtention des surfaces				
		Usinage		tonnelage		grenaillage
				eau	acide	
σ_R (MPa)	0	+ 240	+ 575	- 150	- 400	- 600
R_{max} (µm)	1 à 20	5	20	12	2	20
σ_D (MPa) air	440	400	300	400	500	520
σ_D (MPa) H ₂ O + NaCl	200	≈ 200		200	350	400

Tableau 3 : Limites d'endurance caractéristiques [CAM96].

6. Les contraintes résiduelles

L'effet de la contrainte résiduelle sur la résistance à la fatigue des pièces et mécanisme est étudié par plusieurs auteurs.

C. O. RUUD [RUD81] parcourt les méthodes de mesure des contraintes résiduelles. Le sujet est souvent abordé dans le cas du dimensionnement à la fatigue des soudures.

Y. B. LEE [LEE98] propose une étude de la redistribution des contraintes résiduelles sur le comportement en fatigue des soudures. Les principales conclusions sont :

- la redistribution des contraintes résiduelles est affectée par :
 - le taux de chargement
 - le nombre de cycles
 - la propagation de la fissure

- la contrainte résiduelle, au bout de la fissure, a une plus grande influence sur la propagation,
- quand la vitesse de propagation est prédite, en utilisant le facteur d'intensité de contrainte effective, les valeurs déterminées à partir de la redistribution des contraintes résiduelles sont plus en adéquation avec les résultats expérimentaux que celles obtenues à partir de la contrainte résiduelle initiale ou le facteur d'intensité de contrainte.

7. Fretting et Amorçage

Le fretting est un frottement entre deux surfaces en contact dû à un léger déplacement relatif. Il est souvent observé sur des assemblages fonctionnant avec des faibles jeux, et est source de détérioration de la surface et zone privilégiée pour la naissance de fissures de fatigue. Plusieurs auteurs se sont intéressés à son influence dans l'amorçage des fissures de fatigue. Des études [END76] [END81] ont montré que les fissures de fatigue par fretting s'amorce très tôt, dès 5 % de la durée de vie totale en fatigue fretting.

Dans ses travaux, T. G. LINDLEY [LIN97] parcourt les procédures expérimentales d'essais classiques de fatigue fretting sur éprouvettes. Les types de surface de contact et les méthodes d'essais sont commentés. Les courbes de Wöhler générées, avec ou sans fretting et quelques analyses complémentaires, sont utilisées pour atteindre plusieurs objectifs, à savoir :

- établir les paramètres prépondérants sur le comportement en fatigue-fretting (pression de contact, géométrie de surfaces de contact, amplitude du déplacement relatif, efforts transmis),
- augmenter les connaissances dans le processus de fatigue fretting,
- déterminer la résistance au fretting-fatigue de plusieurs matériaux.

Les méthodes analytiques utilisées, pour prédire l'amorçage en fatigue fretting, sont brièvement discutés.

V. LAMACQ et M.C. DUBOURD [LAM99] proposent une simulation de l'amorçage de fissures de fatigue fretting. Ils utilisent le dispositif expérimental [REY96] décrit sur la figure 10.

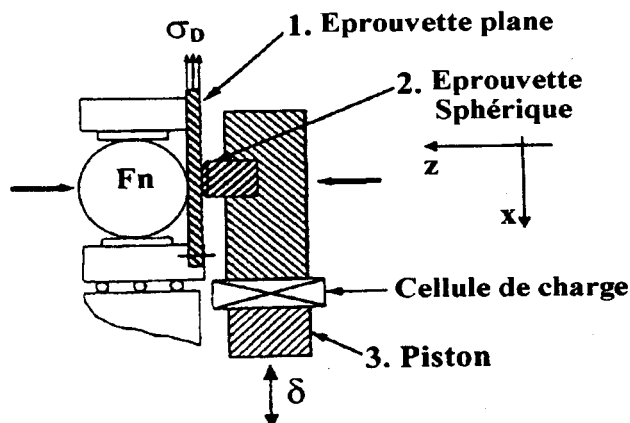


Figure 10 : Dispositif expérimental de [REY96] et [LAM99]

L'éprouvette sphérique de fatigue fretting en alliage d'aluminium a un rayon de 0.3 m (pièce 2). Elle est appuyée sur une éprouvette plane constituée du même alliage (pièce 1). La valeur de la force est de 1 kN. L'éprouvette sphérique est soumise à un micro déplacement de 15 μm par l'intermédiaire du piston (pièce 3). Après l'essai, on obtient une trajectoire de fissure semi-elliptique, figure 11.

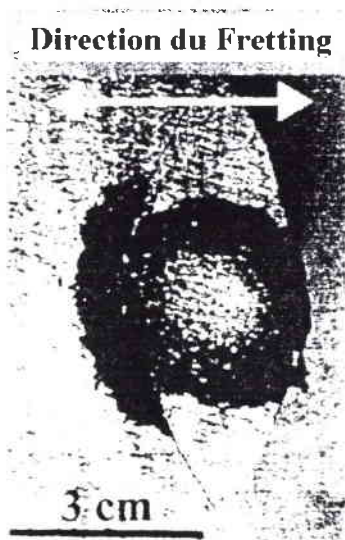


Figure 11: Amorçage de fissure par fretting [LAM99].

Cet essai est modélisé par les parties (a), (b), (c) et (d) de la figure 12.

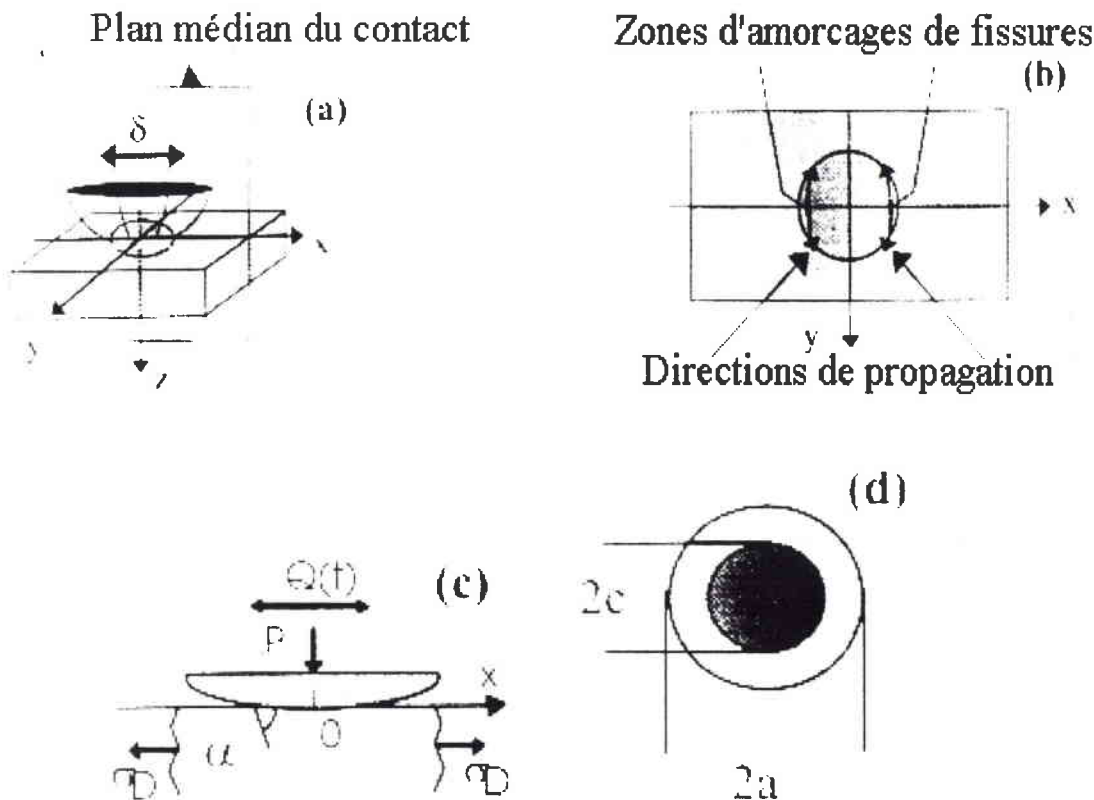


Figure 12: Modélisation de l'essai de fatigue fretting [LAM99].

Après la modélisation, une approche théorique est effectuée. Les stades d'amorçage et de propagation ainsi que la transition sont analysés.

Les conclusions de cette étude expliquent les phénomènes concomitants lors de la transition du stade I au stade II.

Les phénomènes de fretting apparaissent souvent dans les mécanismes fonctionnant dans un environnement corrosif. En effet, la dégradation des caractéristiques mécaniques des couches superficielles a tendance à accélérer le processus d'amorçage.

8. *Fatigue et environnement*

L'étude de l'influence de l'environnement sur la tenue en fatigue des pièces et des structures reste toujours un sujet de débat entre les différents spécialistes du domaine.

Dans les 30 dernières années, on observe un grand nombre de ruptures par fatigue corrosion sur ailettes et disques de turbines à vapeur [McI89] [SPE91]. Les conséquences sont souvent catastrophiques ; la rupture d'une seule ailette cause des dégâts irréversibles qui conduisent à l'arrêt brutal de l'installation [CHA93].

De nombreux laboratoires industriels et universitaires ont rassemblés leurs énergies pour résoudre ce problème [COU93] [KON89]. Nous limiterons notre approche à des travaux appliqués ou applicables aux ailettes de turbines à vapeur.

S. ZHOU et A. TURNBULL [ZHO99] étudient l'influence de la « piqûration » sur la tenue en fatigue des ailettes de turbines en effectuant des essais sur un acier martensitique pour turbines à gaz. Le milieu corrosif utilisé est très proche de celui utilisé dans notre partie expérimentale. Il s'agit d'une solution à 0.1 NaCl + eau distillée. La solution est à l'air libre. La température d'essai est 60°C et le pH de la solution de 5.5 à 6.5. Les éprouvettes sont « prépiqûrées électrochimiquement » ou non, et les essais de fatigue sont effectués en traction/traction (R=0,1).

Par une approche analytique, en assimilant les piqûres de corrosion à des entailles, les auteurs utilisent la formule du facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f , proposée par SMITH et MILLER [SMI78], et mise à jour par CAMERON et SMITH [CAM81]. A savoir :

$$K_f = \left(1 + 4,67 \sqrt{\frac{a}{c}} \right)^{0,5} \quad \text{Équation 26}$$

où a est la profondeur de l'entaille et c le rayon de la piqûre.

Les figures 13 et 14 montrent un exemple de rupture amorcée sur une piqûre de corrosion.

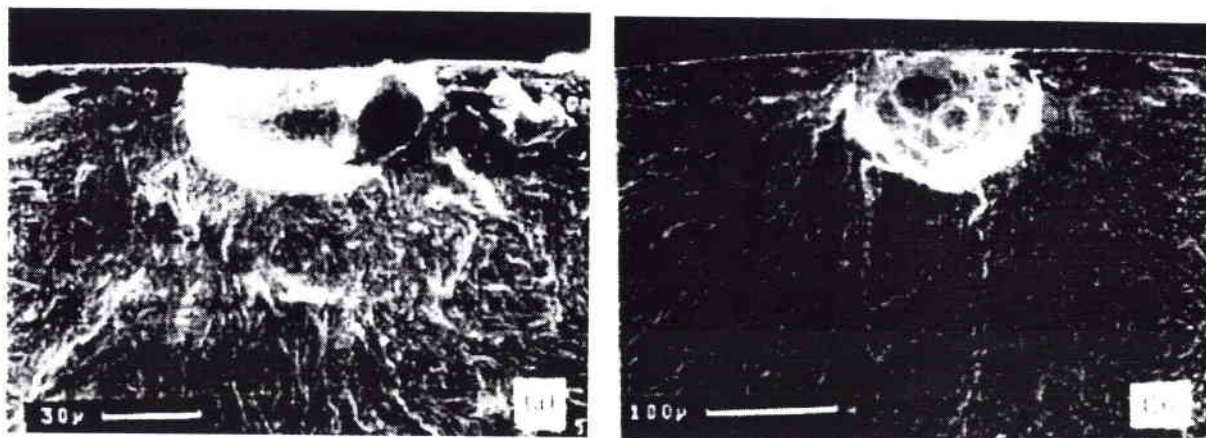


Figure 13 et 14 : Observation des piqûres de corrosion [ZHO99].

La figure 15 montre l'évolution du coefficient K_f en fonction de la profondeur de la piqûre.

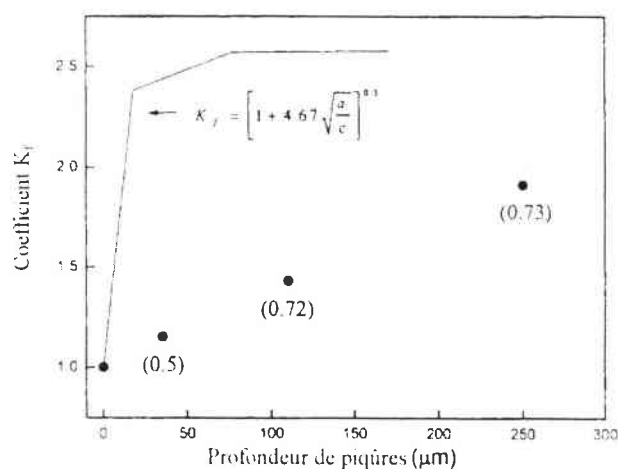


Figure 15 : Relation entre K_f et la profondeur des piqûres [ZHO99].

Les piqûres sont ensuite considérées comme des fissures. Les formules de Lindley et Al [LIN82] et El HADDAD et Al [HAD80, HAD81] sont utilisées pour corréler la limite d'endurance et la profondeur de la piqûre de corrosion.

Les résultats sont comparés aux travaux de A. I. LEBEVA et Al [LEB92], figure 16.

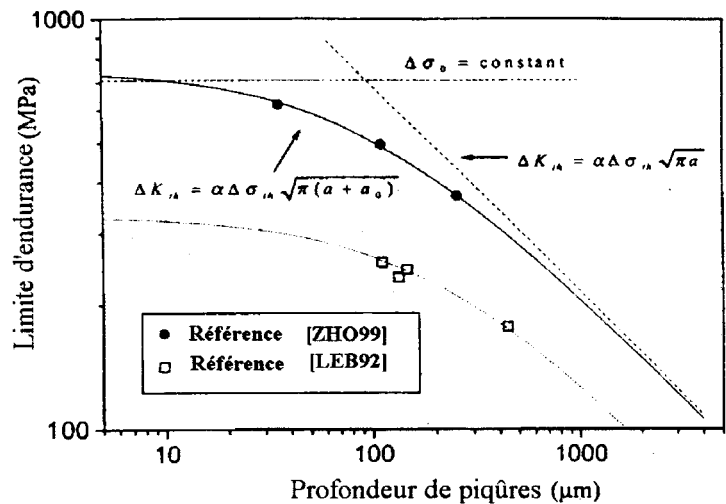


Figure 16: Comparaison des résultats de [ZHO99] et [LEB92].

L'étude [ZHO99] montre que les résultats des essais de fatigue à l'air d'un acier à 12% de chrome pour ailette de turbine, avec des éprouvettes « prépiquûrées », une diminution de la résistance en fatigue avec l'accroissement de la profondeur de piqûres.

La résistance en fatigue des éprouvettes de 35, 110 et 250 μm de profondeur de piqûres est respectivement 87, 70 et 52 % de la résistance de l'éprouvette lisse.

La dépendance de la limite d'endurance à la profondeur des piqûres de corrosion s'explique par l'action des piqûres qui se comportent comme des fissures d'une même profondeur.

K. MINOSHIMA et al ont proposé récemment [MIN98] des travaux sur l'évaluation de résistance à la fatigue corrosion d'un alliage haute résistance P/M Al-ZN-Mg. Les éprouvettes (figures 17 et 18) sont utilisées dans cette étude.

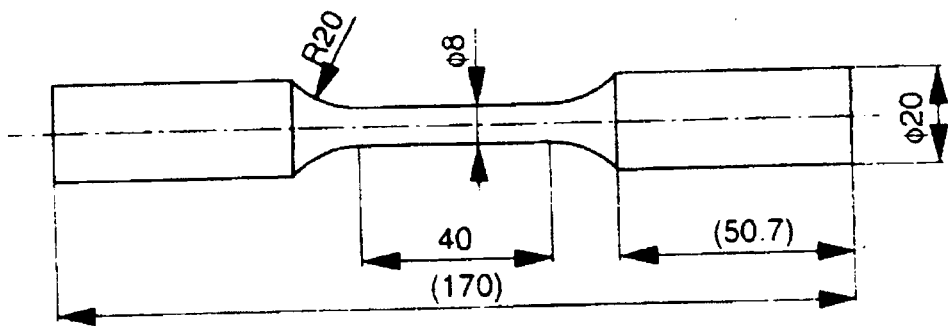


Figure 17: Eprouvette de fatigue-traction [MIN98]

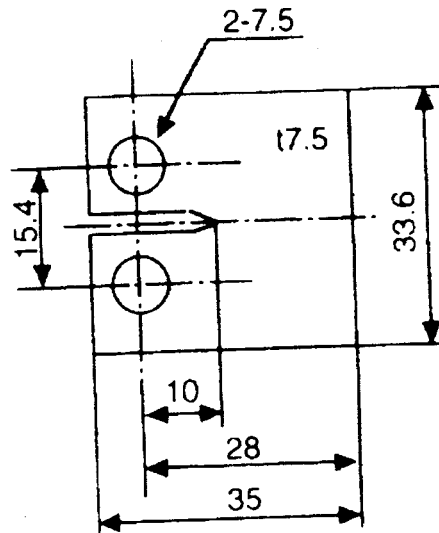


Figure 18: Epreuve de fatigue-Vitesse de fissuration [MIN98]

L'éprouvette de la figure 17 est testée en traction/traction à $R = 0.1$ à l'air et dans une solution à 3,5 % de NaCl à 25°C. L'éprouvette (fig. 18) est testée dans les mêmes conditions d'environnement.

L'apport de cette étude se résume aux constats suivants :

- l'alliage d'aluminium P/M étudié a une grande résistance à la traction (800 MPa), cependant la déformation à rupture reste faible (1 %) ; d'ailleurs, on note une large zone ayant l'aspect d'une rupture fragile sur les faciès,
- la résistance aux essais de fatigue, à faible taux de déformation, décroît aux faibles déplacements,
- la vitesse de propagation de l'alliage étudié est supérieure à celle des alliages I/M Al-Zn-MG,
- l'influence de la solution à 3,5 % de NaCl sur la propagation est négligeable sur les essais effectués,
- l'optimisation de la tenue en fatigue des alliages P/M passe par l'amélioration de leur ténacité ; les procédés de fabrication doivent être aussi améliorés en minimisant les inclusions et les différences de phases.

Dans le même thème, D. ANGELOVA et R. AKID [ANG99] ont proposé une présentation normalisée du processus de ruine des métaux. Leur étude s'applique à la fatigue corrosion des structures offshore sous divers types de chargements. Ils suggèrent une forme de présentation graphique entre les paramètres caractéristiques qui pourrait être considérées comme le "certificat de fatigue" pour chaque matériau dans un environnement donné, figure 19.

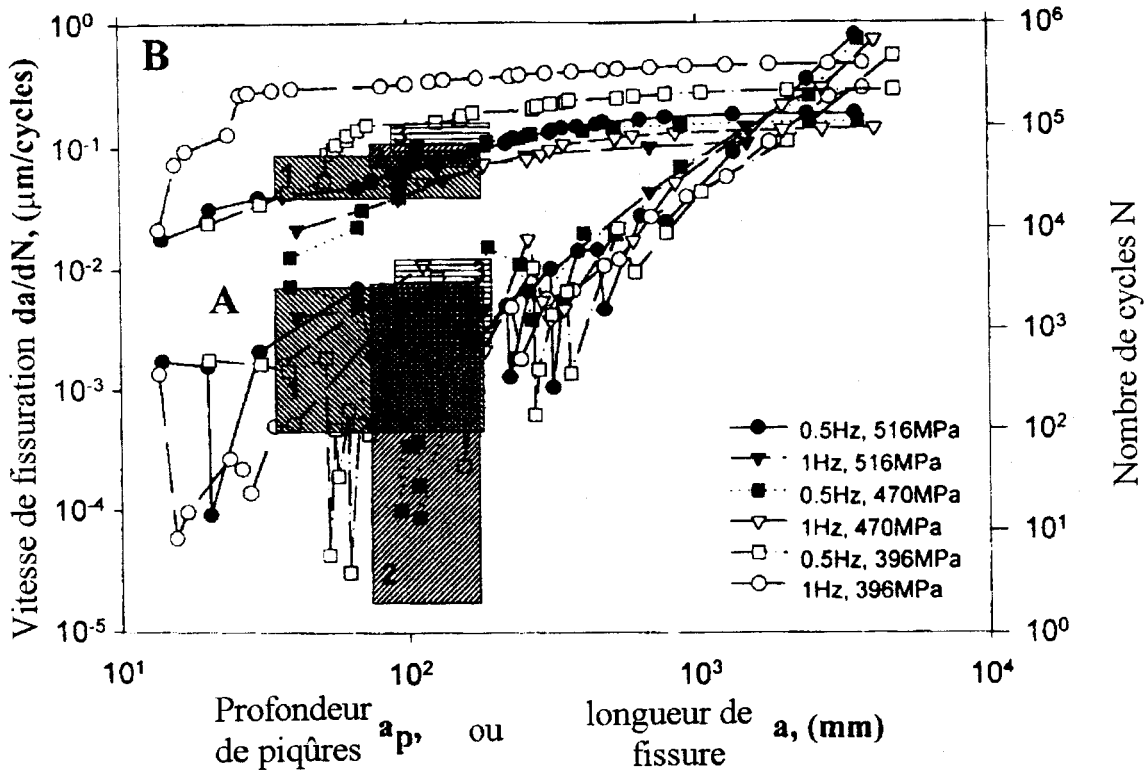


Figure 19 : "Certificat de Fatigue" proposé par [ANG99]

La région (A) de la figure 19 correspond aux courbes reliant la vitesse de propagation à la longueur de fissure et (B) relie la longueur de fissure au nombre de cycles. Les zones hachurées représentent les résultats obtenus avec divers chargements et fréquences.

Grâce à cette représentation, la détermination de la durée de vie résiduelle devient simple pour les pièces fissurées ou contenant des piqûres de corrosion.

III. APPROCHE THEORIQUE ET NUMERIQUE

Souvent à cause du coût élevé de l'expérimentation, plusieurs auteurs abordent la recherche par une approche théorique ou numérique.

Dans la plupart des cas, leurs théories reposent sur des observations expérimentales et les résultats de la modélisation sont comparés à la réalité.

M.A MOSHIER et B.M. HILLBERRY [MOS99] proposent une amélioration du code de calcul de propagation de fissure FASTRAN II [NEW92] en prenant en compte les contraintes résiduelles.

Les résultats du modèle sont comparés aux résultats expérimentaux obtenus sur des éprouvettes entaillées en aluminium 2024-T3 (figure 20).

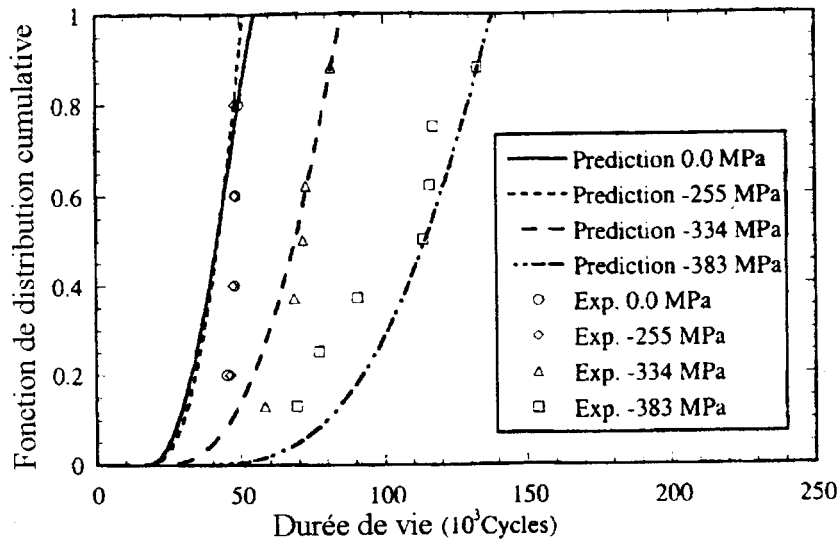


Figure 20 : Comparaison prédiction/expérimentation [MOS99].

La prédiction de la durée de vie en fatigue, pour les 4 niveaux de contraintes résiduelles étudiés, est en adéquation avec les résultats expérimentaux. L'erreur moyenne se situe entre 5 et 15 %.

N.A NODA et Y. TAKASE [NOD99] abordent le problème de la formulation du coefficient de concentration de contrainte par une approche numérique. Les simulations effectuées (sur les modèles de la figure 21) ont permis aux auteurs d'établir un ensemble de formules utilisables pour différentes formes d'entaille.

Selon N. A NODA et Al, les erreurs sur les formules proposées n'excèdent pas 1 %.

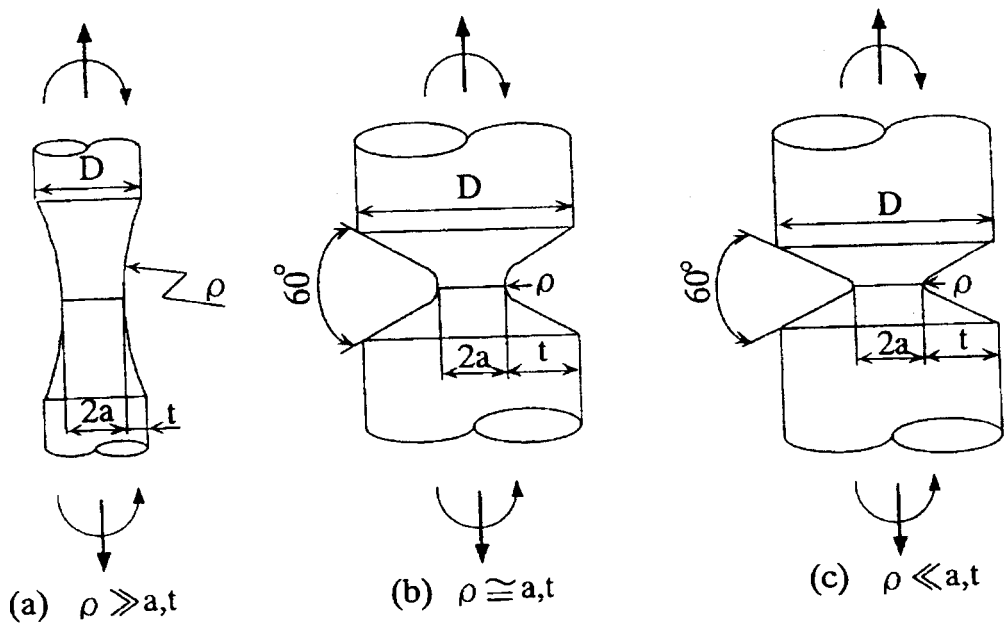


Figure 21 : Modèles de calculs [NOD99].

Dans la modélisation de l'endommagement cumulatif, G. CHENG [CHE98] et Al proposent un modèle considérant la ductilité du matériau. Leur équation s'écrit :

$$D = D_c \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{n_i}{N_i} \right)^{\frac{1}{1-\psi}} \right]^{\frac{1}{1+\beta}} \right\} \quad \text{Équation 27}$$

D est le paramètre d'endommagement, D_c la valeur critique du paramètre d'endommagement, n_i le nombre de cycles effectués sous un chargement donné, N_i le nombre de cycles à rupture à ce même chargement, ψ et β des constantes du matériau.

Dans le cas général,

$$\sum_{i=1}^n D_i = D_c \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{K_{i,i-1} K_{i-1,i-2} n_{i-2} + K_{i,i-1} n_{i-1} + n_i}{K_{i,i-1} K_{i-1,i-2} N_{i-2}} \right)^{\frac{1}{1-\psi}} \right]^{\frac{1}{1+\beta_i}} \right\} \quad \text{Équation 28}$$

$$\text{avec} \quad K_{i,i-1} = \frac{N_i}{N_{i-1}} \quad \text{et} \quad K_{i-1,i-2} = \frac{N_{i-1}}{N_{i-2}} \quad \text{Équation 29}$$

Le critère de rupture étant :

$$\sum_{i=1}^n D_i \geq D_c \quad \text{Équation 30}$$

Ce critère est appliqué en s'appuyant sur le fait que la rupture a lieu expérimentalement avant la valeur $D=1$ pour la plupart des matériaux.

Après avoir remarqué que 90 % des ruptures dans l'industrie sont dues à la fatigue, et que 90 % de celles ci sont dues à une mauvaise conception, R. AKRACHE et J.LU ont étudié [AKR99] la prédiction de la durée de vie en fatigue endurance. Leurs travaux reposent sur des résultats d'essais de fatigue et un calcul tridimensionnel (code d'éléments finis). Une approche numérique utilisant 3 critères (DANG VAN, CROSSLAND & SINES et LU) est effectuée. Une nouvelle méthode, proposée et validée, est comparée aux modèles précédents pour des essais sur fonte FGS 700/2.

Après avoir parcouru les travaux de GURNEY [GUR79] et RICE [RIC97] sur l'amélioration de la tenue en fatigue par l'apport de contraintes résiduelles favorables, S.R DANIEWICZ et Al proposent [DAN98] une méthode d'amélioration de la résistance (précontrainte) en fatigue flexion des dents d'engrenage. Cette étude a montré que pour des essais effectués à des contraintes de flexion de 216 et 253 MPa, la durée de vie en fatigue est respectivement multipliée par 6,7 et 1,95 grâce à la précontrainte. Le modèle utilisé pour la simulation par éléments finis est montré sur la figure 22.

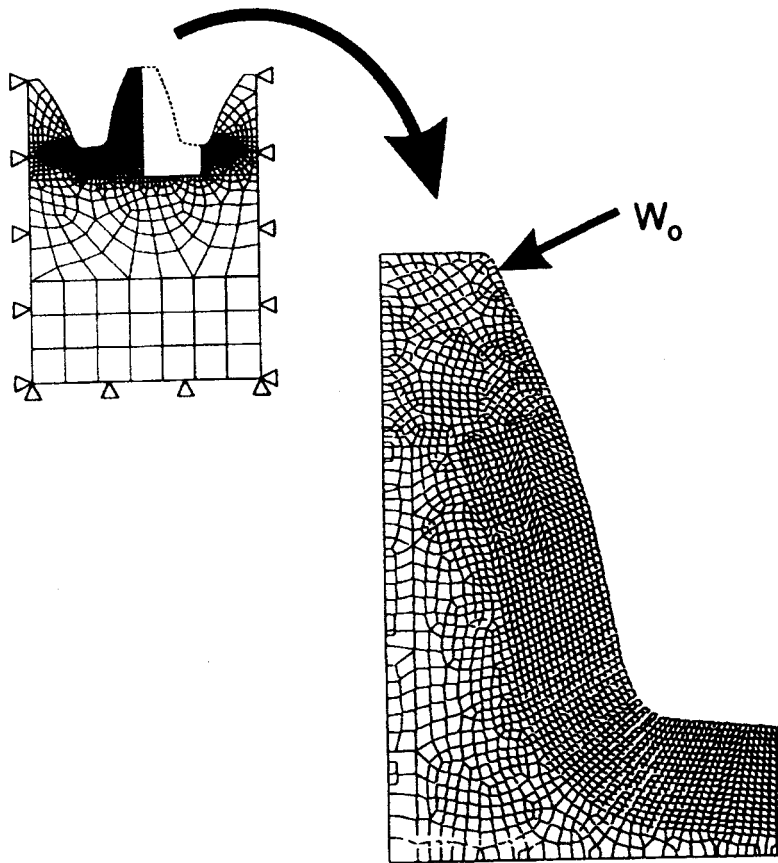


Figure 22 : Modélisation d'une dent d'engrenage [DAN98].

W_o est l'effort de précontrainte appliquée.

Le procédé de précontrainte est modélisé pour améliorer la prédiction de la durée de vie en prenant en compte la contrainte résiduelle et la déformation permanente de la dent.

IV. PRATIQUE DES PLANS D'EXPERIENCES

L'étude de l'influence d'un paramètre sur le comportement d'un autre, exige d'en fixer un. Ainsi on mesure la différence entre les différents états du paramètre variable, et on obtient son influence sur le paramètre fixe.

Si nous suivons cette façon instinctive de réfléchir, nous retrouvons de nombreux cas à étudier quand il y a plusieurs paramètres.

L'objectif des plans d'expériences est d'optimiser le nombre d'essais à effectuer, de façon à déterminer les influences mutuelles des paramètres.

Plusieurs statisticiens [SAD91] ont proposé des méthodes d'optimisation du nombre d'essais à effectuer, en présence de plusieurs paramètres. Nous citerons G. TAGUCHI [TAG39], à qui nous devons la méthodologie appliquée dans ce travail.

Notre approche statistique (établissement des plans d'expérience et dépouillement) est effectuée en collaboration avec M. G. VIGER [VIG88].

V. CONCLUSION

L'expérimentation et la simulation numérique en fatigue multiaxiale sont en pleine expansion dans l'industrie mécanique. Les ingénieurs tentent de plus en plus, aussi bien dans l'aéronautique et l'automobile que dans la production d'énergie, de reproduire le plus exactement possible les conditions de service par des outils spécifiques à leur métier (banc d'essais). Il faut reconnaître que cette approche permet de dimensionner sans prendre en compte les effets d'échelle, le type de chargement, les conditions de réalisation, etc.

Les paramètres influant sur la durée de vie en fatigue sont de plus en plus connus. Cependant l'interaction entre eux est très peu maîtrisée. Cette influence est souvent fonction du matériau et d'autres paramètres...

Le milieu (environnement) de fonctionnement des pièces est un paramètre dont l'influence est souvent quantifiée. Suivant l'agressivité du milieu et la sensibilité des matériaux la perte de vie peut être considérable (pour un acier à 12% de carbone, la limite d'endurance peut être divisée par 2 lors d'un passage de l'air au milieu $H_2O + 1\text{g/l NaCl}$).

Le couplage expérimentation/approche théorique et numérique permet d'accroître la fiabilité des pièces et structures, ainsi que la qualité des produits industriels.

Chapitre 3 :

ETUDE EXPERIMENTALE

Première partie :

**DESCRIPTION ET AMELIORATION
DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL**

Première partie :

DESCRIPTION ET AMELIORATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

I. INTRODUCTION

Afin de mieux comprendre le comportement et améliorer la tenue en fatigue de l'assemblage ailette/disque, une approche expérimentale est mise en oeuvre. Cette approche impose la réalisation d'un banc d'essai de simulation des conditions réelles de service de l'assemblage étudié.

Après avoir décrit la machine d'essai, nous présentons les opérations à effectuer pour la mise en œuvre d'un essai de fatigue d'une attache d'ailette à doigts de turbine à vapeur. La phase de validation du fonctionnement terminée, nous apportons des améliorations à la conception.

II. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

Le banc d'essai est destiné à tester en fatigue des attaches à doigts d'ailettes de turbine sous des sollicitations proches de celles en service. Il se compose de :

- un bâti,
- un vérin statique (avec son groupe hydraulique) de marque QUIRI d'une capacité nominale de 400 kN, destiné à simuler l'effort dû à la force centrifuge,
- un vérin dynamique de marque M.T.S. d'une capacité nominale de 5000 N, destiné à simuler les sollicitations vibratoires de l'ailette,
- un système mécanique permettant d'appliquer le couple statique de montage de l'ailette,
- un poste de commande constitué d'un P.C. et d'un boîtier interface.

La figure 23 montre l'installation.



Figure 23 : Dispositif expérimental utilisé.

Le banc d'essai permet de reproduire les sollicitations de service sur l'assemblage ailette/disque en appliquant :

- **Un effort statique**, pour simuler l'effort centrifuge, à l'aide du vérin statique QUIRI,
- **Un effort cyclique**, simulant les sollicitations vibratoires, développé par le vérin dynamique M.T.S.,
- **Un effort de torsion statique** : simulant le couple de montage des ailettes sur le rotor. Cet effort est appliqué par un bras de levier mécanique.

A. Mode de pilotage du vérin dynamique

Le capteur d'effort du vérin dynamique est placé en extrémité du piston. Il est donc mobile et de ce fait la mesure de l'effort est affectée par le comportement dynamique (accélérations) de l'ensemble bâti-vérin-éprouvette. Ce comportement dynamique est lui-même dépendant des conditions d'essai : effort de traction statique, type d'éprouvette, couple de torsion statique, fréquence,... Il n'existe donc pas de relation simple et constante entre le moment de flexion appliqué à l'éprouvette et l'effort dynamique mesuré.

Pour cette raison le pilotage du vérin dynamique doit être fait à partir de l'information de jauges d'extensométrie collées sur l'éprouvette, afin d'obtenir un moment de flexion indépendant des conditions d'essai.

- le signal de la boucle de régulation, signal issu du capteur d'effort, est considéré comme un paramètre de régulation et non comme une mesure d'effort dynamique,
- la valeur moyenne de l'effort dynamique est maintenue constante par l'intermédiaire du signal issu du capteur d'effort (le cas d'un asservissement classique),
- l'amplitude dynamique du moment de flexion est maintenue constante par ajustement du signal de commande en comparant la valeur de déformation de l'éprouvette mesurée par les jauges avec la valeur désirée ("cascade").

Un programme de régulation spécifique est développé, et est accessible par une simple touche sur l'écran de contrôle du banc d'essai. Un grand nombre de paramètres peuvent intervenir sur la qualité de la régulation et une phase préliminaire de réglage est nécessaire à chaque changement de conditions initiales d'essai (par exemple changement de l'effort statique).

B. Pression hydraulique de service du vérin dynamique

Comme pour tous les vérins hydrauliques de petites dimensions, le réglage du P.I.D. du vérin dynamique du banc d'essai est très sensible. Afin d'éviter toute mise en résonance pendant un essai, il est possible "d'amortir" le vérin en utilisant une pression hydraulique faible, c'est-à-dire une pression juste suffisante pour obtenir l'effort maximal de la série d'essais en cours.

C. Vérin hydraulique statique

Le vérin hydraulique statique est actionné grâce à son propre groupe hydraulique (400 bars). C'est un vérin autobloquant en absence de pression hydraulique. En position débloquée, le piston présente néanmoins d'importants frottements ce qui peut expliquer, par exemple, la difficulté de détendre complètement la lame de traction. Cet inconvénient peut être compensé en utilisant le boîtier de commande à distance pour manoeuvrer le piston.

D. Liaison vérin dynamique-éprouvette

La liaison vérin dynamique-éprouvette se fait par l'intermédiaire d'un fusible mécanique assurant une certaine souplesse et protégeant le vérin contre d'éventuelles surcharges. Afin d'éviter tout effort latéral sur le piston du vérin, il convient d'en vérifier fréquemment l'alignement avec l'éprouvette, notamment lors du changement de l'effort statique. Il est d'ailleurs fortement déconseillé de manoeuvrer le vérin statique lorsque le vérin dynamique est fixé à l'éprouvette.

En fonction du couple de torsion appliqué à l'éprouvette, il faut ajuster l'inclinaison de la pièce supérieure du fusible pour que les pièces de liaison soient parallèles lors de l'accouplement vérin-éprouvette.

E. Critère de fin d'essai

Parmi tous les critères de fin d'essai expérimentés pendant la phase de mise au point, la dérive de la valeur moyenne du signal de déformation (correspondant au moment de flexion appliqué) s'est avérée être la plus sensible à l'apparition d'une fissure. Cette dérive est due au fait que la raideur de l'éprouvette n'est plus symétrique à l'apparition d'une fissure. Le sens de variation de cette dérive dépend de la face fissurée du doigt (supérieure ou inférieure). Les tracés correspondants à l'amplitude dynamique et à la valeur moyenne des déformations de l'éprouvette sont relevés pendant les essais.

Le nombre d'éprouvettes testées pendant la phase de mise au point étant limité et le démontage de l'éprouvette pour examen risquant d'influencer le déroulement de l'essai, nous avons choisi un seuil de déclenchement assez élevé (déviation de la valeur moyenne égale à 30% de la demi-amplitude). Ainsi on évite l'arrêt intempestif d'un essai en l'absence de fissure.

F. Comportement du banc

Lors des premiers essais, l'isolation vibratoire du banc étant insuffisante, il y avait transmission des vibrations à l'ensemble du bâtiment. Une isolation complémentaire a été réalisée par ajout d'une plaque de tôle monobloc d'épaisseur 20 mm et de 3 couches successives de matelas en caoutchouc de 70 mm d'épaisseur et de densité variable.

Bien que les performances hydrauliques du banc autorisent une fréquence d'essai pouvant atteindre 150 Hz, la rigidité relative de l'installation limite la fréquence à 70 Hz. En effet, la fréquence propre de l'ensemble se situe entre 70 et 85 Hz. Au-delà de 85 Hz, des résonances parasites sont observées et le réglage de la fréquence devient délicat.

III. AMELIORATION DU DISPOSITIF

A. Rupture de la lame flexible

Lors des essais de validation, la lame de liaison entre l'éprouvette et le vérin hydraulique statique de 400kN s'est rompue à l'aplomb de sa fixation coté liaison avec l'éprouvette.

Une nouvelle lame réduit le risque de fissuration par fatigue. Pour éviter une nouvelle rupture, nous avons adopté les solutions suivantes :

- augmentation de l'épaisseur,
- grenaillage de la zone d'attache,
- serrage,
- augmentation de la résistance du matériau.

Après démontage, le faciès de rupture par fatigue comporte des amorçages multiples à proximité des trous de liaison, avec présence de fretting.

Suite à la rupture de la lame, un calcul "poutre" par éléments finis est réalisé. Les résultats indiquent une sollicitation importante de la lame en cas d'application d'un couple de torsion sur l'éprouvette. La contrainte maximale de traction est indiquée par la zone de fissuration de la lame.

B. Calibration

Une calibration supplémentaire est ajoutée pour caractériser la raideur de la ligne d'amarrage. Elle permet de relier les déformations imposées à l'assemblage et l'effort associé sur le vérin. Ainsi pour chaque assemblage et chaque condition d'essai, on obtient un étalonnage facilitant l'approche théorique.

C. Evolution du matériel de commande et d'acquisition

Cette évolution est motivée par la recherche d'une fiabilité et d'un pilotage améliorés. Elle porte sur :

- le remplacement du PC de bureau par un PC industriel avec transfert de cartes et de fichiers capteurs, initialisation et configuration
- l'ajout d'une commande permettant de passer de l'affichage classique $y = f(t)$ à l'affichage de l'information des jauges : moyenne et amplitude = $f(\text{cycles})$
- l'ajout d'un champ dans l'écran principal pour la saisie du facteur de jauges exprimé en micro-déformation par volt.
- l'affichage de la fréquence dans la zone d'état.

D. Conséquences de l'évolution du matériel

Les fichiers de mesure (résultats) sont laissés dans un répertoire sur le PC. En effet, certains de ces fichiers excèdent la capacité d'une disquette avant compression.

Deux voies sont prévues pour l'acquisition des crêtes (déformation et un éventuel second paramètre). Les deux canaux sélectionnés doivent être différents.

L'affichage de l'amplitude et de la moyenne en fonction du nombre de cycles s'effectue en μdef , mais les fichiers d'acquisition des crêtes restent en volts.

E. Mise en Place d'un support de rugosimètre

Un des paramètres supposés gouverner la rupture est la rugosité (état de surface) des trous de broches. Ainsi deux types d'outils de coupe (alésours) sont utilisés :

- alésours non revêtus (pour $R_a = 3,2\mu\text{m}$)
- alésours revêtus TIN (pour $R_a = 1,6\mu\text{m}$)

Les rugosités des trous doivent être mesurées après alésage et avant la mise en place de la broche. C'est pourquoi un support spécifique est conçu à partir d'un rugosimètre mécanique HOMMEL T1000 afin d'effectuer des mesures sur le banc même, avant le démarrage de l'essai. Ce support est fabriqué en alliage AU4G.

La figure 24 montre le support et le rugosimètre sur le banc.

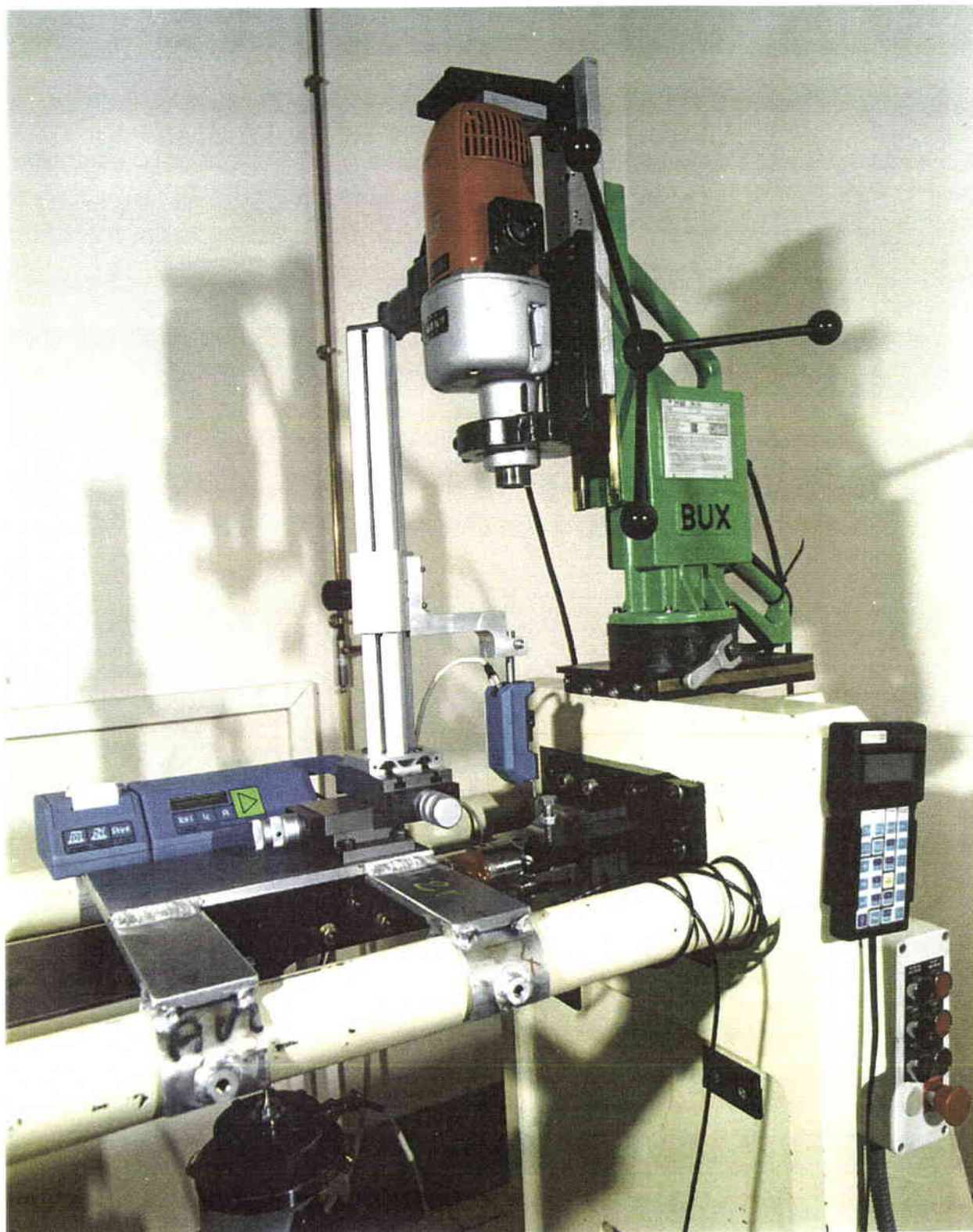


Figure 24 : Support de rugosimètre installé sur le banc.

IV. CONCLUSION

Le dispositif expérimental décrit dans ce chapitre est utilisé pour effectuer divers types d'essais qui seront détaillés dans la partie suivante. Son bon fonctionnement est validé par l'observation des faciès de rupture des premières éprouvettes testées. En effet, on observe les mêmes phénomènes de ruine que sur les ailettes en service.

Après les premiers essais, nous avons amélioré la conception du banc en affichant plus d'informations sur l'essai, en temps réel, sur le pupitre de commande, et en concevant un support de rugosimètre permettant de mesurer les rugosités des trous de broches avant le démarrage de l'essai.

Pour les essais en environnement corrosif aqueux, une boucle dont les caractéristiques seront détaillées avec les essais effectués dans ce milieu, est couplée à ce dispositif.

Chapitre 2 :

ETUDE EXPERIMENTALE

Deuxième partie :

DIVERS ESSAIS MIS EN ŒUVRE

Deuxième partie :

DIVERS ESSAIS MIS EN OEUVRE

I. INTRODUCTION

De nos jours, la méthode des éléments finis est l'outil de calcul le plus couramment utilisé, et qui tend à réduire les coûts de simulation.

Or un modèle, aussi sophistiqué soit-il, ne fournit jamais de résultats en désaccord avec les hypothèses qui ont servi à le construire. Il est donc essentiel, pour l'utilisateur, de maîtriser correctement les forts liens existants entre le problème physique associé à la structure mécanique dont il doit déterminer le comportement, le modèle mécanique censé le représenter et, enfin, le modèle numérique qui traduit en chiffres toutes les hypothèses précédentes. De plus, il reste difficile de simuler certains paramètres influant sur la tenue en fatigue telle la rugosité.

C'est pourquoi, la société Alstom en collaboration avec le CETIM, a conçu et réalisé un banc de fatigue permettant de simuler le fonctionnement normal de tous les systèmes d'assemblage par broche ou rivet soumis à un chargement simultané de traction, torsion et flexion. Une campagne d'essais est engagée sur les ailettes de turbines à vapeur. Les faciès de rupture montrent que les conditions de sollicitation sont similaires aux ailettes en service.

Les paramètres ayant une influence sur la durée de vie en fatigue ne sont pas tous mis en évidence par la simulation numérique. La rugosité des surfaces et certaines formes de contraintes résiduelles restent difficilement modélisables. Pour tester ces paramètres, dans les conditions les plus proches de la réalité, la machine d'essais permet de simuler des conditions de service pour tous les systèmes tournant et soumis en même temps à un effort de flexion (exemple : ailettes de turbine, pale d'hélice d'hélicoptère, etc.)

Cette machine permet aussi de mettre en œuvre plusieurs types d'essais de fatigue de façon à déterminer la limite d'endurance, ainsi que l'influence de plusieurs paramètres sur la durée de vie en fatigue de l'assemblage ailette/disque à l'air et en milieu corrosif aqueux.

II. MATERIAUX ET EPROUVETTES

Les matériaux et la géométrie globale des éprouvettes sont identiques tout au long de cette étude. Tous les paramètres pouvant influencer sur la durée de vie en fatigue sont considérés. Nous les spécifierons à chaque fois et justifierons les choix effectués. En général, nous utilisons les matériaux et éprouvettes suivants :

A. Matériaux

Les matériaux utilisés sont :

- l'acier 26 NCDV 14-07 pour les éprouvettes "disques",
- l'acier Z 21 CDNV 12-01 pour les éprouvettes "ailettes",
- l'acier Z 20 CDNb V 11 pour les broches.

Une analyse chimique est effectuée sur une éprouvette de chaque type : ailette et disque. Les caractéristiques de traction sont mesurées sur plusieurs lots d'éprouvettes. Les tableaux 4 à 7 résument les résultats obtenus.

Ailette

Composition chimique (%)				
C	Cr	Mo	Ni	V
0,2	12	1	0,7	0,3

Tableau 4: Comp. chimique Z 21 CDNV 12-01

Disque

Composition chimique (%)				
C	Cr	Mo	Ni	V
0,26	1,7	0,4	3,4	0,08

Tableau 6: Comp. chimique 26 NCDV 14-07

Caractéristiques mécaniques		
Rm (MPa)	Rp0,2 (MPa)	A%
900	790	16

Tableau 5: Caract. méca. Z 21 CDNV 12-01

Caractéristiques mécaniques		
Rm (MPa)	Rp0,2 (MPa)	A%
980	875	15

Tableau 7: Caract. méca. 26 NCDV 14-07

B. Eprouvettes

Les éprouvettes ailettes sont géométriquement très proches des ailettes en service. Les jauges de déformations sont placées en bout de pale (coté attache) et sont montées en pont complet. Les deux parties de l'éprouvette sont montrées sur la figure 25 et 26 et le montage de la jauge sur la figure 27.

Les dessins de définition de l'ailette et du disque sont joints à l'annexe 2. La géométrie de la liaison reproduit celle généralement utilisée sur les turbines à vapeur. Les deux parties sont liées par des broches.

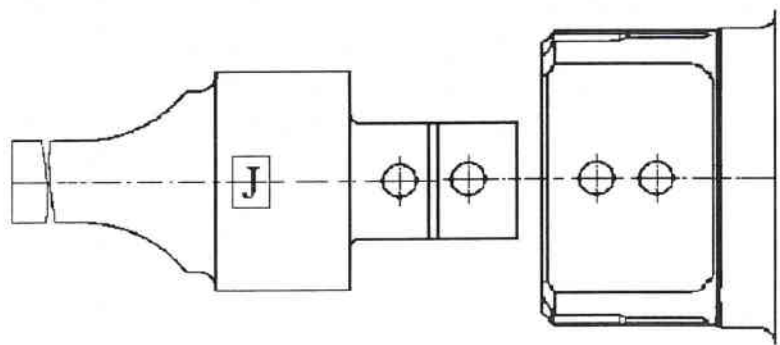


Figure 25 : Schéma Eprouvettes ailette et disque

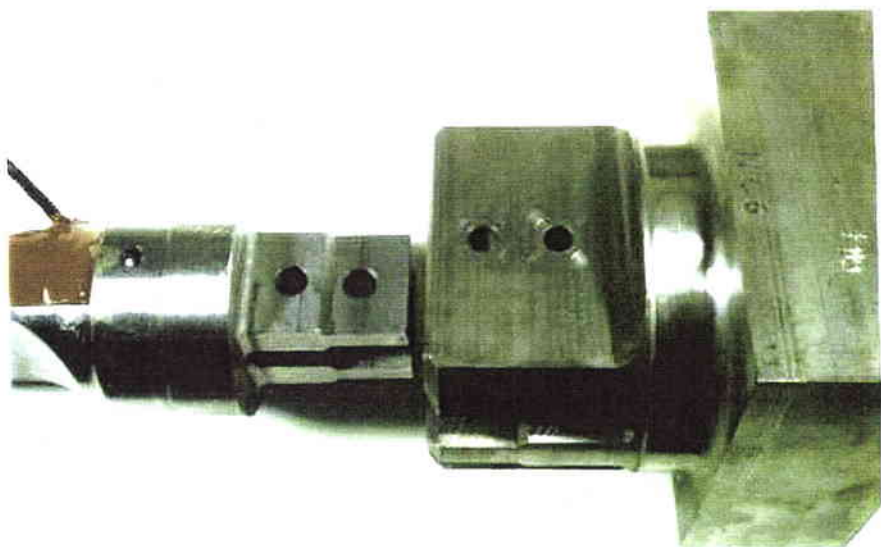


Figure 26 : Photo de l'assemblage ailette et disque



Figure 27 : Montage de la jauge sur l'ailette

Plusieurs configurations sont testés. Elles distinguent par :

- la géométrie et les jeux des assemblages
- la rugosité des surfaces.

III. PARAMETRES ETUDIES

Une étude exhaustive de tous les paramètres pouvant influencer sur la limite d'endurance est effectuée. Il s'agit :

A. Des jeux sur les doigts

C'est la distance entre les doigts du disque et de l'ailette (figure 28). Nous définissons un jeu N1 et un jeu N2. Il est de type N1 si on a :

- Jeu externe : $0 \leq A_D - A_A \leq 0,05$
- Jeu interne : $0,2 \leq C_A - C_D \leq 0,35$

et de type N2 si :

- Jeu externe : $0,3 \leq A_D - A_A \leq 0,45$
- Jeu interne : $0,2 \leq C_A - C_D \leq 0,35$

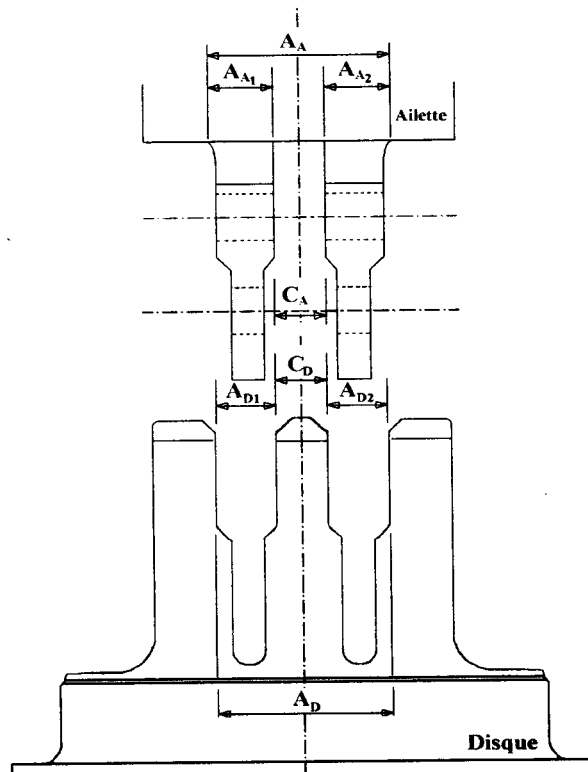


Figure 28 : Jeux sur les doigts

Comme dans tous les mécanismes, les jeux modifient les conditions de chargement et même les modes de ruine.

B. Des jeux sur les broches

Ces jeux représentent la différence de diamètre entre les trous de broche et la broche. Ce paramètre, déterminant dans la répartition des efforts de contact dans le trou, agit aussi sur la limite d'endurance. Nous lui attribuons les valeurs N1 et N2.

Ce jeu est de type N1 si on a :

- $0 \leq \varnothing \text{ broche} - \varnothing \text{ trou} \leq 0,03$ sur les 2 lignes

et de type N2 si on a :

- $0 \leq \varnothing \text{ broche} - \varnothing \text{ trou} \leq 0,03$ sur la ligne intérieure,
et $0,1 \leq \varnothing \text{ broche} - \varnothing \text{ trou} \leq 0,2$ sur la ligne extérieure.

C. De la rugosité sur les faces des doigts des ailettes

L'état des surfaces d'amorçage est un paramètre très important dans la tenue en fatigue des pièces et mécanismes. Ainsi nous y attacherons une importance tant au niveau des faces des doigts que sur les trous de broche.

D. De la rugosité des trous de broche.

Pour faire varier ce paramètre, on utilise un alésoir demi-finition (figure 29). Pour la finition un alésoir non revêtu (figure 30), pour une rugosité $R_a \leq 3,2 \mu\text{m}$, et un alésoir revêtu TIN (figure 31), pour une rugosité $R_a \leq 1,6 \mu\text{m}$, sont utilisés.

Le concepteur utilise le paramètre de rugosité R_a sur les spécifications techniques. En fatigue, ce paramètre est moins important que le facteur de rugosité R_t . En effet, ce dernier traduit mieux les défauts d'usinage pouvant être des sites d'amorçages de fissures. C'est pourquoi nous effectuons des mesures de rugosité R_t et R_a .



Figure 29 : Alésoir
demi-finition



Figure 30 : Alésoir finition
Non revêtu



Figure 31 : Alésoir finition
Revêtu de TIN

E. De la présence ou non de chanfrein à l'entrée des trous de l'ailette

Pour limiter l'influence néfaste des irrégularités géométriques, nous étudions l'effet de la présence ou non d'un chanfrein au niveau des trous de broches.

F. De la largeur du disque

Sur les machines en service on trouve des disques de largeur 52 mm et 62 mm. L'influence de ce paramètre est étudiée (effet de taille).

G. Du taux de chargement en traction statique

Ce paramètre représente directement l'influence de la vitesse de rotation de la turbine sur la durée de vie en fatigue. Ce paramètre est étudié en considérant deux vitesses particulières (fonctionnement normal et survitesse).

H. Du taux de chargement en torsion

Lors de la fixation des ailettes sur le rotor, on applique un couple de maintien en position équivalent à un couple de torsion. L'influence de ce couple de torsion est étudiée.

I. Du diamètre des trous de broche

Ce paramètre étant directement lié au coefficient de concentration de contrainte, nous étudions son influence de façon à optimiser sa valeur.

Le chargement cyclique (flexion alternée) permet un dimensionnement à la fatigue. Ce paramètre obligatoire est lié au nombre de cycles sur la courbe de Wöhler. Chaque manipulation se fera conformément aux spécifications.

IV. ETUDE SIMULTANEE DE L'INFLUENCE DES PARAMETRES (PLAN D'EXPERIENCES)

Pour étudier l'influence de chaque paramètre suivant un plan d'expérience complet, il faudrait tester $2^9=512$ configurations. En utilisant 10 éprouvettes pour déterminer la limite d'endurance par la méthode de l'escalier à chaque ligne il aurait donc fallu effectuer 5120 essais.

Pour éviter ce grand nombre d'essais nous avons établi, avec l'aide de Michel G VIGIER [VIG88], un plan d'expériences factoriel incomplet selon la méthodologie TAGUCHI [TAG39]. Ainsi, nous avons réduit les 512 configurations en 16 lignes.

Le tableau 38 (de l'annexe 1) définit les paramètres de chaque ligne.

Les premiers essais consistent à déterminer la limite d'endurance de l'assemblage, dans une configuration donnée, par la méthode de l'escalier. Ils sont détaillés dans le paragraphe V.

Après avoir déterminé la limite d'endurance, les courbes de Wöhler de l'assemblage, dans les sollicitations de service, et de référence du matériau, en flexion rotative, sont établies (paragraphe VI). Les résultats permettent de construire les courbes de Wöhler hypothétiques pour une détermination de la limite d'endurance par la méthode de Locati sur toutes les lignes du plan d'expériences.

Le paragraphe VII détaille les essais « Locati » effectués sur la ligne 10 du plan d'expériences. Le but de cette campagne est de répéter plusieurs fois le même essai de façon à associer un écart type à la méthode de Locati. Ces valeurs obtenues sont utilisées pour interpréter les divers résultats des plans d'expériences détaillés dans le paragraphe VIII.

La détermination de la limite d'endurance par la méthode de Locati étant jugée trop grossière pour quantifier l'influence des paramètres étudiés, la méthode de l'escalier est choisie dans le reste de l'étude. Elle est appliquée pour mesurer l'influence de :

- l'outil d'alésage et du taux de traction statique (paragraphe IX),
- l'état de surface $R_a \geq 5\mu\text{m}$ obtenu dans des conditions extrêmes d'utilisation des alésoirs (paragraphe X),
- l'influence de l'environnement (paragraphe XII).

Le paragraphe XI détaille les mesures de contraintes résiduelles effectuées suite à l'étude de l'influence de l'outil d'alésage.

L'exploitation des faciès de rupture de chaque type d'essais est présentée dans la troisième partie et les résultats de tous les essais sont discutés dans la quatrième partie de ce chapitre.

Pour estimer la limite d'endurance de l'assemblage, un stair-case est réalisé suivant les paramètres de la ligne 10 du plan.

V. STAIR CASE LIGNE 10

Avant de démarrer le plan d'expérience de 16 lignes, il a été convenu de déterminer la limite d'endurance de la ligne 10 du plan qui correspond aux conditions proches de fonctionnement des ailettes en service.

Le tableau 8 rappelle les paramètres de cette ligne :

N° Ligne	Traction statique kN	couple torsion (N.m)	Jeu doigts	Chan- frein	Rugosité faces Ra (μm)	Ø alésage mm	Rugosité broches Ra (μm)	Jeu broches	Largeur disque (mm)
10	90	100	N1	sans	3,2	10	1,6	N1	52

Tableau 8 : Paramètres de la ligne 10.

Ce stair-case est effectué suivant les conditions de la ligne 10, sans le chargement de torsion pour éviter la présence de fretting qui modifie le mode de ruine).

Les résultats de ces essais (limite d'endurance en déformation $\epsilon_D = 100 \mu\text{def}$ et écart type $s = 5 \mu\text{def}$) sont regroupés dans le tableau 9.

Détermination de la limite d'endurance par la méthode de l'escalier

Etude	: ATTACHES A DOIGTS	Eprouvette	: Ailette
Matière	: Z 21 CNDV 12-01	Milieu	: Air
Sollicitation	: Flexion + Traction statique	pH	: -
Machine	: Banc de Fatigue	Température	: Ambiante

ϵ_a $\mu\text{def.}$	Ordre des essais									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
110	X		X							
100		O		X		X				
90					O					
Repère	1	2	3	4	5	6				
Nombre de cycles (*1000)	2 800	10 000	715	1 667	10 000	600				

σ_{moy} (MPa)	: Traction Statique
Pas ($\mu\text{def.}$)	: 10
Fréq. (Hz)	: 70
Arrêt	: 1E7 cycles

$N = \sum N_i = 4$

$A = \sum I.N_i = 2$

$B = \sum I^2.N_i = 2$

$\epsilon_D = 100 \mu\text{def.}$

$S = 4,5 \mu\text{def.}$

x = 4 rompues
o = 2 non rompues

Tableau 9 : Limite d'endurance par la méthode de l'escalier ligne 10.

La dispersion des nombres de cycles à rupture obtenus sur les niveaux 100 et 110 est attribué au critère d’arrêt, assez important pour ces niveaux (déséquilibre de plus de 30 $\mu\text{def.}$), et à la difficulté de reproduire exactement les mêmes jeux et rugosités.

La limite d’endurance de la ligne 10 du plan d’expérience déterminée, nous construisons la courbe de Wöhler de cette ligne. Le résultat du stair-case est utilisé comme le point de coordonnées (10⁷, 95) dans le tracé de la courbe de Wöhler. En effet , nous enlevons un écart type à la valeur médiane, ceci permet d’améliorer la qualité de l’interpolation de type Basquin en terme de déformation.

VI. COURBES DE WOHLER

A. Courbe de Wöhler de l'assemblage

Pour interpréter les essais du plan d'expériences par la méthode Locati, une courbe de Wöhler de l’assemblage de la ligne 10 est établie. Sa construction a nécessité 9 éprouvettes, (figure 32).

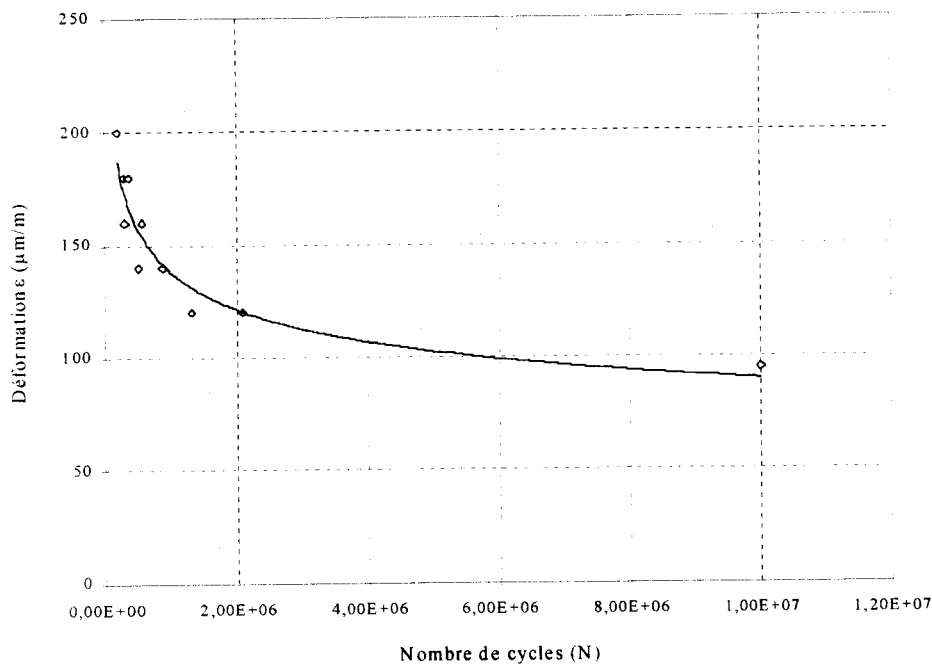


Figure 32 : Courbe de Wöhler du *mécanisme* (ligne 10).

L'équation de la fonction d'interpolation de type BASQUIN est : $\varepsilon = 1764 N^{-0,1846}$, ε étant la déformation en μdef , et N le Nombre de cycles à rupture.

La courbe de Wöhler $\varepsilon=f(N)$ du mécanisme dans les conditions de service établie, nous traçons la courbe de Wöhler de référence $\sigma=f(N)$ du matériau en flexion rotative pour permettre une approche en contraintes.

B. Courbe de Wöhler de référence

1. Généralités

La courbe de Wöhler de l'acier de l'ailette Z 21 CDNV 12-01 en flexion rotative permet d'estimer la limite d'endurance de l'assemblage suivant la méthode de Locati en contrainte, en utilisant les résultats du calcul numérique.

Les propriétés mécaniques de traction de l'acier Z 21 CDNV 12-01 sont :

- | | | |
|----------------------------|--------------------------------|-------------------------------|
| ▪ Résistance à la traction | $R_m = 925 \text{ MPa}$ | |
| ▪ Limites d'élasticité | $R_{0,0002} = 710 \text{ MPa}$ | $R_{0,002} = 790 \text{ MPa}$ |
| ▪ Allongement à rupture | $A = 15 \%$ | |
| ▪ Striction | $Z = 45 \%$ | |

La matière nécessaire aux essais est issue d'une barre forgée de 116 x 118 mm² de section.

2. Epreuves

L'éprouvette est définie, figure 33.

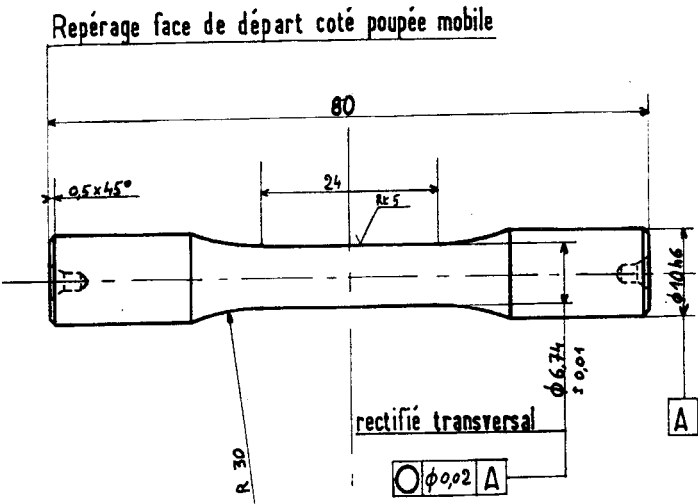


Figure 33 : Epreuves de flexion rotative.

3. Traitement thermique

Après usinage, les éprouvettes sont traitées thermiquement, pour détente des contraintes résiduelles, dans les conditions suivantes :

Température : 640°C
Durée : 2h

4. Essais

Les conditions d'essais sont les suivantes :

- Nature de l'essai : fatigue endurance
- Sollicitation : flexion rotative
- Etat de surface : Rt = 5 µm
- Rapport R : -1
- Température : ambiante

Les essais sont réalisés sur machine de flexion rotative SCHENCK.

5. Résultats bruts

Les résultats d'essais sont donnés par le tableau 10.

Essais	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
σ (MPa)	420	440	440	440	460	460	460	460	530	530
Nombre de cycles	5,190 $\times 10^5$	9,570 $\times 10^5$	1,585 $\times 10^6$	1,207 $\times 10^6$	5,070 $\times 10^5$	4,170 $\times 10^5$	9,620 $\times 10^5$	5,610 $\times 10^5$	1,890 $\times 10^5$	2,810 $\times 10^5$

Essais	11	12	13	14	15	16	17	18	19
σ (MPa)	530	600	600	600	670	670	670	750	750
Nombre de cycles	2,230 $\times 10^5$	5,700 $\times 10^5$	6,800 $\times 10^4$	9,500 $\times 10^4$	3,500 $\times 10^4$	1,400 $\times 10^4$	1,900 $\times 10^4$	1,900 $\times 10^4$	1,400 $\times 10^4$

Tableau 10 : Résultats des essais de flexion rotative

On note une certaine dispersion sur les essais effectués à 440 MPa et 460 MPa. Tous les résultats restent cependant exploitables pour le tracé de la courbe de Wöhler.

6. Tracé de la courbe de Wöhler de référence

Les résultats expérimentaux ont permis d'établir la courbe de Wöhler, figure 34.

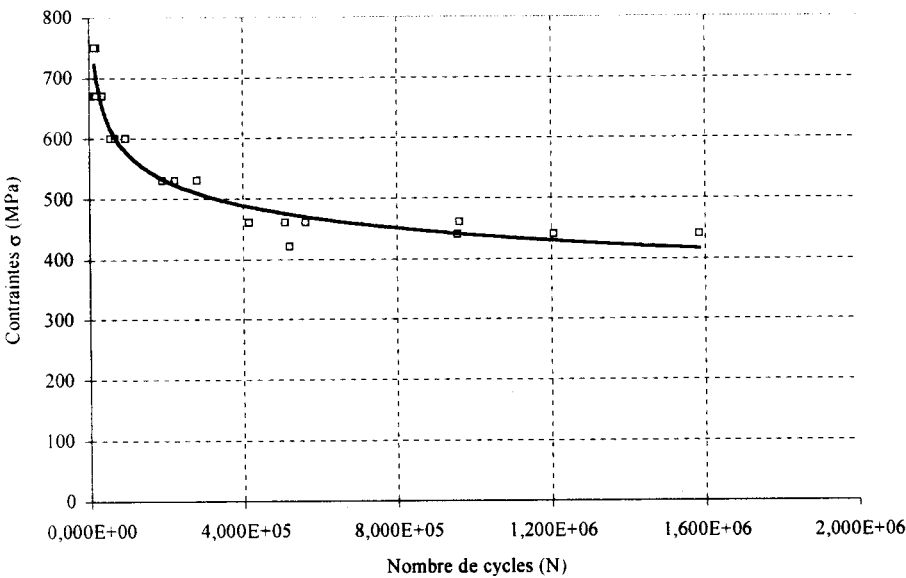


Figure 34 : Courbe de Wöhler de l'acier Z 21 CDNV 12-01 en flexion rotative.

Une interpolation de type Basquin est effectuée dans la zone d'endurance limitée, et montre que la courbe de Wöhler du Z 21 CDNV 12-01 en flexion rotative peut être représentée dans la zone d'endurance limitée par l'équation : $\sigma = 2202,5 N^{-0,1168}$, où σ est la contrainte cyclique en MPa et N le nombre de cycles.

C. Conclusion

Dans la campagne d'essais visant à maîtriser le comportement en fatigue des ailettes à doigts, les courbes de Wöhler "mécanisme" et "référence" sont tracées. Ceci permet d'établir les relations $\varepsilon=f(N)$ et $\sigma=f(N)$ par interpolation. Cette démarche facilite une approche de type Locati en déformations et en contraintes.

VII. ESSAIS "LOCATI"

A. But

Les objectifs principaux de cette série d'essais sont :

- déterminer la limite d'endurance de la ligne 10 du plan d'expérience par la méthode Locati,
- répéter plusieurs fois l'essai afin de déterminer un écart type sur la mesure. Cet écart type est nécessaire à l'interprétation des résultats des plans d'expériences.

La méthode suppose le dommage cumulatif linéaire, et considère que la limite d'endurance correspond à la contrainte pour laquelle la somme des dommages est égale à 1.

La courbe de Wöhler du mécanisme établie précédemment permet de tracer des courbes hypothétiques servant à déterminer le dommage à chaque niveau.

B. Résultats bruts d'essais

Les tableaux 39 et 40 (de l'annexe 1) regroupent les résultats d'essais. Le tableau 11 et la figure 35 donnent un exemple de détermination de la limite d'endurance. Les limites d'endurance hypothétiques calculées dans ce cas sont 80 et 90 μ def. Les dommages cumulés calculés valent respectivement 1,578 et 0,972. La limite d'endurance correspondant à un dommage égale à 1, l'interpolation effectuée sur la figure 35 permet d'estimer la limite d'endurance ε_D à 89,5 μ def.

				$\epsilon_D = 89,5 \mu\text{def.}$	
ϵ ($\mu\text{def.}$)	n (cycles)	$\epsilon_D = 80 \mu\text{def.}$		$\epsilon_D = 90 \mu\text{def.}$	
		N	n/N	N	n/N
70	5,00E+05	∞	0	∞	0
80	5,00E+05	∞	0	∞	0
90	5,00E+05	5,65E+06	0,088	∞	0
100	5,00E+05	3,37E+06	0,148	5,65E+06	0,088
110	5,00E+05	2,11E+06	0,237	3,37E+06	0,148
120	5,00E+05	1,37E+06	0,366	2,11E+06	0,237
130	5,00E+05	9,14E+05	0,547	1,37E+06	0,366
140	1,20E+05	6,29E+05	0,191	9,14E+05	0,131
150		4,43E+05	-	6,29E+05	-
160		3,19E+05	-	4,43E+05	-
$\Sigma(n/N)$			1,578		0,972

Tableau 11 : Calcul du dommage avec les limites d'endurance hypothétiques.

- n

N

n/N

$\Sigma n/N$

ϵ_D
- Nombre de cycles effectués au chargement considéré

Nombre de cycles à rupture au chargement considéré

Dommage

Somme des dommages

Limite d'endurance en $\mu\text{def.}$

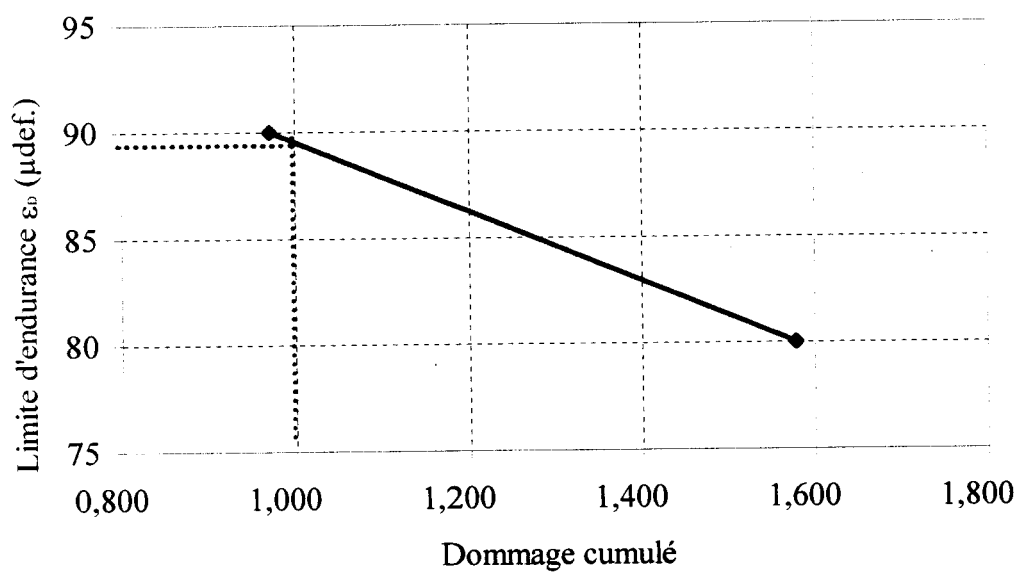


Figure 35 : Détermination de la limite d'endurance par la méthode de Locati

De façon à associer un écart type à la méthode, nous avons répété 8 fois le même essai sur la ligne 10 et effectué une analyse statistique.

C. Analyse statistique

Le tableau 12 montre, à partir des 8 éprouvettes testées, que la limite d'endurance moyenne est de 75,7 μ def, avec un écart type de 17,6 μ def, soit un coefficient de variation de 23%. En ne considérant que 7 essais sur 8 (on enlève la valeur la plus excentrée, essai N°5), on trouve une moyenne de 78,5 μ def, avec un écart type de 13,6 μ def, soit un coefficient de variation de 17%.

Numéro Essais	Limites d'endurance (μ def.)	
N°1	89,5	89,5
N°2	73,7	73,7
N°3	60,0	60,0
N°4	74,1	74,1
N°5	42,2	Non considéré
N°6	89,8	89,8
N°7	65,5	65,5
N°8	100,9	100,9
Moyenne réduite	75,7	78,5
Ecart type	17,6	13,6
Coefficient de variation	0,23	0,17

Tableau 12 : Limites d'endurance des essais Locati

D. Conclusion

Cette partie de l'étude a permis de déterminer l'écart type associé à la méthode de Locati, en vue de l'interprétation des résultats issus des plans d'expériences. Le coefficient de variation, autour de 20%, est important. Il faudra donc que les influences des paramètres soient au moins de l'ordre de grandeur de cet écart type pour permettre un jugement fiable.

Les essais des plans d'expériences peuvent maintenant être effectués.

VIII. PLAN D'EXPERIENCES A 16 LIGNES

A. Premier plan

Les 16 lignes d'essais du plan d'expériences élaboré sont testées. Il faut noter que ces essais sont antérieurs aux essais Locati, engagés pour consolider l'exploitation des résultats obtenus.

Dans le but d'obtenir une rupture sur toutes les lignes du plan d'expériences et interpréter le plan en utilisant le nombre de cycles à rupture, le critère d'arrêt est fixé à 10^7 cycles.

N'ayant pas observé de rupture sur certaines lignes, et de façon à avoir le même événement final (rupture), on incrémente le chargement de $10\ \mu\text{def}$ à chaque fois que l'éprouvette n'est pas rompue. Ceci permet d'interpréter ce plan en considérant un dommage cumulatif (méthode Locati).

L'ensemble des résultats de ces essais est résumé dans les tableaux 41 et 42 de l'annexe 1.

La limite d'endurance de chaque ligne du plan d'expériences est déterminée par la méthode Locati, même si le critère d'arrêt élevé (10^7 cycles) ne correspond qu'à un seul niveau de chargement sur certaines lignes. Le tableau 13 regroupe les résultats obtenus. Les paramètres d'usinage et de chargement sont ceux du tableau 38 de l'annexe 1.

Lignes	1	2	3	4	5	6	7	8
$\epsilon_D\ (\mu\text{def.})$	100,0	91,0	59,0	55,6	91,4	92,8	64,6	53,8

Lignes	9	10	11	12	13	14	15	16*
$\epsilon_D\ (\mu\text{def.})$	74,0	89,3	54,0	13,8	33,3	45,0	50,7	0,0

* 1 seul palier, la valeur de $10\mu\text{def}$ est utilisée pour l'interprétation du plan.

Tableau 13 : Limite d'endurance des lignes du plan d'expériences.

Les limites d'endurances obtenues sur les 16 lignes du plan sont très différentes. Ceci permet de conclure que les paramètres considérés ont bien une influence sur la tenue en fatigue de l'assemblage.

Les résultats sont exploités suivant la technique des plans d'expériences, en faisant les sommes des 8 limites d'endurances pour chaque niveau des différents paramètres (tableau 14).

Pour chaque paramètre, les deux niveaux sont spécifiés et l'influence (positive ou négative) sur la limite d'endurance en μdef est donnée. La valeur médiane des limites d'endurance est de $61\mu\text{def}$.

Paramètres	Etats	Influence en μdef .
Traction statique	180 kN	+14,88
	90 kN	-14,88
Torsion statique	100 N.m	+5,94
	0	-5,94
Jeux sur les doigts	N1	+15,96
	N2	-15,96
Chanfrein à la sortie du trou	Avec	-5,57
	Sans	+5,57
Rugosité des faces	$R_a=6,3\ \mu\text{m}$	-4,21
	$R_a=3,2\ \mu\text{m}$	+4,21
Diamètres des trous	12	+1,82
	10	-1,82
Rugosité des trous	$R_a=3,2\ \mu\text{m}$	-7,16
	$R_a=1,6\ \mu\text{m}$	+7,16
Jeux sur les broches	N1	+6,33
	N2	-6,33
Largeur du disque	62	-0,07
	52	+0,07
Interaction torsion statique et jeux sur les doigts	100 N.m / jeux doigtsN1	+5,53
	100 N.m / jeux doigtsN2	-5,53
	0 N.m / jeux doigtsN1	-5,53
	0 N.m / jeux doigtsN2	+5,53
Interaction torsion statique et largeur du disque	100 N.m / Largeur 62	+4,73
	100 N.m / Largeur 52	-4,73
	0 N.m / Largeur 62	-4,73
	0 N.m / Largeur 52	+4,73

Tableau 14 : Influence de chaque paramètre.

La limite d’endurance optimale est donc clairement obtenue en ajoutant cette médiane aux valeurs en grisée dans le tableau 14, représentant l’état le plus favorable à la tenue en fatigue.

Ainsi on obtient une limite d'endurance maximale de $133\mu\text{def}$, avec les paramètres suivants :

- les jeux minimaux sur les doigts,
- les jeux minimaux sur les broches ,
- la rugosité sur les faces des doigts des ailettes $R_a = 3,2\ \mu\text{m}$,
- l'absence de chanfrein à l'entrée des trous de l'ailette,
- la rugosité des trous de broche $R_a = 1,6\mu\text{m}$
- la largeur du disque : 62 mm.
- le chargement de traction statique de 180 kN,
- le chargement de torsion statique de 100 N.m,

- le diamètre des trous de 12 mm.

Certains résultats, comme l'influence de la traction statique, sont jugés surprenants par rapport à nos connaissances actuelles en fatigue. Nous discuterons ces remarques dans la quatrième partie du chapitre.

Une détermination de la limite d'endurance par la méthode de Locati dépend fortement du niveau de chargement du premier palier et du nombre de paliers essayés. Un second plan d'expériences est mis en œuvre pour préciser les valeurs.

B. Second plan

Les essais sont effectués avec un pas d'incrémentation de $10\mu\text{def}$, pendant 10^5 cycles. Chaque essai est démarré à la limite d'endurance obtenue dans le plan précédent diminuée de dix μdef .

1. Epreuves

Les éprouvettes issues du même lot de matière sont usinées par les mêmes ateliers dans les mêmes conditions que les éprouvettes précédentes.

Le montage des éprouvettes sur la machine est similaire aux essais précédents. Les rugosités des trous de broches sont maintenant mesurées avant le démarrage de l'essai grâce à la conception et à la réalisation d'un support de rugosimètre.

Une étude statistique visant à déterminer les populations réelles constituées par les paramètres d'essais est effectuée. L'objectif est de vérifier que nous testons deux états bien distincts pour chaque paramètre.

Après les relevés métrologiques (mesures des dimensions et des états de surface), le calcul des jeux et la comparaison des paramètres théoriques et réels sont effectués (tableaux 43 et 44 de l'annexe 1).

La comparaison des populations est réalisée à l'aide des courbes de GAUSS établies à partir des valeurs des moyennes et des écart-types. Elle montre qu'il existe :

- deux populations de jeux des broches (fig. 36 et 37).

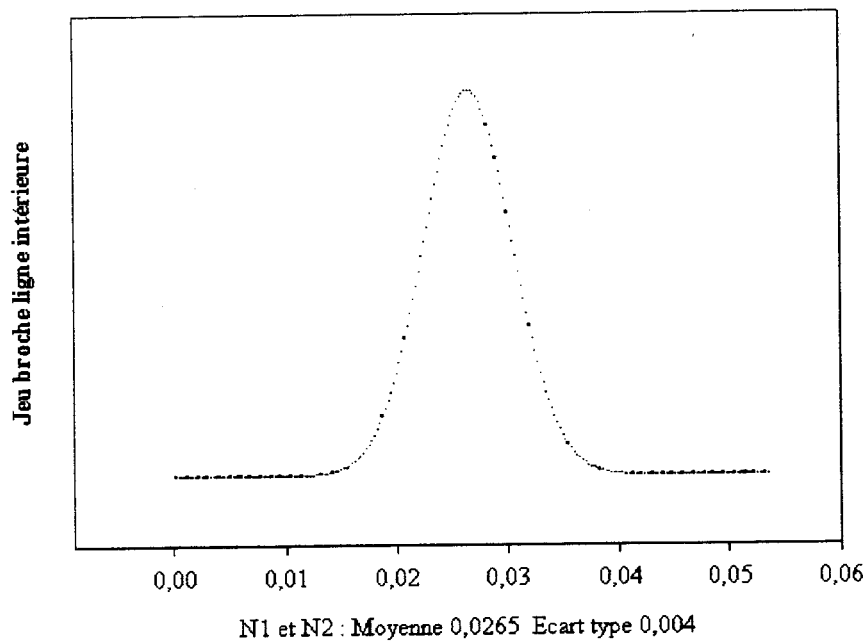


Figure 36 : Répartition population jeu broche ligne intérieure

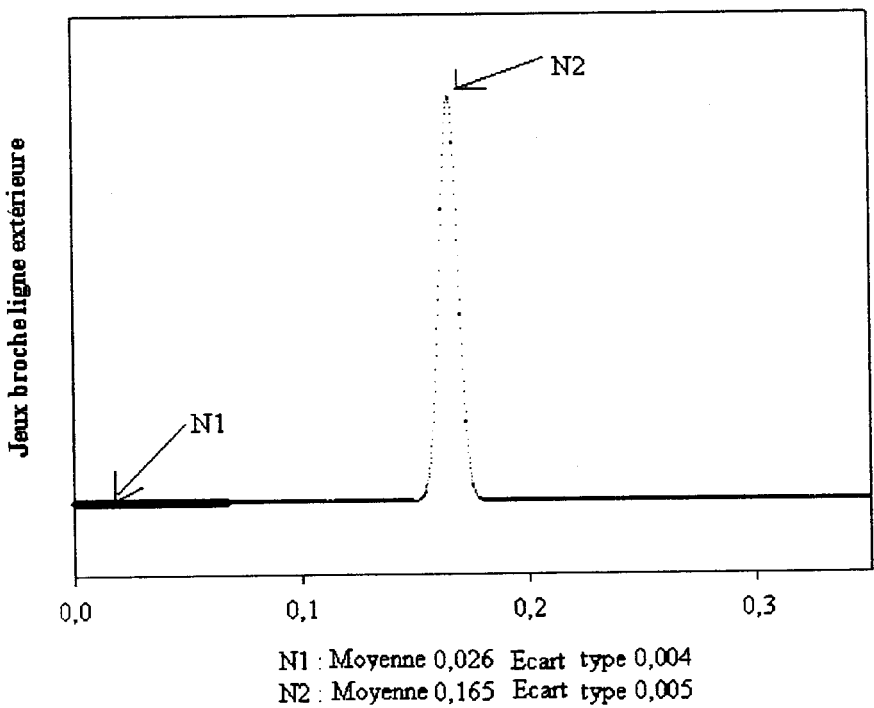


Figure 37 : Répartition population jeu broche ligne extérieure

- deux populations de jeux des doigts (fig. 38 et 39).

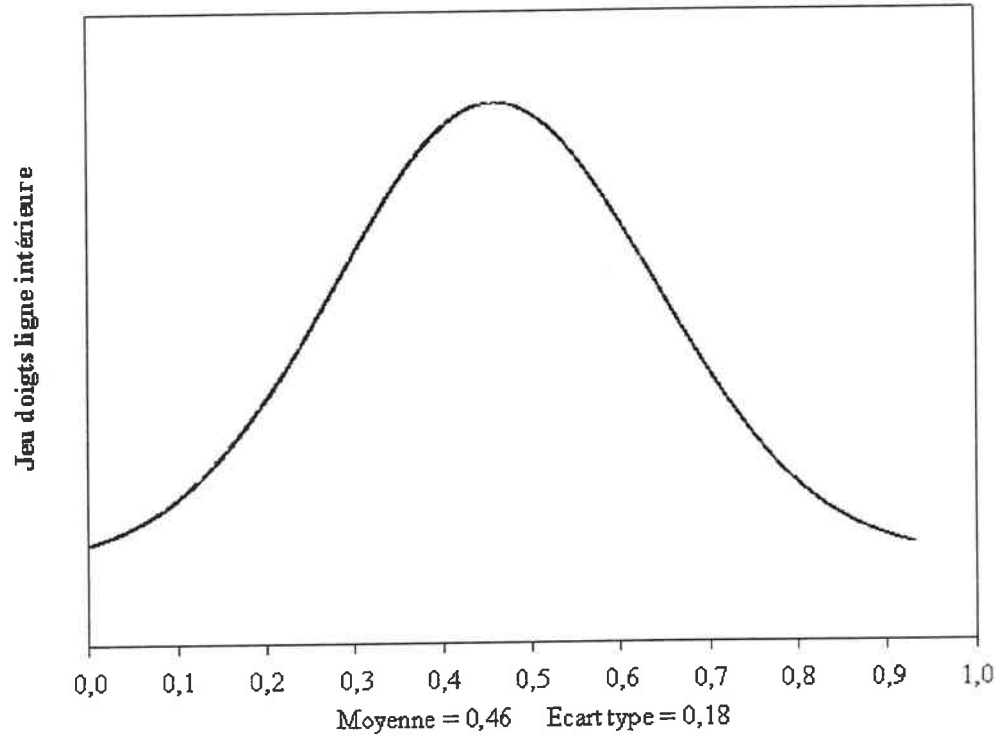


Figure 38 : Répartition population jeu broche ligne intérieure

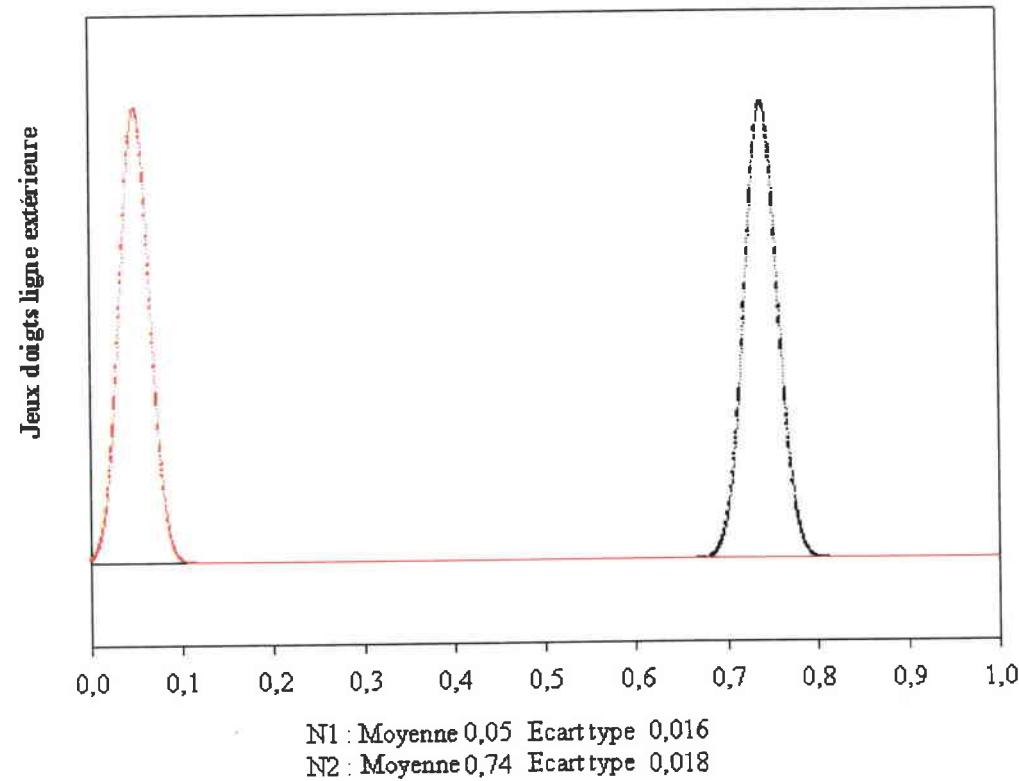


Figure 39 : Répartition population jeu doigts ligne extérieure

- deux populations de rugosité des faces non distinctes (fig. 40).

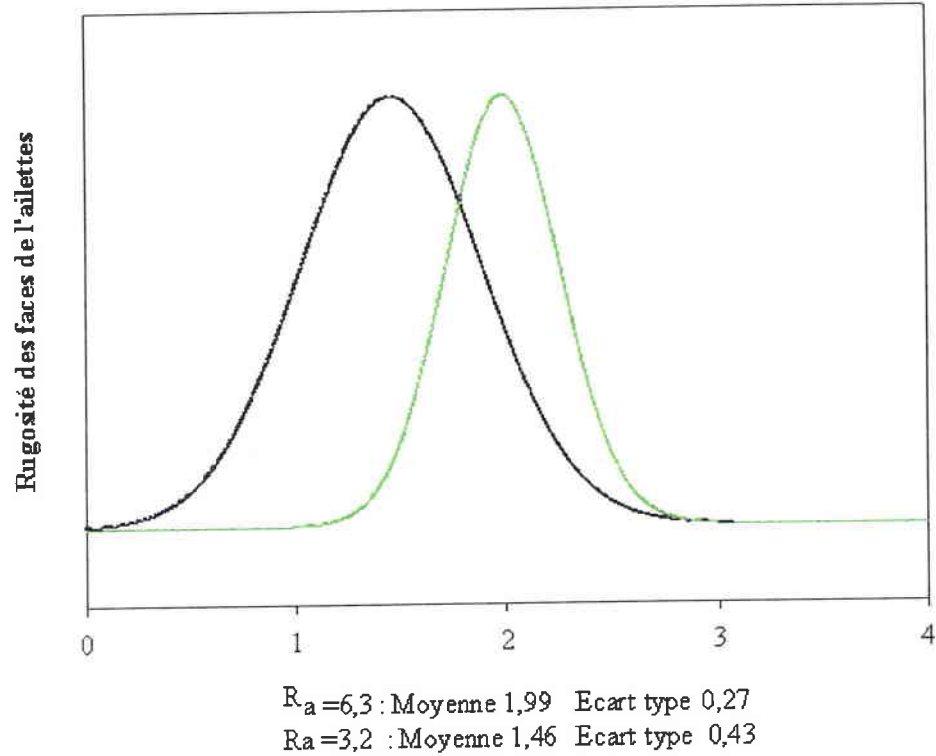


Figure 40 : Répartition population Rugosité des faces

- deux populations de rugosité des trous de broches (fig 41).

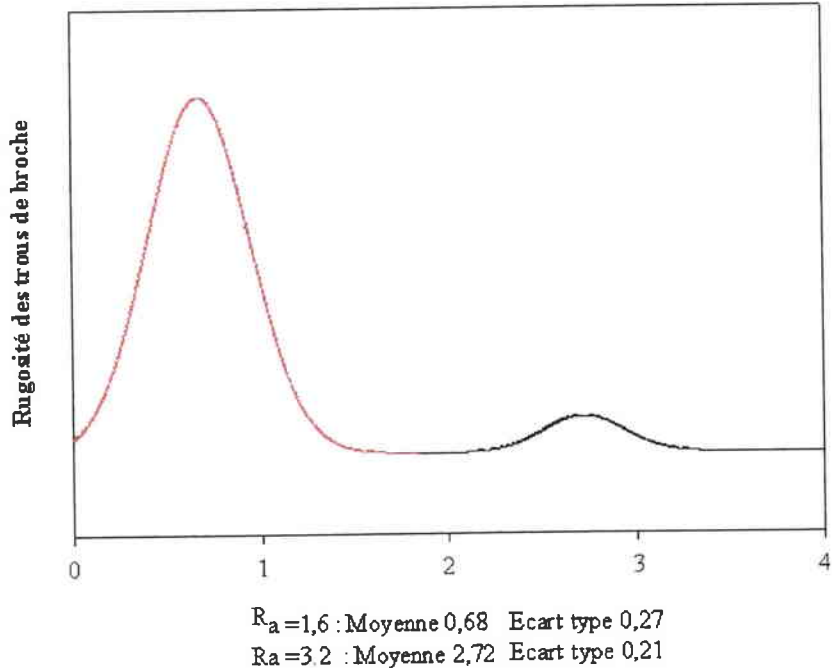


Figure 41 : Répartition population Rugosité des trous

Cette étude métrologique confirme une bonne maîtrise des jeux sur les doigts et sur les broches ainsi que la rugosité des trous de broches. Cependant les populations des rugosités sur les faces des doigts se chevauchent.

La difficulté vient du fait que les rugosités sont cotées avec une seule borne supérieure et le réflexe de l'usineur est d'assurer une rugosité inférieure à la valeur maximale spécifiée.

Pour $R_a = 3,2$, la pièce usinée est conforme quelle que soit la valeur de la rugosité R_a comprise entre 0 ou $3,2\mu\text{m}$.

Pour éviter tout chevauchement, la rugosité sera encadrée dans la moyenne visée (par exemple : $1,6 < R_a < 3,2$).

2. Comportement en fatigue

Afin d'avoir le même événement final (rupture) et plusieurs paliers, les essais sont réalisés une seconde fois sur 15 des 16 lignes d'essais du plan d'expériences.

La ligne de référence (ligne 10) n'est pas reprise, car déjà testée plusieurs fois. Ce plan est interprété en considérant un dommage cumulatif linéaire (méthode Locati). L'ensemble des résultats d'essais est résumé dans les tableaux 45 à 48 (de l'annexe 1).

3. Comparaison ailettes d'essais et ailettes en service

Les valeurs des paramètres de réalisation (états de surface des trous et faces) d'ailettes rompues en service sont comparées aux valeurs obtenues sur les éprouvettes de l'étude. Nous avons en moyenne une rugosité R_a de $2,08\mu\text{m}$ ($s=0,69$) sur les faces, et $2,19\mu\text{m}$ ($s=1,08$) sur les trous de broche des ailettes en service.

Pour les ailettes d'essais, la rugosité moyenne dans les trous de broche est :

- $R_a = 2,72\mu\text{m}$ ($s=0,21$) pour les alésoirs non revêtus,
- $R_a = 0,68\mu\text{m}$ ($s=0,27$) pour les alésoirs revêtus de TIN.

Sur les faces, elle est de :

- $R_a = 1,99\mu\text{m}$ ($s=0,27$) pour une spécification de $6,3\mu\text{m}$
- $R_a = 1,46\mu\text{m}$ ($s=0,43$) pour $3,2\mu\text{m}$.

La limite d'endurance de chaque ligne de ce plan d'expériences est déterminée par la méthode Locati. La courbe de Wöhler de la ligne 10 précédemment établie est utilisée. Les résultats sont résumés dans le tableau 15.

Lignes	1	2	3	4	5	6	7	8
ϵ_D ($\mu\text{def.}$)	89	56	84	92	80	49,7	53,5	96,7

Lignes	9	10 *	11	12	13	14	15	16
ϵ_D ($\mu\text{def.}$)	82	89,3	55,7	36	33	55,8	60	55

* Pour la ligne 10, le résultat du plan N° 1 est conservé.

Tableau 15 : Limites d’endurance de chaque ligne du plan d’expériences.

Les résultats sont exploités suivant la technique des plans d’expériences et résumés dans le tableau 16.

Paramètres	Etats	Influence en $\mu\text{def.}$
Traction statique	180 kN	+8,77
	90 kN	-8,77
Torsion statique	100 N.m	+6.97
	0	-6.97
Jeux sur les doigts	N1	-0,55
	N2	0,55
Chanfrein à la sortie du trou	Avec	-1,79
	Sans	+1,79
Rugosité des faces	Ra=6,3 μm	-7,69
	Ra=3,2 μm	+7,69
Diamètres des trous	12	-5,87
	10	+5,87
Rugosité des trous	Ra=3,2 μm	+4,42
	Ra=1,6 μm	-4,42
Jeux sur les broches	N1	+9,90
	N2	-9,90
Largeur du disque	62	+3,59
	52	-3,59
Interaction torsion statique et jeux sur les doigts	100 N.m / jeux doigtsN1	+6,39
	100 N.m / jeux doigtsN2	-6,39
	0 N.m / jeux doigtsN1	-6,39
	0 N.m / jeux doigtsN2	+6,39
Interaction torsion statique et largeur du disque	100 N.m / Largeur 62	+0,85
	100 N.m / Largeur 52	-0,85
	0 N.m / Largeur 62	-0,85
	0 N.m / Largeur 52	+0,85

Tableau 16 : Influence des paramètres selon le second plan d’expériences.

La limite d’endurance optimale est obtenue en ajoutant la médiane des limites d’endurance (66 $\mu\text{def.}$) aux valeurs en grisée dans le tableau 16.

La limite d'endurance maximale est de $113\mu\text{def}$, avec les paramètres significatifs suivants :

- les jeux sur les doigts N1,
- les jeux sur les broches N1,
- la rugosité sur les faces des doigts des ailettes $R_a = 3,2\mu\text{m}$,
- Le chargement de traction statique de 180 kN,
- Le chargement de torsion statique de 100 N.m,
- le diamètre des trous de 10 mm.

Le plan d'expériences à 16 lignes est repris de façon à mieux respecter le principe d'exécution de la méthode Locati. Les influences des paramètres restent inférieures à l'écart type de la méthode. Il n'y a aucun paramètre prépondérant.

Afin de mesurer l'influence des paramètres, une méthode de détermination de la limite d'endurance plus fine sera utilisée. Nous comparerons les résultats des deux plans dans la partie discussion et conclusions.

Les résultats des deux plans d'expériences concernant le chargement statique de traction sont inattendus, même si nous savons qu'une surcharge statique peut retarder la propagation des fissures par plastification du front. L'influence de l'état de surface du trou mérite aussi notre attention. Ces deux paramètres sont étudiés par la méthode de l'escalier.

IX. INFLUENCE DE L'OUTIL D'ALEPAGE ET DE LA TRACTION STATIQUE

Les résultats des plans d'expériences montrent que la méthode Locati n'est pas assez précise pour quantifier l'influence des paramètres testés. En effet, l'écart type (20% de la limite d'endurance) est supérieur à tous les effets mesurés. Aussi, il a été décidé d'utiliser la méthode de l'escalier ou stair-case pour déterminer l'influence de l'outil d'alésage et du niveau de chargement en traction. Ces essais sont effectués suivant un plan d'expériences factoriel complet (i.e. toutes les configurations sont testées).

A. Eprouvettes

Les paramètres fixés sont :

- le jeu minimal sur les doigts,
- le jeu minimal sur les broches,
- la rugosité sur les faces ($R_a = 1,6\mu\text{m}$),
- l'absence de chanfrein à l'entrée des trous,
- la largeur du disque : 52 mm,
- le chargement en torsion (100 N.m).

Le chargement de torsion prévue initialement est supprimé, car il modifie le mode de ruine. En effet, avec un couple de torsion, on constate la présence d'un phénomène de fretting sur les faces des doigts et l'amorçage des fissures se produit à l'extérieur du trou.

Les paramètres variables sont :

- le taux de chargement en traction (90 ou 180 kN).
- l'outil d'alésage.

Pour ce dernier, on utilise pour l'alésage final, un alésoir revêtu de TIN pour obtenir une rugosité autour de $1,6\mu\text{m}$ et un alésoir non revêtu pour une rugosité proche de $3,2\mu\text{m}$.

B. Caractérisation des éprouvettes avant essai

Après un contrôle de la géométrie et de la rugosité de chaque éprouvette, une étude statistique détermine les distributions des jeux et rugosités. On montre que :

- le jeu intérieur moyen des doigts est $0,28\text{ mm}$, avec un écart type de $0,017\text{ mm}$. La spécification pour cette cote est : $0,2 < \text{jeu intérieur doigts} < 0,35$.
- le jeu extérieur moyen des doigts est $0,04\text{ mm}$, avec un écart type de $0,021\text{ mm}$. La spécification pour cette cote est : $0 < \text{jeu extérieur doigts} < 0,05$.
- le jeu intérieur moyen des broches est $0,03\text{ mm}$, avec un écart type de $0,003\text{ mm}$. La spécification pour cette cote est : $0 < \text{jeu intérieur broches} < 0,03$.
- le jeu extérieur moyen des broches est $0,03\text{ mm}$, avec un écart type de $0,004\text{ mm}$. La spécification pour cette cote est : $0 < \text{jeu extérieur broches} < 0,03$.
- la rugosité moyenne des faces est de $1,73\mu\text{m}$, avec un écart type de $0,46\mu\text{m}$. La spécification pour cette rugosité est : $Ra \leq 3,2\mu\text{m}$.
- la rugosité moyenne des trous usinés avec un alésoir non revêtu est de $3,08\mu\text{m}$, avec un écart type de $0,54\mu\text{m}$. La spécification pour cette rugosité est : $Ra \leq 3,2\mu\text{m}$.
- la rugosité moyenne des trous usinés avec un alésoir revêtu de TIN est de $1,05\mu\text{m}$ avec un écart type de $0,20\mu\text{m}$. La spécification pour cette rugosité est : $Ra \leq 1,6\mu\text{m}$.

Un contrôle de la géométrie et de rugosité est effectué sur chaque ensemble d'éprouvettes. L'analyse permet de vérifier, sur chaque ligne, les cotes et de relever la valeur réelle des jeux entre les doigts et sur les broches.

Cette étude métrologique montre que les jeux sur les doigts et sur les broches, ainsi que les rugosités dans les trous de broches et sur les faces sont bien maîtrisés. Les niveaux de paramètres étudiés sont bien distincts. Ceci permet une mesure sans biais de l'influence des paramètres testés.

C. Comportement en fatigue

La limite d'endurance de l'assemblage ailette + disque est déterminée par la méthode de l'escalier. Quatre configurations sont testées. Les limites d'endurance obtenues pour chacune des configurations sont résumées dans le tableau 17.

Outil d'alésage	Valeur de la traction (kN)	Limite d'endurance ϵ_D (μdef)	Ecart type S (μdef)
Non revêtu	90	95	1
Non revêtu	180	75	4
revêtu de TIN	90	82	11
revêtu de TIN	180	62	4

Tableau 17 : Configurations étudiées et limites d'endurances.

D. Conclusion

Les résultats de la première partie des essais ont conduit à supprimer le couple de torsion, initialement de 100 N.m qui provoque un amorçage à l'extérieur du trou. Ceci ne reproduisait pas la fissuration observée sur les d'ailettes rompues en service.

Cette étude a permis de déterminer l'influence du taux de chargement statique et de l'outil d'alésage sur le comportement en fatigue de la liaison ailette/disque.

En utilisant les valeurs médianes de limite d'endurance obtenues, on montre que l'outil d'alésage non revêtu permet un gain moyen de 20 μdef par rapport à l'alésoir revêtu de TIN. Le taux de traction de 90 kN permet un gain moyen en endurance de 13 μdef par rapport au chargement de 180 kN.

Les contraintes résiduelles de compression induites étant plus fortes et l'état de surface meilleur (résultats détaillés dans le paragraphe X) avec un alésoir revêtu de TIN, nous nous attendions à une meilleure tenue en fatigue. C'est pourquoi l'influence de l'état de surface est étudiée de nouveau en utilisant l'alésoir non revêtu dans des conditions extrêmes.

X. STAIR-CASE $R_a > 5\mu\text{m}$

L'objectif est de déterminer la limite d'endurance de l'assemblage ailette disque en utilisant les outils d'alésage dans les conditions extrêmes (peu de lubrifiant, alésoir non réaffûté...). Le critère fixé pour ces essais est un état de surface du trou $R_a \geq 5\mu\text{m}$. Des alésoirs non revêtus sont utilisés.

A. Eprouvettes

Les éprouvettes utilisées sont semblables à celles des essais précédents.

Pour avoir un état de surface R_a supérieur à $5\mu\text{m}$, on utilise, pour l'alésage demi-finition et finition, des alésoirs non revêtus usés volontairement.

B. Caractérisation des éprouvettes avant essai

Un contrôle géométrique et de rugosité est effectué sur chaque ensemble d'éprouvettes. Les relevés métrologiques et le calcul des jeux sont effectués. On remarque que le jeu des broches est de 0,15 au lieu de 0,03, plus l'alésoir est usé, plus on s'éloigne de la valeur dimensionnelle requise.

C. Validation du critère $R_a \geq 5\mu\text{m}$

Avant le démarrage des essais, deux alésoirs, demi-finition et finition, non revêtus, sont volontairement usés sur un bloc de 120 x 120 x 80 en acier Z21 CNDV 12-01. Après avoir effectué une dizaine de trous avec, dans des conditions défavorables à la durée de vie de l'outil, des mesures de rugosité R_a sont réalisées sur les derniers trous.

Ces mesures ont permis de valider la possibilité d'obtenir, avec ces outils, des états de surface $R_a > 5\mu\text{m}$.

D. Comportement en fatigue

La limite d'endurance de l'assemblage ailette + disque est déterminée par la méthode de l'escalier. Elle est de 93 μdef avec un écart type $S = 20\mu\text{def}$. Ce résultat reste donc proche en moyenne de l'étude sur l'influence de l'outil d'alésage et du taux de traction statique, réalisée avec une rugosité $R_a \leq 3,2$. La limite d'endurance était de 95 μdef et un écart type $S = 1\mu\text{def}$.

E. Conclusion

Après analyse de l'influence de l'outil d'alésage et du taux de traction statique, il a été proposé d'étudier l'influence d'un état de surface du trou de broche de rugosité élevée ($R_a \geq 5 \mu\text{m}$) sur la limite d'endurance de l'assemblage ailette/disque.

Les résultats montrent que la valeur médiane de la limite d'endurance est très peu modifiée par l'augmentation de R_a de 3 à 5/7 μm . L'utilisation des alésoirs dans des conditions extrêmes ne modifie pas notablement la limite d'endurance médiane de l'assemblage. Cependant, on observe un accroissement de la dispersion qui diminue la valeur réelle de la limite d'endurance à 95 % de non-rupture.

En effet, la valeur de la limite d'endurance à 95 % de non-rupture est :

- pour un état de surface $R_a \approx 3 \mu\text{m}$: $\sigma_D 95 \% = 93 \mu\text{def}$
- pour un état de surface $R_a \approx 5 \text{ à } 7 \mu\text{m}$: $\sigma_D 95 \% = 60 \mu\text{def}$.

Donc dans le dimensionnement, l'augmentation de la rugosité R_a de 3 μm à 5-7 μm provoque une perte de 35 % sur la limite d'endurance. Ce phénomène est assez connu et se justifie par la présence de sites privilégiés à l'amorçage quand l'état de surface se dégrade.

Suite aux résultats de l'étude de l'influence de l'outil d'alésage, il a été décidé d'effectuer des mesures de contraintes résiduelles dans les trous de broches.

XI. MESURES DE CONTRAINTES RESIDUELLES

Les contraintes résiduelles dans les trous sont mesurées en collaboration avec le CETIM. L'objectif est de quantifier l'état compressif obtenu après l'opération d'alésage.

Les mesures sont effectuées dans des trous réalisés avec les alésoirs suivants :

- revêtu TIN neuf, (alésoir n'ayant jamais servi ou venant d'être raffûté, moins de trois trous),
- revêtu TIN usé (alésoir ayant servi plus d'une trentaine de fois),
- non revêtu neuf,
- non revêtu usé.

Dans le cadre de l'analyse du comportement en fatigue des ailettes à doigts de turbine à vapeur, l'influence des outils utilisés en finition lors de l'alésage des trous de broche est étudiée. Cette influence dépend des contraintes résiduelles induites.

Dans ce but, les états de surface et de contraintes résiduelles obtenus avec des alésoirs non revêtus et revêtus TIN sont comparés.

A. Eprouvettes

Quatre éprouvettes (ensemble ailette + disque) sont utilisées pour effectuer ces mesures. Le tableau 18 résume les conditions d'alésage des trous de broche. L'installation disposée sur le banc d'essai de fatigue reproduit les conditions d'usinages des ateliers de production.

Repères épreuves	Alésoir revêtu TIN		Alésoir non revêtu	
	NEUF	USE	NEUF	USE
CR1	X			
CR2		X		
CR3			X	
CR4				X

CRi : Epreuve pour mesures de Contraintes Résiduelles n° i

Tableau 18 : Outil utilisé sur chaque éprouvette

Les trous, de diamètre 10 mm, sont usinés avec mise en torsion statique de l'ailette de 10 daN.m.

B. Lieux des mesures

Les mesures de contraintes résiduelles sont effectuées, sur les génératrices A (axe 1) et B (axe 2) de l'alésage du doigt supérieur en ligne extérieure, par diffraction des rayons X (figure 42).

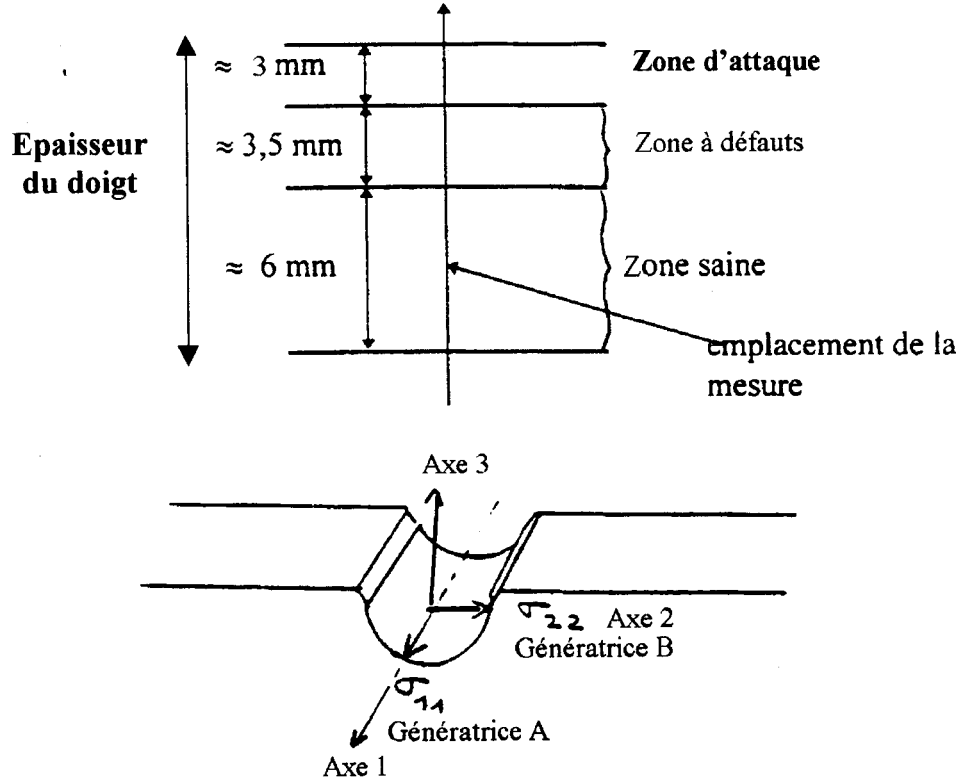


Figure 42 : Lieu de mesure des contraintes résiduelles.

C. Résultats

Les tableaux 19, 20, 21 et 22 résument les résultats de ces mesures. Les figures 43, 44, 45, 46 montrent les répartitions des contraintes résiduelles sur les axes 1 et 2.

La figure 47 montre une comparaison de la contrainte radiale σ_{22} (influent sur la tenue en fatigue) des quatres configurations testés.

Cote (μm)	σ_{11} (MPa)	σ_{22} (MPa)	σ_{12} (MPa)	σ_{13} (MPa)	σ_{23} (MPa)	σ_I (MPa)	σ_{II} (MPa)
0	-712	-641	9	9	-8	-713	-640
30	-384	-65	-24	11	-32	-387	-77
55	-396	-48	-38	-7	-7	-400	-45
100	-287	-85	-8	0	-2	-287	-85
200	-74	-39	1	2	6	-74	-39
320	-94	-78	9	-2	12	-99	-75
450	-43	-42	-3	6	19	-40	-52

Tableau 19 : Mesures de contraintes résiduelles sur l'éprouvette CR1

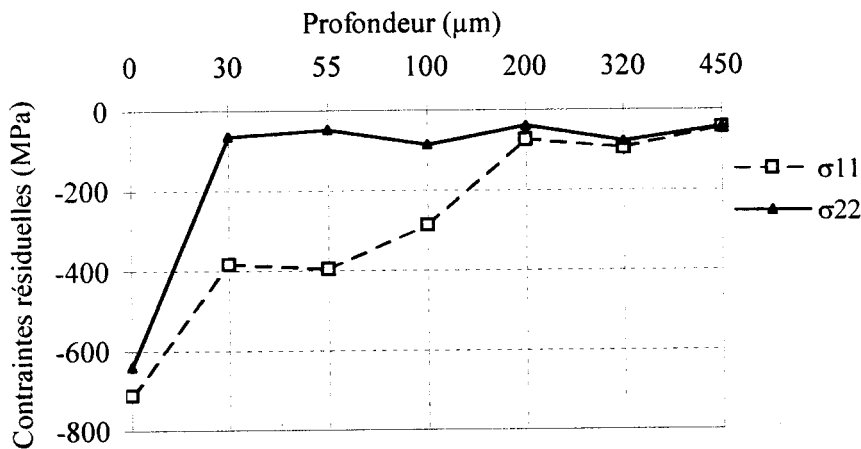


Figure 43 : Répartition des contraintes résiduelles tangentielle σ_{11} et radiales σ_{22} sur l'ép. CR1

Cote (μm)	σ_{11} (MPa)	σ_{22} (MPa)	σ_{12} (MPa)	σ_{13} (MPa)	σ_{23} (MPa)	σ_I (MPa)	σ_{II} (MPa)
0	-660	-469	-2	3	-42	-660	-473
45	-352	-70	-38	23	-3	-359	-65
75	-328	-23	-54	3	-20	-337	-28
105	-254	-83	-35	-7	2	-261	-76
200	-57	-53	2	10	5	-59	-53
320	-45	-71	-6	-7	5	-45	-72
420	-38	-35	-11	-8	9	-48	-30

Tableau 20: Mesures de contraintes résiduelles sur l'éprouvette CR2

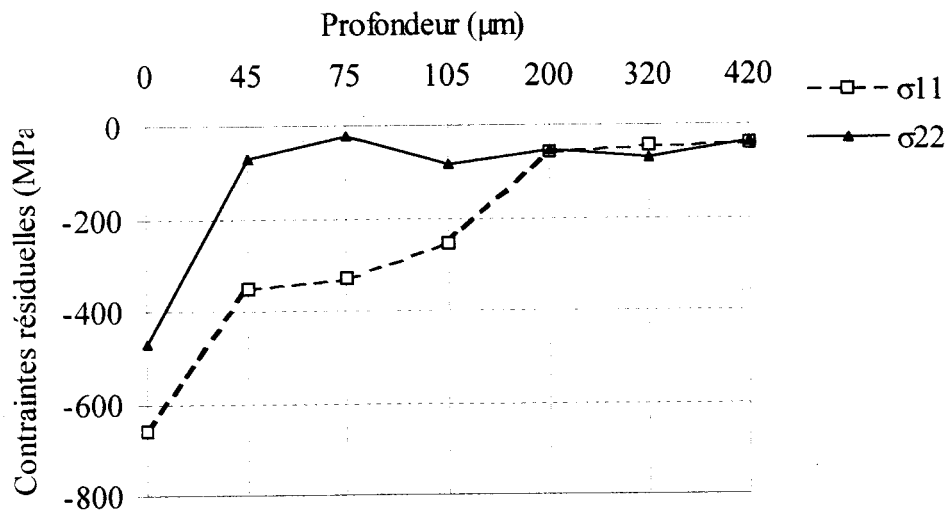


Figure 44 : Répartition des contraintes résiduelles tangentiellees σ_{11} et radiales σ_{22} sur l'ép. CR2

Cote (μm)	σ_{11} (MPa)	σ_{22} (MPa)	σ_{12} (MPa)	σ_{13} (MPa)	σ_{23} (MPa)	σ_I (MPa)	σ_{II} (MPa)
0	-146	-53	4	-24	42	-151	-73
40	-306	-123	14	-4	23	-307	-126
70	-163	-92	0	-6	6	-163	-92
110	-147	-93	9	3	15	-149	-95
210	-33	-48	22	5	3	-20	-64
350	-79	-83	11	-6	-9	-72	-92
510	-68	-64	-24	5	13	-92	-42

Tableau 21 : Mesures de contraintes résiduelles sur l'éprouvette CR3

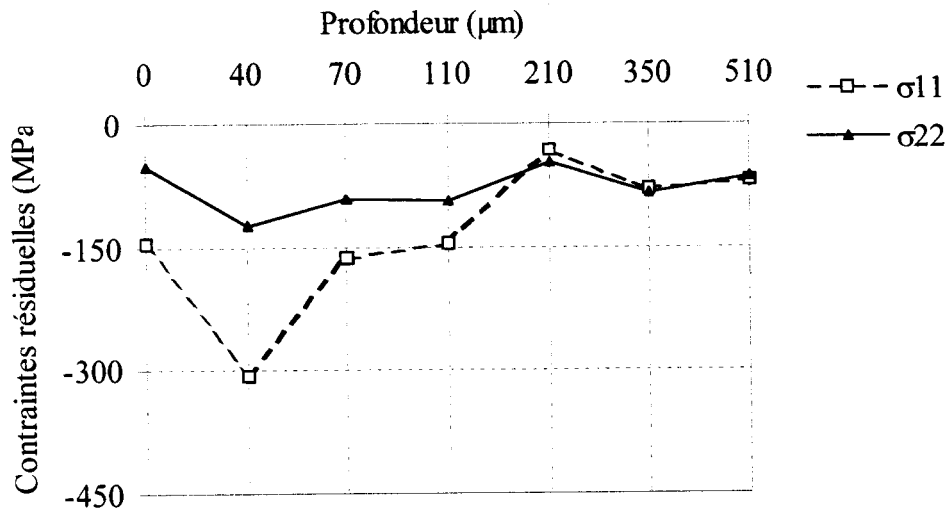


Figure 45 : Répartition des contraintes résiduelles tangentiellees σ_{11} et radiales σ_{22} sur l'ép. CR3

Cote (μm)	σ_{11} (MPa)	σ_{22} (MPa)	σ_{12} (MPa)	σ_{13} (MPa)	σ_{23} (MPa)	σ_I (MPa)	σ_{II} (MPa)
0	-172	-33	-56	-12	38	-192	-47
40	-168	-101	9	3	21	-169	-104
75	-75	-76	15	3	-1	-60	-91
120	-67	-92	-44	-6	-13	-34	-128
210	-44	-48	-20	2	-7	-28	-66
250	-100	-84	-14	-13	8	-109	-79
390	-36	-57	1	-11	22	-38	-65

Tableau 22 : Mesures de contraintes résiduelles sur l'éprouvette CR4

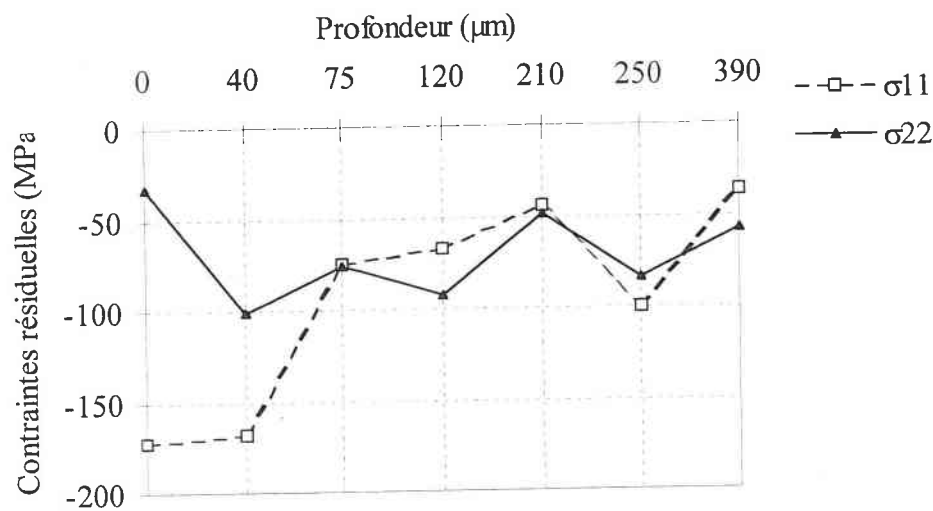


Figure 46 : Répartition des contraintes résiduelles tangentielle σ_{11} et radiales σ_{22} sur l'ép. CR4

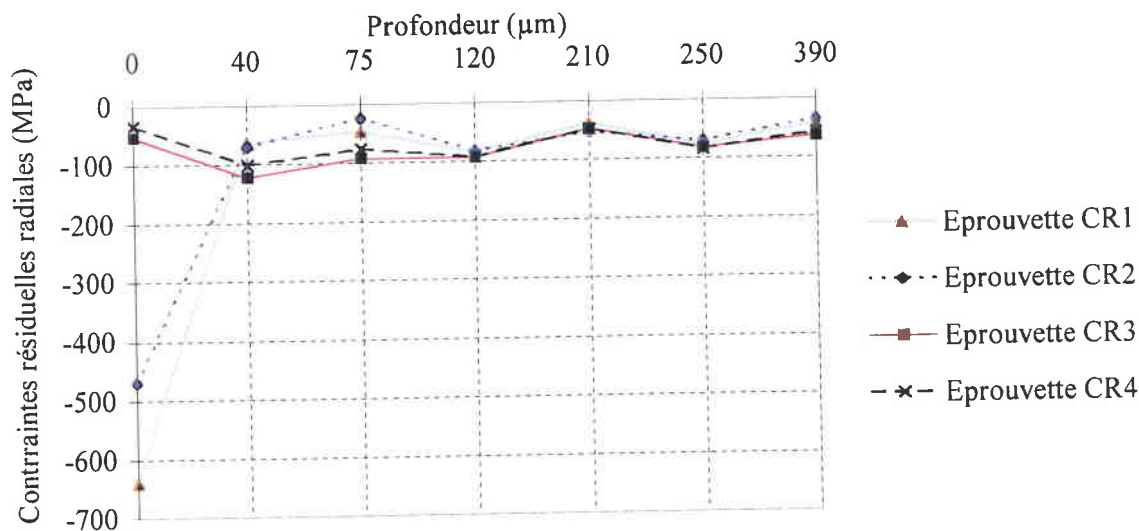


Figure 47 : Comparaison des contraintes résiduelles radiales σ_{22} des quatre configurations.

Lors des mesures, un écrouissage de la surface du matériau est noté pour les 4 conditions d'alésage. Ce phénomène est mis en évidence par une largeur importante du pic de diffraction à mi-hauteur.

Les principales conclusions des mesures de contraintes résiduelles sont :

- on ne note pas une grande différence du niveau d'écrouissage, que l'alésoir soit neuf ou usé,
- on remarque qu'un alésoir TIN, neuf ou usagé, permet d'obtenir en surface des contraintes de compression importante (-470 MPa),
- un alésoir non revêtu, neuf ou usagé, donne en surface des contraintes de compression beaucoup plus faibles (-30 MPa),
- à partir de 0,2 mm de profondeur, les deux techniques d'alésage conduisent aux mêmes valeurs de contraintes (-30 MPa).

Le tableau 23 montre que les rugosités les plus faibles sont obtenues avec un alésoir TIN neuf ($R_a \approx 0,82 \mu\text{m}$) ou usagé ($R_a \approx 1,3 \mu\text{m}$). L'alésoir non revêtu neuf ou usagé conduit à $R_a \approx 3$ à $4 \mu\text{m}$.

Type d'alésoir	Revêtu TIN neuf	Revêtu TIN usagé	Non Revêtu neuf	Non Revêtu usagé
$R_a (\mu\text{m})$	$0,82^{+0,69}_{-0,55}$	$1,27 \pm 0,48$	$3,12^{+0,66}_{-0,9}$	$3,45^{+1,17}_{-0,57}$

Tableau 23 : Rugosité moyenne mesurée sur les deux lignes de broche des éprouvettes CRI.

Le tableau 24, récapitulant l'essentiel des résultats, montre que l'usinage des trous avec un alésoir revêtu TIN donne de meilleurs résultats en peau. Ce qui nous conduit à considérer la position du point d'amorçage.

Types d'alésoirs	σ résiduelles en peau		σ résiduelles à $\approx 0,2$ mm de profondeur	
	σ_{11} (MPa)	σ_{22} (MPa)	σ_{11} (MPa)	σ_{22} (MPa)
revêtu TIN neuf	- 712	- 641	- 74	- 39
revêtu TIN usé	- 660	- 469	- 57	- 53
non revêtu neuf	- 146	- 53	- 33	- 48
non revêtu usé	- 172	- 33	- 44	- 48

Tableau 24 : Valeurs des contraintes résiduelles mesurées par diffraction des rayons X.

D. Conclusion

La comparaison du régime de contraintes résiduelles et de la rugosité de trous de broche indique qu'avec un alésoir revêtu TIN, neuf ou usagé, on obtient une faible rugosité (R_a moyen 0,8 à 1,3 μm), et des contraintes de compression importantes en surface (≤ -470 MPa).

L'utilisation d'un alésoir non revêtu neuf ou usagé donne une rugosité (R_a moyen 3 à 4 μm) et des contraintes résiduelles en surface (≤ -30 MPa) théoriquement moins favorables pour une bonne résistance à la fatigue.

En réalité, les ailettes de turbine ne fonctionnent pas à l'air ambiant, mais dans un environnement corrosif. C'est pourquoi, nous nous sommes proposé de quantifier l'influence du comportement en fatigue de l'assemblage ailette/disque étudié, dans un milieu corrosif aqueux.

XII. ESSAIS EN MILIEU CORROSIF AQUEUX

Après avoir testé l'influence de plusieurs paramètres (état de surface, géométrie, chargement etc.) sur la durée de vie en fatigue de la liaison ailette / disque à l'air, nous quantifions l'influence de l'environnement sur le comportement de l'assemblage. Il s'agit donc de déterminer, par la méthode de l'escalier, la limite d'endurance de l'assemblage ailette / disque en milieu corrosif aqueux. Les résultats sont comparés à ceux obtenus à l'air, avec les mêmes paramètres d'usinage et de chargement.

A. Compléments du dispositif expérimental

Pour avoir un milieu corrosif aqueux, une boucle de corrosion conçue et réalisée au CERM complète l'installation. Les paramètres contrôlés avec la boucle sont :

- le débit de circulation d'eau autour de l'assemblage testé,
- le potentiel d'hydrogène (pH),
- la quantité d'oxygène dissolu,
- température de l'eau (60°C).
- le mélange utilisé : $\text{H}_2\text{O} + 1 \text{ g/l de NaCl}$.

Nous avons conçu et fabriqué un soufflet (figure 48) pour la circulation du mélange $\text{H}_2\text{O} + 1 \text{ g/l de NaCl}$ autour de l'assemblage.



Figure 48 : Soufflet conçu pour la circulation de mélange $H_2O + 1 \text{ g/l de NaCl}$.

L'étanchéité est assurée par des colliers serrant coté disque et coté ailette. Des difficultés de serrage du soufflet se sont manifestées quand la pression de l'eau y était maximale. Un serrage supplémentaire par des fils est rajouté pour rigidifier le soufflet.

La température de 60°C correspond au maximum d'efficacité du milieu. L'installation utilisée pour les essais en milieu corrosif aqueux est montrée (figure 49).

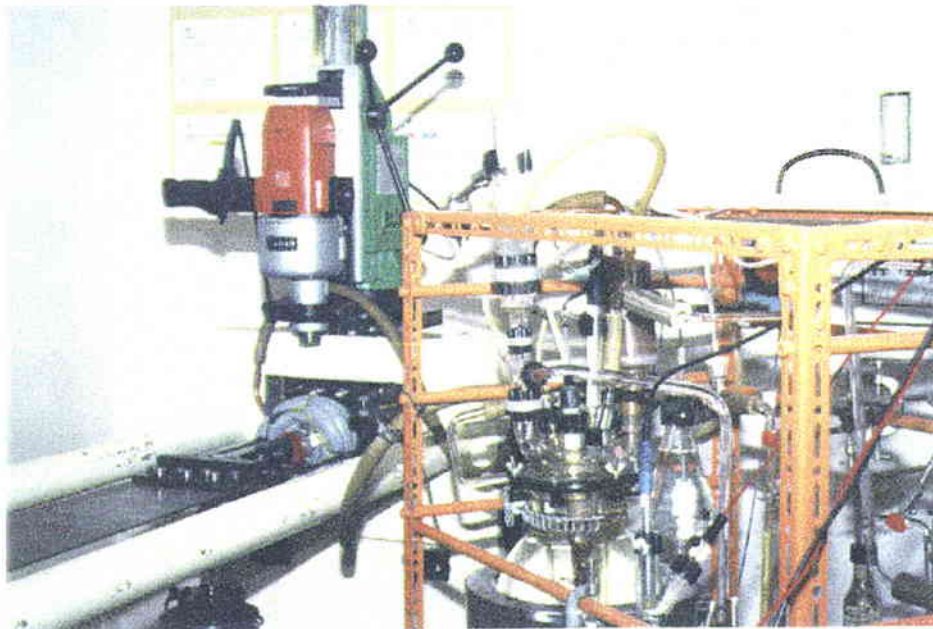


Figure 49 : Photo de l'installation lors des essais en milieu aqueux

Les matériaux et les éprouvettes sont les mêmes que dans les autres campagnes d’essais. Le tableau 25 rappelle les paramètres d’essais.

Traction statique kN	couple torsion (N.m)	Jeu doigts	Chan- frein	Rugosité faces Ra (µm)	Ø alésage mm	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches	Largeur Disque (mm)
90	0	N1	sans	3,2	12	3,2	N1	52

Tableau 25 : Paramètres d'essais en milieu corrosif aqueux.

B. Résultats

Les essais en milieu aqueux sont effectués afin de quantifier l'effet de l'environnement sur le comportement en fatigue de l'assemblage ailette/disque. La figure 50 montrent les éprouvettes avant et après essai.

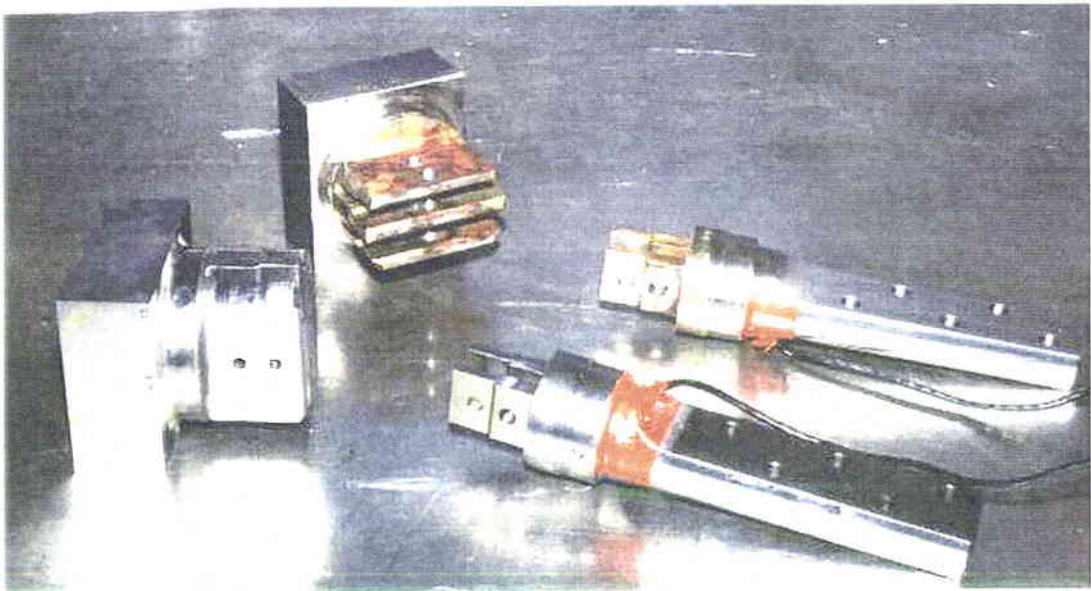


Figure 50 : Epreuves avant et après essai

La limite d'endurance déterminée est $\epsilon_{D \text{ mil aq.}} = 70\mu\text{def}$ avec un écart type de $\epsilon_s=5 \mu\text{def}$. Cette valeur est obtenue avec un critère d’arrêt de 3.10^7 cycles, tableau 26.

Détermination de la limite d'endurance par la méthode de l'escalier

Etude	: ATTACHES A DOIGTS	Eprouvette	: Ailette
Matière	: Z 21 CNDV 12-01	Milieu	: H ₂ O+1g/l NaCl
Sollicitation	: Flexion + Traction statique	pH	: 5.5 - 6.5
Machine	: Banc de Fatigue	Température	: 60°C

ϵ_a $\mu\text{def.}$	Ordre des essais												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
80						X				X			
70			X		O		X		O		O		
60		O		O				O					
50	O												
Repère	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
Nombre de cycles (*1000)	30 000	30 000	25 040	30 000	30 000	5 660	3 757	30 000	30 000	8 300	30 000		

σ_{moy} (MPa) : Traction Statique
 $\text{Pas } (\mu\text{def.})$: 10
Fréq. (Hz) : 60
Censure : 3E7 cycles

$N = \sum N_i = 4$
 $A = \sum I_i N_i = 2$
 $B = \sum I_i^2 N_i = 2$

$\epsilon_D = 70 \mu\text{def.}$

$S = 5 \mu\text{def.}$

x = 4 rompues
o = 7 non rompues

Tableau 26 : Résultats du stair-case en milieu aqueux.

En cas de dimensionnement en fatigue avec une probabilité de 95% de non-rupture, les valeurs de $\epsilon_{D \text{ air}}$ et de $\epsilon_{D \text{ mil. aq.}}$ deviennent :

$\epsilon_{D \text{ air}} = 93 \mu\text{def}$
 $\epsilon_{D \text{ mil. aq.}} = 62 \mu\text{def}$

La chute provoquée par le changement d'environnement est de 25% pour une probabilité de rupture de 0,5 et de 33% pour une probabilité de non-rupture de 0,95.

Il est noté sur l'éprouvette 3 une rupture avec un faciès à plus forte tendance intergranulaire. Cette éprouvette s'est rompue après $2,5 \cdot 10^7$ cycles. Ceci justifie notre choix de fixer le critère d'arrêt à $3 \cdot 10^7$ pour les essais en milieu aqueux. Cet événement montre l'absence de limite d'endurance à 10^7 pour cet acier dans ces conditions d'essais.



C. Conclusion

Après avoir déterminé la limite d'endurance, à l'air, de la liaison d'attaches à doigts d'ailettes de turbine à vapeur, nous avons effectué une série d'essais à 60°C en milieu corrosif aqueux.

Nous avons mis en évidence l'influence de l'environnement sur la durée de vie en fatigue de l'assemblage.

Nous montrons une réduction de 25% sur les valeurs médianes des limites d'endurance provoquée par le passage du milieu ambiant au milieu aqueux à 60°C. Cette perte de vie est à attribuer à la sensibilité du matériau à l'oxygène, aux chlorures contenues dans la solution et à la température de 60°C.



Chapitre 3 :

ETUDE EXPERIMENTALE

Troisième partie :

**EXPLOITATION DES
FACIES DE RUPTURE**

*Troisième partie :***EXPLOITATION DES FACIES DE RUPTURE****I. INTRODUCTION**

Dans cette partie, nous présentons les résultats des examens effectuées sur les faciès de rupture des ailettes. Cette analyse permet de valider, avec les premiers essais, le bon fonctionnement du banc de fatigue. En effet, les faciès de rupture observés sur les éprouvettes d'essais sont en général très proches de ceux des ailettes rompues en service.

Le nombre élevé d'analyses sur le type de rupture a permis de comparer, avec beaucoup de recul, le mode de ruine généré par la simulation des conditions de service.

II. RUPTURES EN SERVICE

Dans ce paragraphe, nous parcourrons les étapes et outils d'une analyse post mortem après rupture en service.

A. Ailettes fissurées ou rompues

Les ailettes fissurées présentent 3 doigts d'attache comportant 2 lignes de broche (1ère ligne côté pale et 2ème ligne coté disque), figure 51.

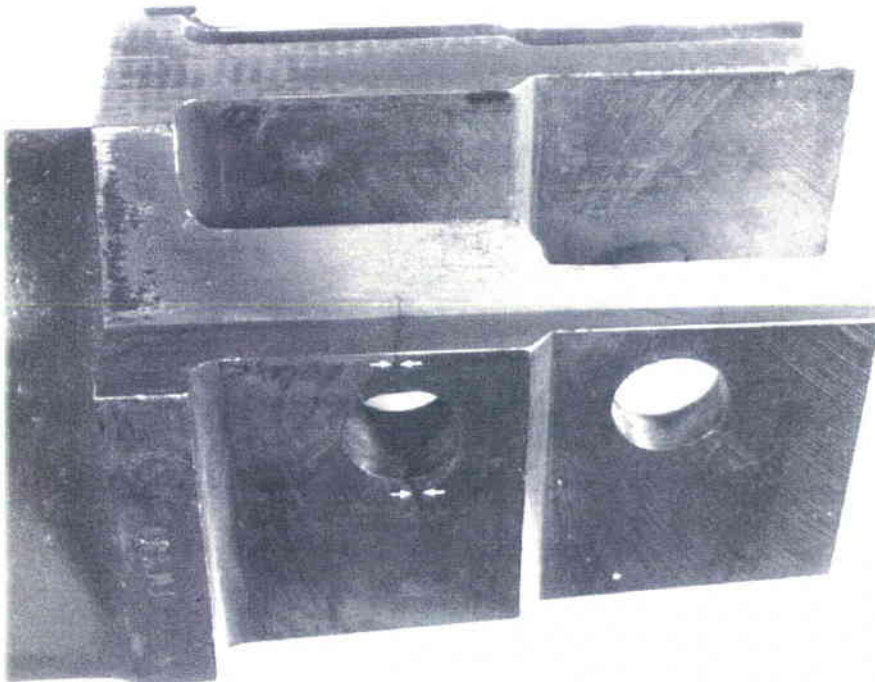


Figure 51 : Ailette rompue en service

Le montage avec précontrainte de torsion assure un contact permanent sur les faces obliques côté entrée vapeur. Un jeu existe entre toutes les autres faces dans l'état normal, pour toutes les conditions de fonctionnement.

Les ailettes sont en acier inoxydable martensitique à 12 % Cr de nuance Z21CDNV12-01.

B. Rupture

Les ailettes examinées présentent les endommagements suivants :

- ailette 1 : rupture d'une partie du chapeau et double fissuration au niveau du trou de broche (1ère ligne entrée vapeur),
- ailette 2 : rupture au niveau du trou de broche (1ère ligne côté sortie vapeur),
- ailette 3 : fissuration au niveau du trou de broche (1ère ligne côté entrée vapeur),
- ailette 4 : fissuration au niveau du trou de broche (2ème ligne côté entrée vapeur),
- ailette 5 : fissuration au niveau du trou de broche (1ère ligne - côté entrée vapeur),
- Les ailettes 6 et 7 non endommagées ont également été sélectionnées pour l'analyse.

Nous avons effectué **les examens macrographiques** :

- des doigts fissurés après ressuage au pénétrant rouge,
- des surfaces de rupture de doigt et chapeau cassés ainsi que des fissures de doigt de pied après ouverture,
- des surfaces d'appui mutuel des chapeaux.

Les examens fractographiques

- de toutes les surfaces de rupture et de la face centrale d'appui côté intrados du chapeau, à la loupe binoculaire et au microscope électronique à balayage (MEB) avec analyse locale en spectrométrie par dispersion d'énergie (EDS).

Les examens micrographiques

- des doigts fissurés ou rompus : les prélèvements ont été réalisés de telle façon que le plan d'observation micrographique soit parallèle à la face externe du doigt fissuré ou cassé et traverse la zone présumée d'initiation,
- du chapeau (aillette 1 uniquement) : plan d'observation micrographique parallèle au dessus du chapeau et traversant la zone présumée d'initiation (environ à mi-épaisseur du chapeau).

Les échantillons ainsi prélevés sont enrobés à chaud, polis sur machine "ABRAMATIC" de STRUERS et observés au microscope optique avant et après attaque au réactif de CATELLA.

C. Duretés

Des mesures de dureté Vickers sous 30 kg (HV30) sont pratiquées sur tous les échantillons micrographiques à proximité des surfaces de cassure ainsi que sur la surface externe polie du doigt d'ailette côté sortie vapeur de l'ailette 6.

D. Analyses chimiques

L'analyse chimique des matériaux des ailettes 1 et 2 est réalisée afin de vérifier leur conformité à la spécification.

Les résultats montrent une adéquation parfaite avec les compositions requises

E. Essais mécaniques

Deux essais de traction et trois essais de résilience (KCV) sont effectués sur des éprouvettes prélevées dans la pale des ailettes 1, 2, 3, 4 et 6 afin de vérifier la conformité des caractéristiques mécaniques des matériaux à la spécification.

Les résultats de ces essais permettent de dire que les caractéristiques mécaniques sont conformes.

F. Rugosités

Sur tous les doigts d'ailettes fissurés et ceux situés côté entrée vapeur et sortie vapeur des ailettes non endommagées, des mesures de rugosité dans les alésages (1ère et 2ème lignes de broche) et sur les 2 faces (externe et interne) sont réalisées.

Les résultats de ces mesures ne sont pas très différents des valeurs imposées même si localement on peut noter une détérioration de l'état de surface sur certains trous de broches.

G. Conclusion

Après 6509 heures de fonctionnement et 37 démarrages, de nombreuses ailettes des roues 1 des trois corps de la turbine sont trouvées fissurées ou rompues au niveau de leurs doigts d'attache et/ou de leur chapeau.

Les résultats de l'analyse de 5 ailettes des corps 2 et 3 représentatives des endommagements constatés, et de deux ailettes non endommagées, conduisent aux conclusions suivantes :

- la rupture et les fissurations des doigts d'attache résultent également d'un processus de fissuration par fatigue amorcée au niveau de l'angle vif formé par l'intersection du trou de broche avec la surface externe ou à proximité de celui-ci dans l'alésage.
- le pourcentage anormalement élevé de fissurations des doigts d'attache au niveau de la 2ème ligne de broche de la roue 2 traduit très vraisemblablement un

problème d'usinage et/ou de montage ayant eu pour effet une surcharge au niveau de cette 2ème ligne.

- les duretés, compositions chimiques et caractéristiques mécaniques du matériau de toutes ces ailettes sont comparables et conformes à la spécification définissant la nuance d'acier utilisée.

Une étude similaire est effectuée sur d'autres ailettes de la même turbine. La conclusion de l'analyse est la suivante :

Après environ 6500 h de service, plusieurs ailettes des premières roues des corps BP de la turbine à vapeur ont présenté des ruptures au niveau de leur chapeau et/ou d'un de leur doigt d'attache.

L'analyse métallurgique de plusieurs ailettes de la 1ère roue des flux 1 et 2 du corps 1 montre :

- une rupture des chapeaux par fatigue sous contrainte moyenne peu élevée et grand nombre de cycles. Les amorçages des fissures ont pu être favorisés par l'existence de phénomènes de fretting au niveau des deux faces d'appui concernées côté intrados. Une facilité de la propagation de ces fissures par la présence de corrosion n'est pas à exclure bien qu'aucun agent corrosif n'ait été retrouvé par microanalyse E.D.S. (Energy Dispersive Spectrometry).
- une fissuration par fatigue également à grand nombre de cycles du doigt d'attache côté sortie vapeur au niveau de la 1ère ligne de broche.
- des caractéristiques chimiques et mécaniques de l'acier des ailettes conformes à celles spécifiées avec toutefois des conditions de traitement thermique favorisant des ségrégations intergranulaires à l'origine de certains faciès de rupture inhabituels.

III. SURFACES DE RUPTURE DES EPROUVETTES D'ESSAIS A LA LOUPE BINOCULAIRE

Après chaque essai, les doigts des ailettes sont observées à la loupe binoculaire. Des photos de face et de profil de la fissure sont réalisées (figures 52 et 53). Ensuite, la fissure est ouverte et la surface de rupture est caractérisée (figure 54).

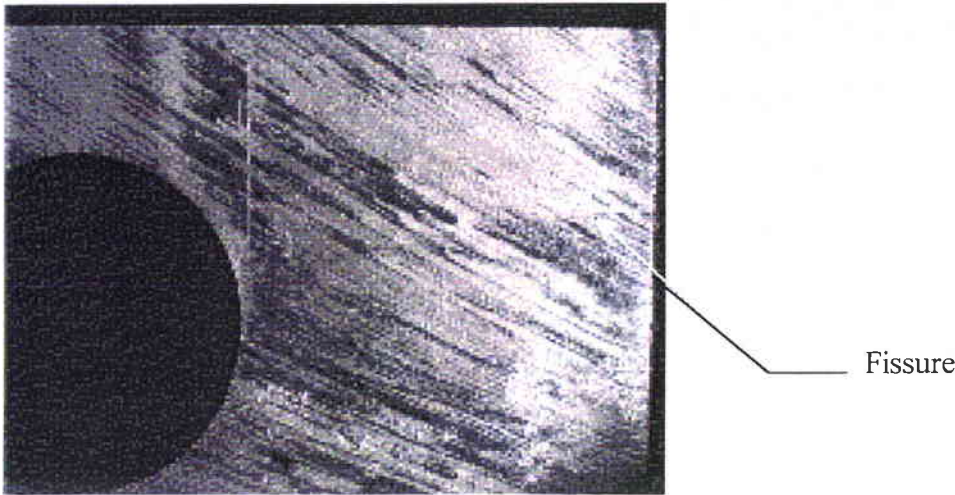


Figure 52 : Fissures de fatigue ($G \approx 5,5$)

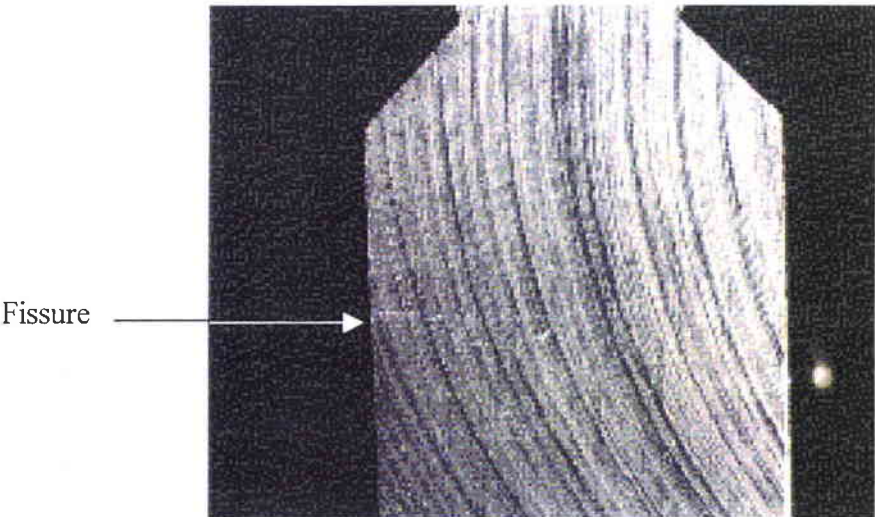


Figure 53 : Vue de profil de la fissure ($G \approx 5,5$)

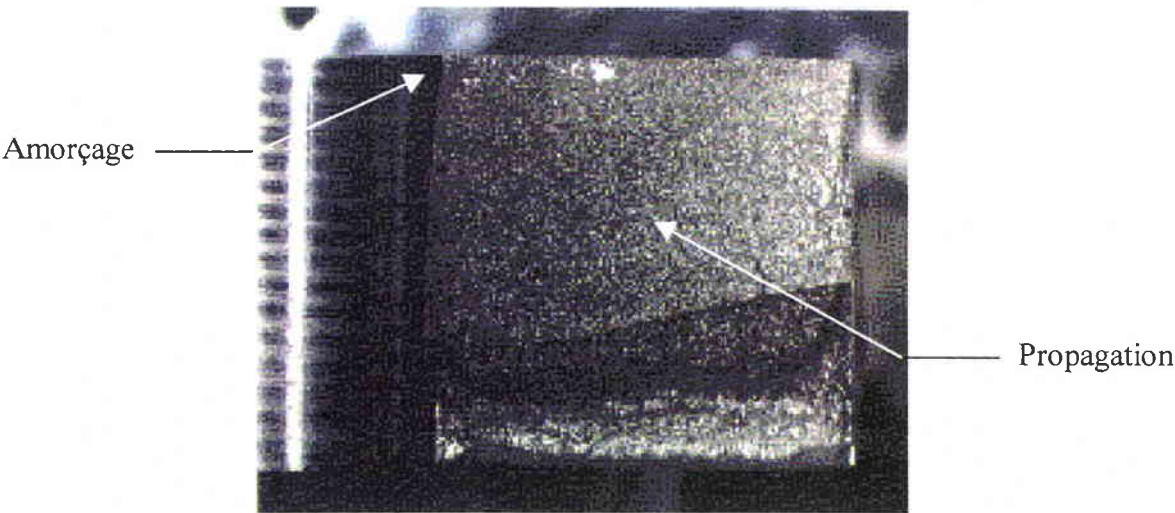


Figure 54 : Faciès de rupture ($G \approx 5,5$)

Ces examens permettent de vérifier le processus de ruine par fatigue avec amorçage sur le trou de broche et de confirmer l'identité du mode de ruine avec celui observé en service.

IV. SURFACES DE RUPTURE AU MICROSCOPE ELECTRONIQUE A BALAYAGE

Après observation à la loupe binoculaire, les surfaces de rupture sont examinées au microscope électronique à balayage.

Après les essais du second plan d'expériences, nous avons systématiquement effectué une analyse des surfaces de rupture au Microscope Electronique à Balayage.

A. Exploitation des faciès de rupture des éprouvettes du plan d'expériences N°2

Les faciès de rupture des 16 éprouvettes du plan d'expérience sont observés au MEB. Les lieux d'amorçage sont déterminés (figure 55), ainsi que les trajets et le mode de propagation.

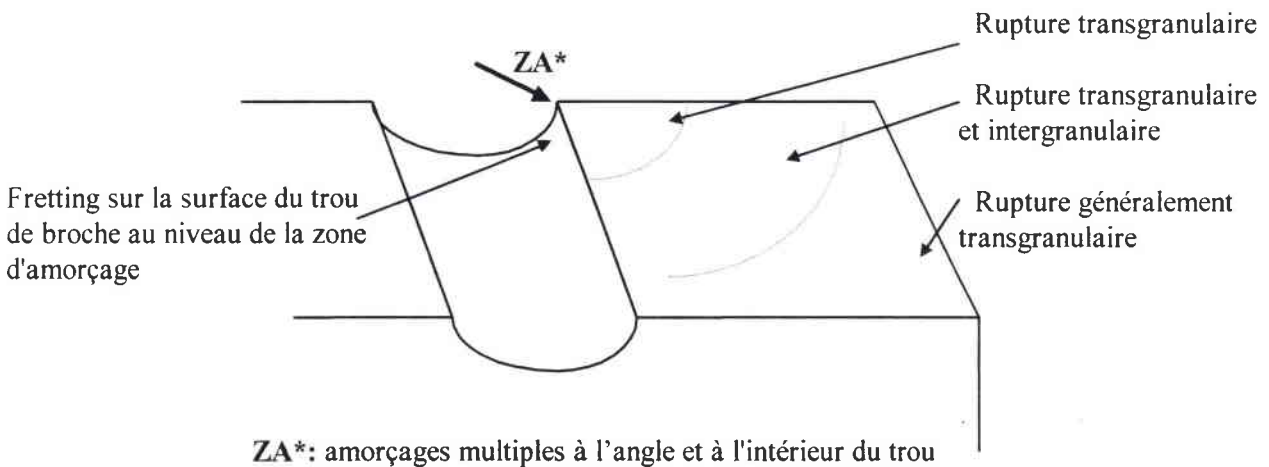


Figure 55 : Aspect général de la surface de rupture

Le type de rupture est généralement transgranulaire avec des plages intergranulaires dans la zone de propagation. Les faciès de rupture (figures 56, 57, et 58) sont donnés à titre d'exemple.

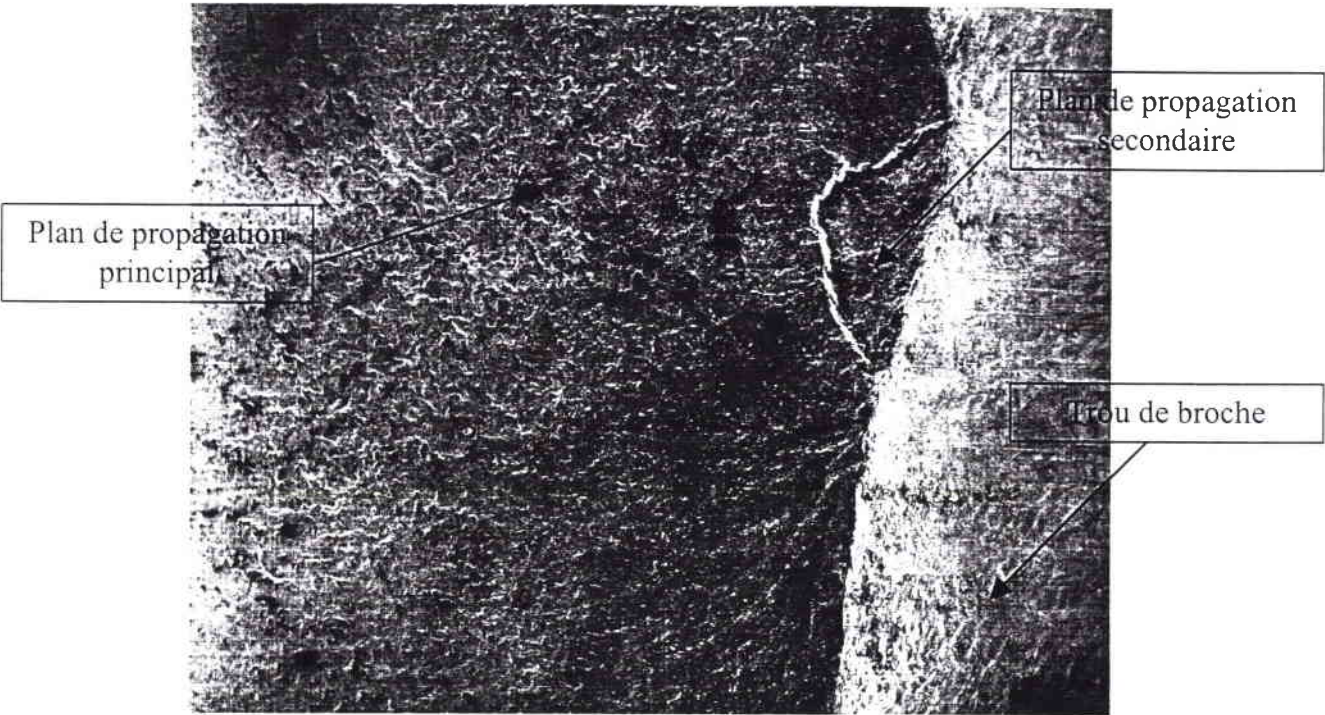


Figure 56 : Faciès de rupture au MEB ($G \approx 20$)

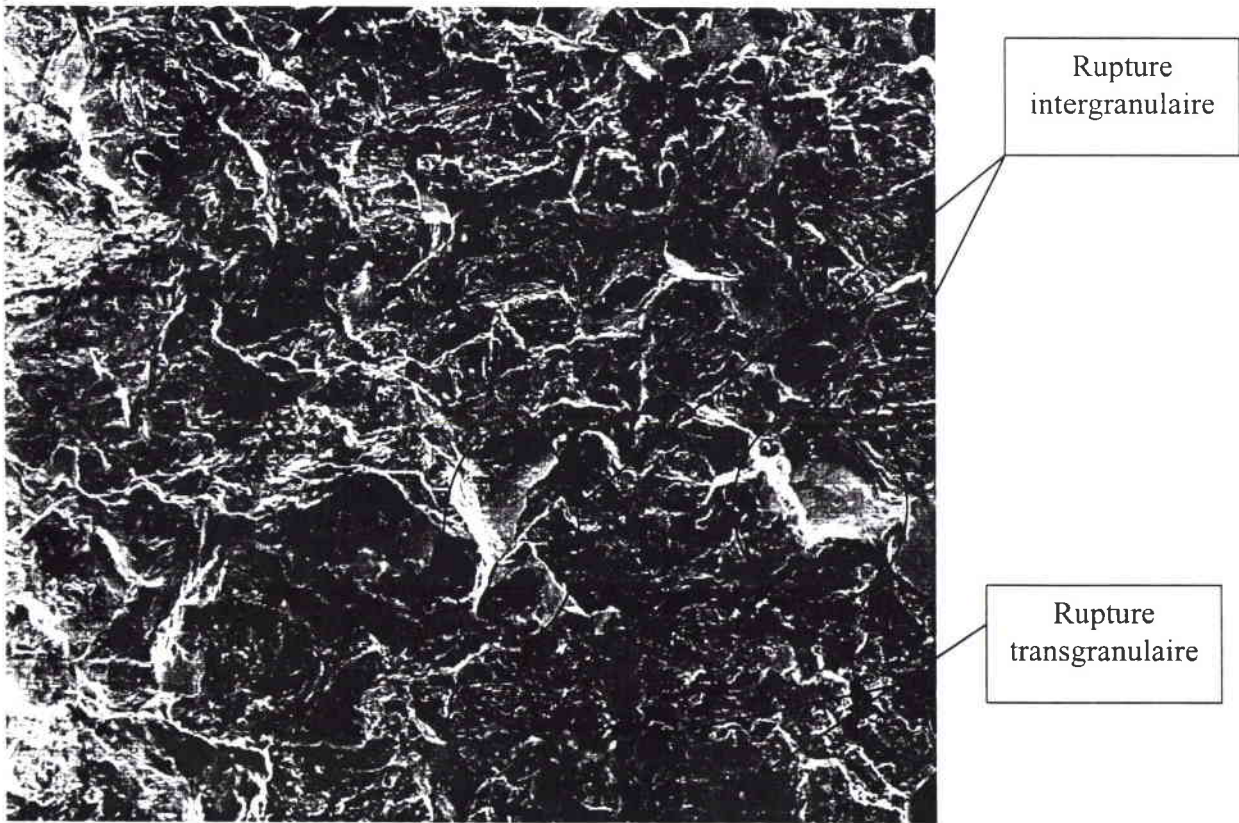


Figure 57 : Faciès de rupture au MEB ($G \approx 200$)

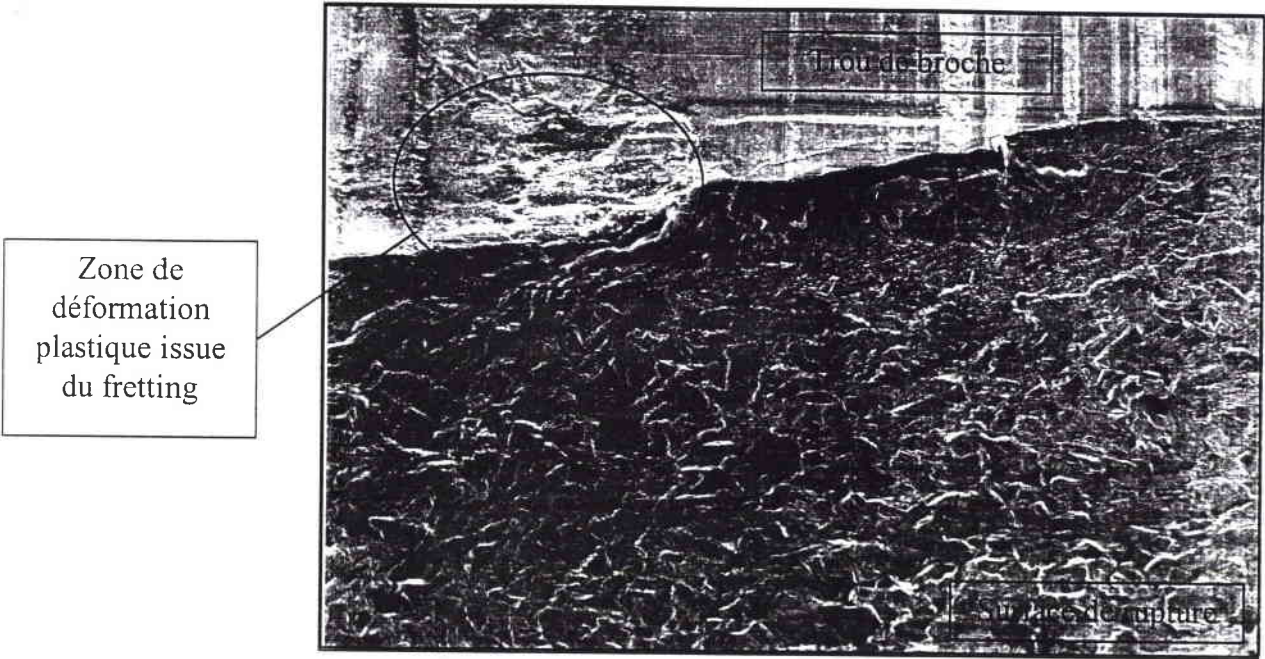


Figure 58 : Faciès de rupture de l'ep. 11 au MEB ($G \approx 50$)

On note sur certaines éprouvettes (ligne 11 par exemple, figure 58), dans le trou, à l'amorçage, une déformation plastique hétérogène bien localisée. L'aspect de l'amorçage est comparé à celui des ailettes rompues en service. Tous les résultats sont résumés dans le tableau 27.

Ligne du plan	Observations	Similitude avec ruptures sur pièces réelles
1	- Rupture sur le doigt supérieur, ligne extérieure - Eprouvette avec chanfrein - Amorçage dans le trou de broche - Amorçage sur défauts de surface important : stries d'usinage et fretting - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Non
2	- Rupture sur le doigt supérieur, ligne extérieure - Eprouvette avec chanfrein - Amorçage en surface externe - Zone d'amorçage très matée - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Non
3	- Rupture sur le doigt inférieur, ligne intérieure - Eprouvette avec chanfrein - Amorçage dans l'angle - Amorçage sur défauts de surface important : stries d'usinage	Oui
4	- Rupture sur les doigts supérieur et inférieur au niveau du chanfrein des doigts - Eprouvette avec chanfrein - Amorçages multiples en surface externe près de l'angle avec la face opposée au trou de broche - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Non

5	- Rupture sur le doigt inférieur, ligne extérieure - Amorçage dans l'angle en surface externe - Mauvais état de surface du trou de broche - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Oui
6	- Rupture sur le doigt inférieur, ligne inférieure - Amorçage dans le trou de broche - Pas de défaut de surface important - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Non
7	- Rupture sur le doigt inférieur, ligne intérieure - Amorçage dans le trou de broche - Amorçage sur défauts de surface important : stries d'usinage - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Oui
8	- Rupture sur le doigt inférieur, ligne extérieure - Amorçages multiples dans l'angle et dans le trou de broche - Mauvais état de surface du trou de broche - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Oui
9	- Rupture sur le doigt supérieur, ligne extérieure - Amorçage en surface externe - Zone d'amorçage très matée - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Non
10	- Rupture sur le doigt supérieur, ligne extérieure - Amorçage dans le trou de broche - Amorçage sur défauts de surface important : stries d'usinage et fretting - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Non
11	- Rupture sur le doigt supérieur, ligne extérieure - Amorçages multiples dans le trou de broche, fissure secondaire - Amorçage sur défauts de surface important : stries d'usinage et fretting - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Oui
12	- Rupture sur le doigt supérieur, ligne intérieure - Amorçage dans l'angle - Mauvais état de surface du trou de broche - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Oui
13	- Rupture sur le doigt inférieur, ligne intérieure - Eprouvette avec chanfrein - Amorçage dans le trou de broche - Pas de défaut de surface important - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Oui
14	- Rupture sur le doigt inférieur, ligne extérieure - Eprouvette avec chanfrein - Amorçage dans le trou de broche - Amorçage sur défauts de surface important : stries d'usinage et fretting - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Non

15	- Rupture sur le doigt supérieur, ligne extérieure - Eprouvette avec chanfrein - Amorçage dans le trou de broche - Amorçage sur défauts de surface important : stries d'usinage et fretting - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Non
16	- Rupture sur le doigt supérieur, ligne intérieure - Eprouvette avec chanfrein - Amorçage dans le trou de broche - Amorçage sur défauts de surface importants : stries d'usinage - Plages de rupture intergranulaire dans la zone de propagation	Oui

Tableau 27 : Résultats de l'observation au MEB des éprouvettes du second plan d'expériences

Des études et analyses complémentaires sont effectuées afin d'expliquer certains résultats comme l'influence du chargement en traction. Pour cela, les microduretés locales au niveau de l'amorçage sont mesurées.

1. Microduretés

Les mesures de microduretés locales sont effectuées pour vérifier l'écrouissage dans la zone d'amorçage et de contact avec la broche. Un schéma montrant les lieux de mesure est joint (figure 59).

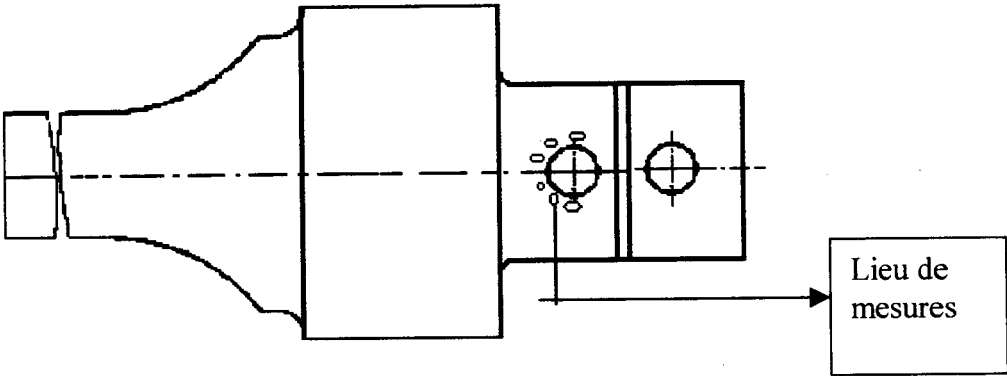


Figure 59 : lieux des mesures de microduretés

Les résultats sont résumés dans le tableau 28.

DURETE HV 0,02			
Ligne du plan	Dureté minimale	Dureté maximale	Dureté moyenne
1	267	289	272
2	216	276	242
3	252	300	290
4	214	256	241
5	193	245	224
6	235	254	247
7	196	241	223
8	201	236	219
9	213	240	223
10	237	260	251
11	230	385	293
12	228	270	245
13	208	263	235
14	216	273	251
15	288	358	312
16	221	252	236

Tableau 28 : Résultats de mesures de microduretés

On ne note aucune différence entre les ailettes chargées à 90 kN et à 180 kN. Un examen micrographique est effectué.

2. Examen micrographique

Les échantillons prélevés sur les lieux des ruptures (zone d'amorçage) sur les attaches sont enrobés à chaud puis polis sur la polisseuse ABRAMATIC suivant la gamme acier jusqu'au papier P1000 et ensuite au diamant 3 μ m, et 1 μ m avant d'être attaqués au réactif de CATELLA.

Après observation deux aspects sont distingués :

- Groupe 1 : la surface des trous est écrouie. C'est le cas des lignes 1 à 8 (chargée à 180kN), 11, 15 et 16 (90kN).
- Groupe 2 : la surface des trous n'est pas écrouie. C'est le cas des autres lignes.

Quelques micrographies sont jointes à titre d'exemples (figure 60 et 61).

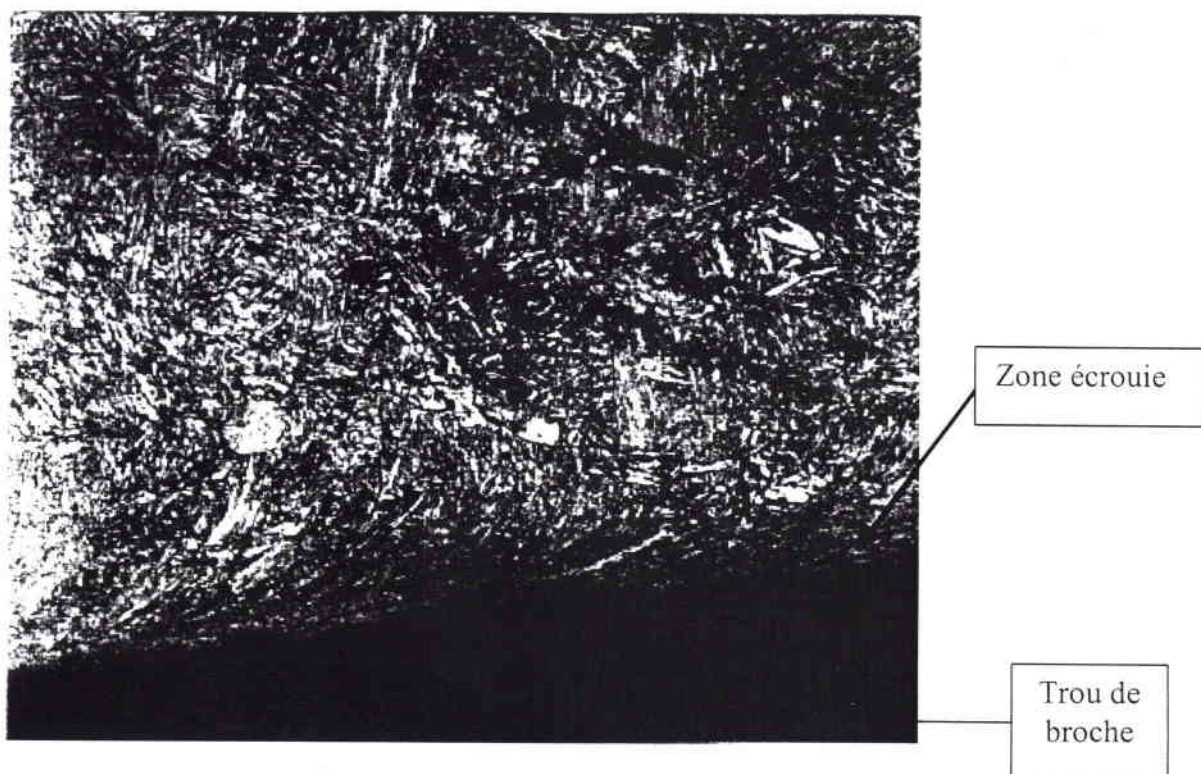


Figure 60 : Micrographie de l'éprouvette 11 : Groupe 1 ($G \approx 200$)

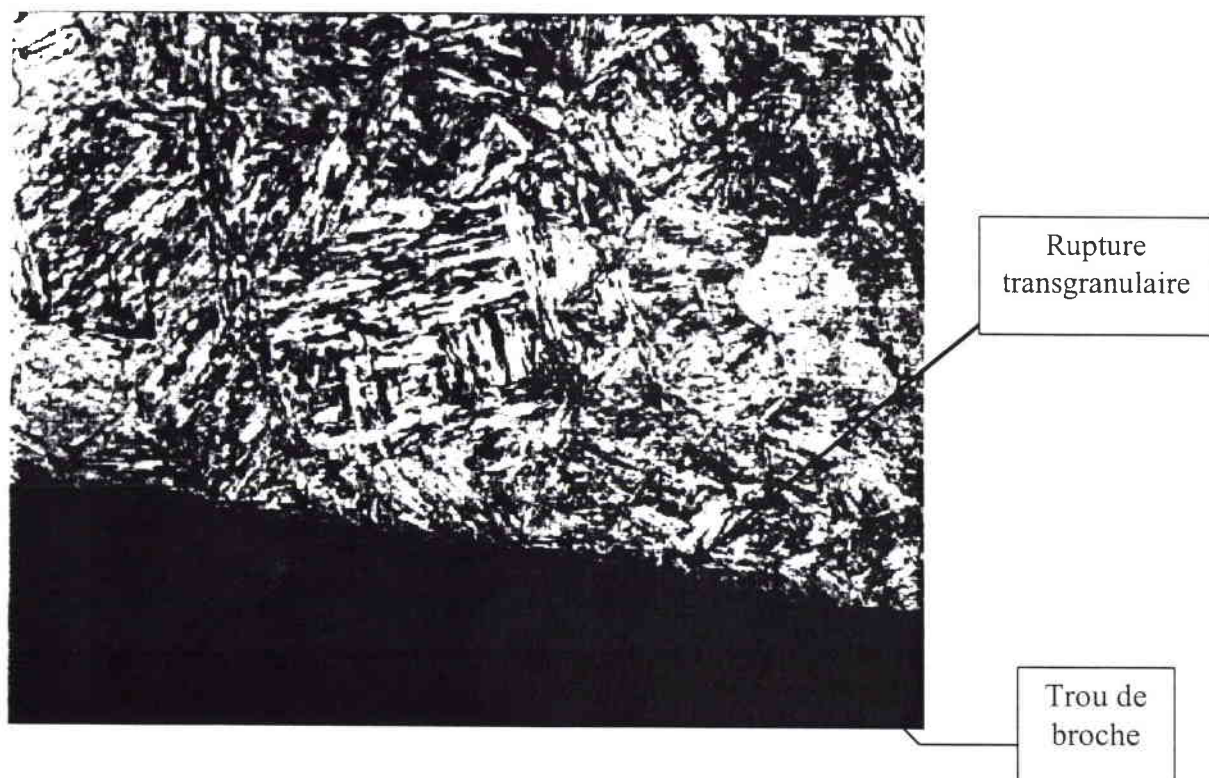


Figure 61 : Micrographie de l'éprouvette 14 Groupe 2 ($G \approx 200$)

Les examens effectués pour expliquer l'influence du taux de traction statique ne permettent pas de conforter les résultats du plan d'expériences, même si on note un

écrouissage plus important sur les éprouvettes chargées à 180kN. C'est pourquoi ce paramètre est étudié de nouveau, avec l'outil d'alésage, suivant la méthode de l'escalier.

Après la détermination des limites d'endurance, par la méthode de l'escalier, une exploitation des faciès de rupture est effectuée sur les éprouvettes rompues.

B. Exploitation des faciès de rupture des éprouvettes de l'étude de l'influence du taux de traction et de l'outil d'alésage

Les faciès de rupture sont observés au microscope électronique à balayage. Les lieux d'amorçage sont déterminés ainsi que les trajets et modes de propagation. Le type de rupture est généralement intragranulaire avec des plages intergranulaires dans la zone de propagation. L'aspect de l'amorçage est comparé à celui des ailettes rompues en service. Tous les résultats sont résumés dans le tableau 29.

Repères	Groupes	Faciès * Z.A.→Propagation	Distance inter stries (µm)	Amorçage		Amorçage			Compatibilité avec le service
				simple	multiple	Trou	surface ext	Angle	
						La zone d'amorçage est située dans l'angle extérieur du doigt loin du trou de broche			Non
4	1	type 1 - 2 - 3	≈ 0.5	Oui					Non
5	1	type 1 - 2 - 3	≈ 0.5 à 1	Oui					Non
6	1	type 1 - 2 - 3	≈ 0.5 à 1		Oui (?)				Non
7	1	type 1 - 2 - 3	1 à 1.5	Oui					Non
9	1	type 1 - 2 - 3	≈ 1.5	Oui					Oui (1)
12	2	type 1 - 3 - 2	0.5 à 1		Oui	X			Oui (1)
14	2	type 1 - 3 - 2	0.5 à 1		Oui	X			Oui (1)
15	2	type 1 - 3 - 2	0.5 à 1		Oui (?)	X			Oui (1)
18	3	type 1 - 3 - 2	≈ 1	Oui		X			Oui (1)
19	3	type 1 - 3 - 2	≈ 1	Oui		X?		X?	Oui (1)
22	3	type 1 - 3 - 2	≈ 1		Oui	X			Oui (1)
26	4	type 1 - 2	1 à 1.5	Oui			X	X	Oui
27	4	type 1 - 2	1 à 1.5	Oui		X			Oui
28	4	type 1 - 2	1 à 1.5		Oui	X			Oui
31	5	type 1 - 2	1 à 1.5	Oui					Oui
32	5	type 1 - 3 - 2	1 à 1.5		Oui				Oui
34	5	type 2	0.5 à 1		Oui	X			Oui
35	5	type 1 - 3 - 4	1 à 1.5		Oui	X		X?	Non (2)

Tableau 29 : Résultats de l'observation au MEB des éprouvettes de l'influence du taux de traction et de l'outil d'alésage.

* Faciès de rupture :

Type 1 : Rupture transgranulaire

Type 2 : Rupture transgranulaire avec quelques plages intergranulaires

Type 3 : Rupture mixte inter et transgranulaire

Type 4 : Rupture mixte inter et transgranulaire, clivage.

(1) : En service on n'observe pas de rupture avec un caractère intergranulaire si marqué.

(2) : En service on n'observe pas de clivage.

Comparés aux essais du plan d'expériences (Locati), les faciès obtenus sur cette étude comportent des plages intergranulaires plus larges. Nous pouvons expliquer ceci par le type de chargement. En effet, lors des essais Locati, le taux de chargement et donc la vitesse de fissuration, sont plus grandes. On en conclut que plus le chargement est élevé, plus on a de plages transgranulaires sur le faciès (figures 62 et 63).

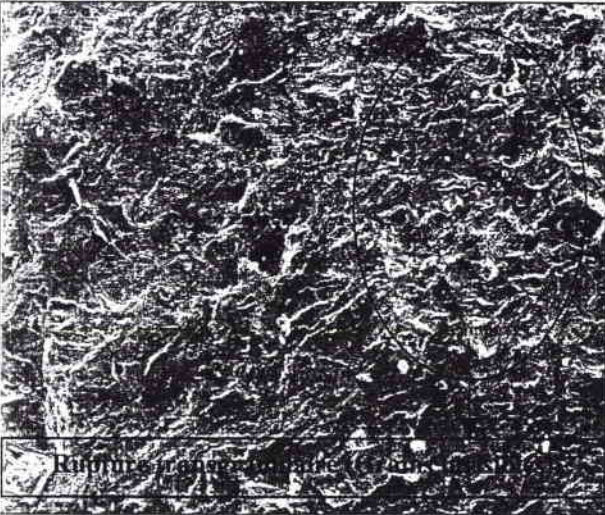


Figure 62 : Faciès « Locati » ($G \approx 60$)

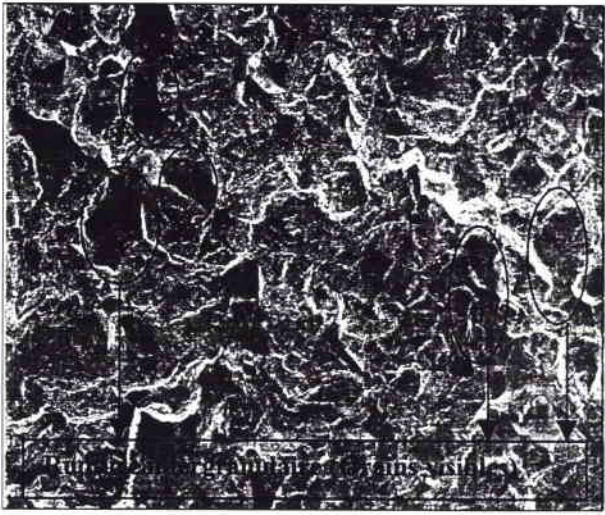


Figure 63 : Faciès « Escalier » ($G \approx 60$)

Ce phénomène peut s'expliquer physiquement par le temps d'exposition différent et par le fait qu'on ait assez d'énergie pour casser le grain quand le taux de chargement est élevé. Dans le cas contraire, le déchirement suit le trajet des défauts (entre les grains) avec un temps d'exposition plus long, d'où un faciès intergranulaire plus prononcé.

C. Exploitation des faciès de rupture des éprouvettes d'essais $Ra > 5\mu m$

Les éprouvettes rompues repérées 1, 6, 7 et 11 sont examinées au microscope électronique à balayage. Les résultats regroupés dans le tableau 30 font l'objet des figures 64 à 67.

Repère	N° de figure	Observations
1	64	Amorçage présumé dans l'angle Rupture transgranulaire avec quelques facettes intergranulaires
6	65	Amorçages dans le trou de broche Rupture mixte inter et transgranulaire sur la 1 ^{ère} moitié de la zone de propagation Zone de fretting Présence d'une ligne radiale à l'amorçage indiquant la présence de 2 zones de propagation
7	66	Amorçage dans le trou de broche Rupture mixte inter et transgranulaire sur la 1 ^{ère} moitié de la zone de propagation. Ensuite, la rupture est globalement transgranulaire.
11	67	Amorçage dans le trou de broche Rupture mixte (idem repère 6 et repère 7)

Tableau 30 : Résultats d'examen des surfaces de rupture des éprouvettes au MEB

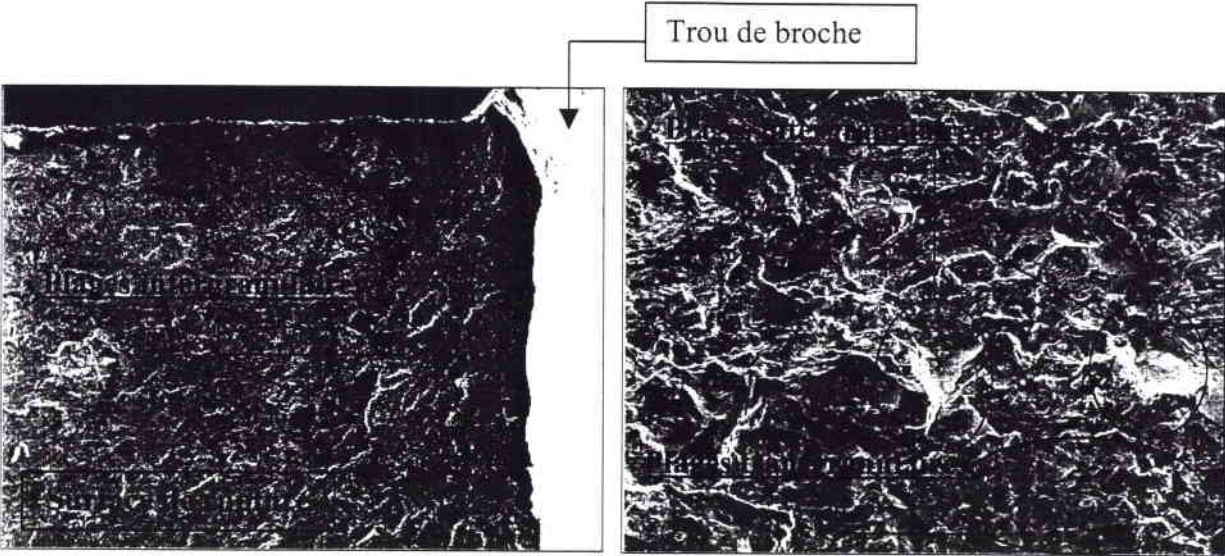


Figure 64 : Observation de l'éprouvette 1 au MEB ($G \approx 60$)

Figure 65 : Observation de l'éprouvette 6 au MEB ($G \approx 120$)

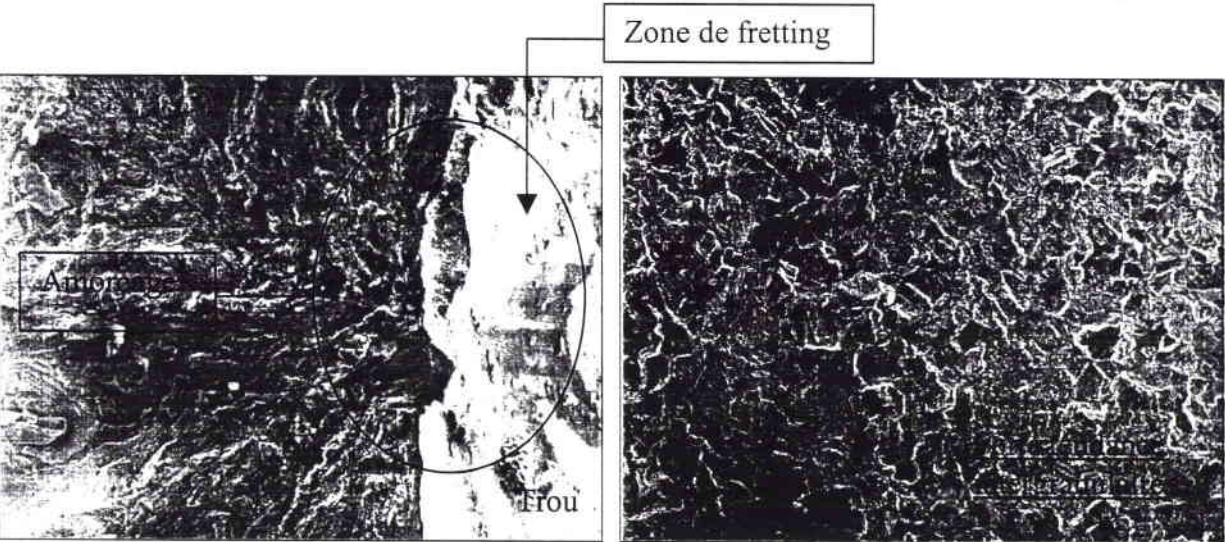


Figure 66 : Observation de l'éprouvette 7 au MEB ($G \approx 120$)

Figure 67 : Observation de l'éprouvette 11 au MEB ($G \approx 60$)

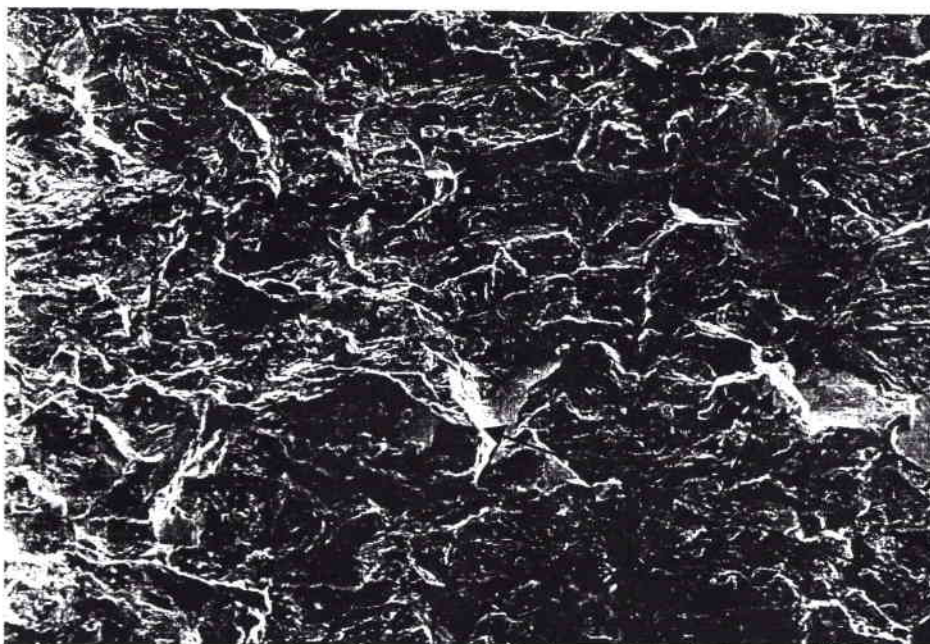
D'une manière générale on constate sur toutes les éprouvettes une propagation mixte : intergranulaire et transgranulaire sur la première partie de la surface de rupture puis une fin de propagation globalement transgranulaire.

Les zones d'amorçage se situent dans le trou de broche ou à l'angle. Ces faciès de rupture et ces types de propagation sont similaires aux surfaces de rupture observées sur les doigts d'ailettes rompues en service.

D. Essais en milieu aqueux

Le type de faciès de rupture à l'air et en milieu aqueux est globalement le même. En effet, plusieurs essais ont montré que l'air est un milieu corrosif et ne constitue donc pas un milieu de référence. Pour voir l'influence de l'environnement sur le faciès de rupture, il faudrait considérer le vide comme milieu de référence.

La surface de rupture obtenue est généralement transgranulaire avec des plages intergranulaires dans la zone de propagation. Dans la zone d'amorçage, située dans le trou ou à l'angle de sortie, une déformation plastique hétérogène est localisée (phénomène de fretting). Le faciès obtenu en milieu aqueux est légèrement plus émoussé (figure 68 et 69). Nous remarquons aussi que la rupture intergranulaire est plus importante. Ceci s'explique par le nombre de cycles plus important (temps d'exposition) en milieu corrosif.



Arêtes et
angles
saillants

Figure 68 : Faciès de rupture à l'air ($G \approx 200$)



Arêtes et
angles
arrondis

Figure 69 : Faciès de rupture en milieu aqueux ($G \approx 200$)

L'observation de faciès de rupture ne montre pas de piqûres de corrosion dans la zone d'amorçage. Cependant les faciès de rupture des éprouvettes en milieu aqueux présentent des lignes plus émoussées (arrondies) que ceux des essais à l'air. Sur ces derniers on note la présence d'arêtes et d'angles saillants.

Après avoir observé tous les faciès de rupture au microscope électronique à balayage, nous avons remarqué une zone de fretting. Sa taille est quantifiée et relié au chargement.

E. Quantification du fretting

La quasi totalité des éprouvettes testées présentent une zone de fretting dans la zone d'amorçage. Ce fretting est dû à un déplacement relatif de la broche par rapport à la surface du trou. Ce phénomène accélère la détérioration de la surface et donc l'amorçage des fissures de fatigue. Nous tenterons de relier la taille de cette zone de fretting aux conditions de chargement.

1. Mesure de la zone de fretting

Après l'observation au Microscope Electronique à Balayage, les faciès sont observés de nouveau à la loupe binoculaire (G = 50) avec une même disposition, et avec les mêmes agrandissements. Ceci met en évidence, sur chaque faciès, la surface de l'endommagement par fretting.

Pour quantifier cette surface de fretting, la technique de mesure par l'analyse d'images est utilisée. Il s'agit de noircir la surface à mesurer, de calculer la surface totale de la photo obtenue au MEB et d'utiliser un logiciel de traitement d'images pour établir le rapport surface noircie/surface totale.

Ainsi, nous obtenons la taille de la zone de fretting en multipliant ce rapport par la surface totale. Cette mesure est effectuée sur les ailettes rompues de l'étude de l'influence de l'état de surface et du taux de traction. Les résultats sont résumés tableau 31.

Repère des éprouvettes	12	14	15	19	22	26	27	28	31	32	34	35
Alésoir	N. R.	N. R.	N. R.	TIN	TIN	N. R.	N. R.	N. R.	TIN	TIN	TIN	TIN
Traction (kN)	90	90	90	90	90	180	180	180	180	180	180	180
Cont. Moy. (MPa)	144	144	144	144	144	288	288	288	288	288	288	288
Déformations (µdef.)	100	100	100	80	90	90	80	70	80	70	70	60
Effort Flexion (kN)	1,62	1,62	1,62	1,3	1,46	1,75	1,56	1,36	1,56	1,36	1,36	1,17
Mom. Flexion (N.m)	413,4	413,4	413,4	330,5	371,8	446,8	397	347,3	397	347,3	347,3	297,8
Cont. Glob. Flex. (MPa)	113,4	113,4	113,4	90,65	102	122,5	108,9	95,26	108,9	95,26	95,26	81,69
Cont. Loc. Flex.(MPa)	283,4	283,4	283,4	226,6	254,9	306,4	272,3	238,2	272,3	238,2	238,2	204,2
Cont. V. MISES (MPa)	243,5	243,5	243,5	213	227,9	357,8	344,3	331,9	344,3	331,9	331,9	320,9
Zone de fretting (mm²)	1,13	4,1	2	0,79	1,62	0,13	0,68	0,52	0,87	0,7	0,78	0,24

Tableau 31 : Taille de la zone de fretting et chargement sur chaque éprouvette.

A titre d'exemple, les photos de faciès de rupture sont reportées figures 70 et 71.

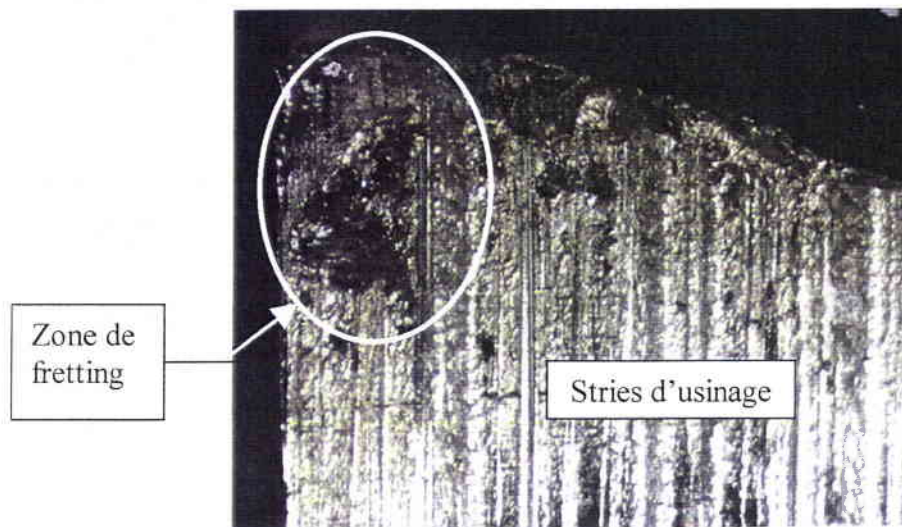


Figure 70 : Zone d'amorçage observée à la loupe binoculaire ($G \approx 50$)

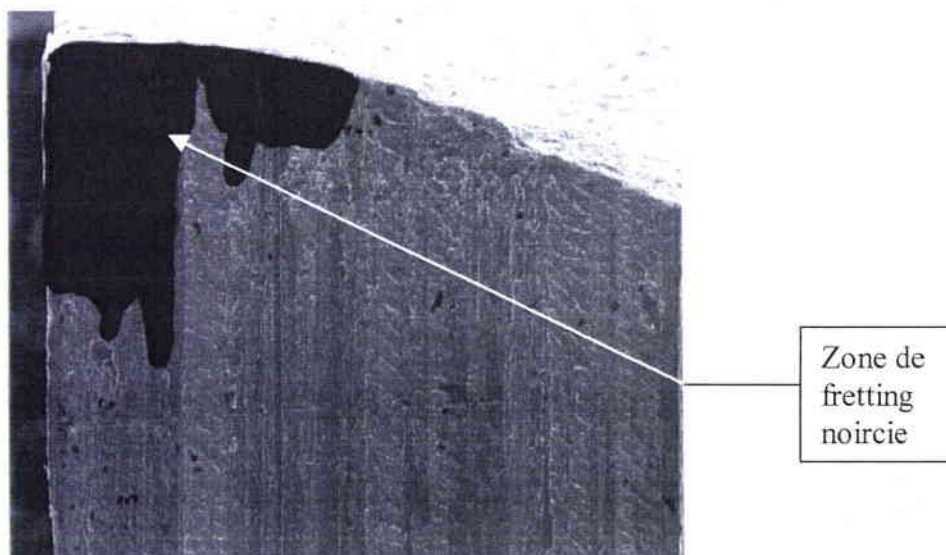


Figure 71 : Zone d'amorçage observée au MEB avec zone de fretting noircie ($G \approx 50$).

A proximité de l'amorçage de la fissuration, il est observé dans l'alésage une dégradation de l'état de surface par fretting, quantifiée par analyse d'images. La taille de la zone de fretting, favorisant l'amorçage des fissures, est mesurée sur toutes les éprouvettes rompues. Elle est corrélée au taux de chargement en traction (contrainte moyenne), à la contrainte de flexion cyclique imposée durant l'essai, et à la contrainte généralisée au sens de Von Mises.

La contrainte équivalente de Von Mises s'écrit :

$$\sigma_{eq_{Von\ Mises}} = \sqrt{\frac{3}{2} S:S}$$

Où S est le déviateur du tenseur des contraintes.

Les résultats de ces corrélations sont montrés, figure 72.

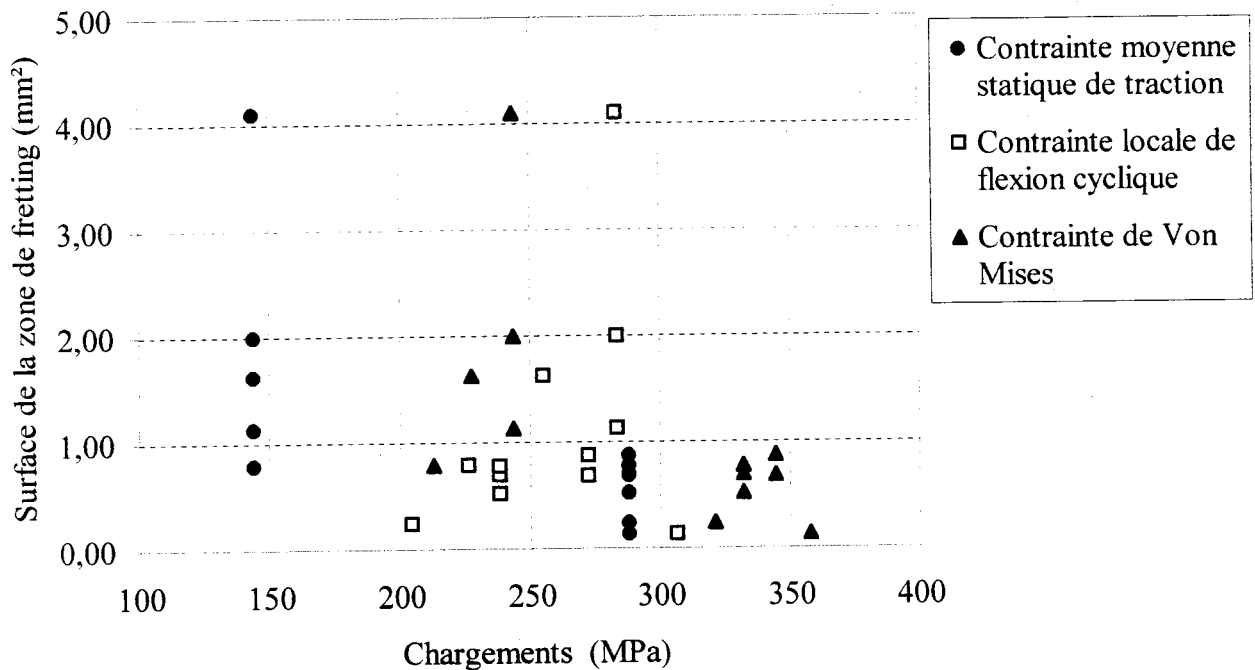


Figure 72 : Surface de la zone de fretting en fonction des chargements

Nous remarquons que :

- pour un chargement en traction statique de 90 kN (144 MPa), la surface de la zone de fretting est supérieure ou égale à 1 mm².
- pour un chargement de 180 kN (288MPa), sa valeur est moins dispersée et, est inférieure à 1 mm².
- Il est difficile d'établir une relation entre la valeur de traction statique et la taille de la zone de fretting.

Il n'existe aucune loi généralisable et simple entre la taille de la zone de fretting et les autres paramètres étudiés.

2. Conclusion sur la quantification de la zone de fretting

Une analyse des surfaces de rupture est effectuée sur les éprouvettes rompues. Les faciès de rupture sont observés à la loupe binoculaire $G = 50$ et la taille de la zone de fretting est mesurée par analyse d'images. Une corrélation entre la taille de zone de fretting et les conditions de chargement est recherchée. Une taille critique de 1 mm^2 a pu être observée. En effet, on a une taille de zone de fretting supérieure à 1 mm^2 pour un chargement en traction de 90 kN et inférieure à 1 mm^2 avec chargement de 180 kN. Des informations complémentaires pourraient être fournies par une quantification de la profondeur de fretting. On pourrait alors assimiler les défauts provoqués à des entailles ou à des fissures, pour appliquer un critère de propagation.

V. CONCLUSION

Dans cette partie nous avons décrit les étapes d'une analyse sur des fissurations d'attaches d'ailettes de turbines à vapeur à travers un exemple réel. Nous avons aussi explicité les résultats de l'exploitation des faciès de rupture effectuée par observation des éprouvettes rompues à la loupe binoculaire et au Microscope Electronique à Balayage. Les modes de ruine, zones d'amorçage, trajets de propagation et types de faciès sont mis en évidence. Une zone de fretting est observée sur plusieurs éprouvettes. Sa taille est corrélée au taux et à la nature des chargements. Une taille critique de 1 mm^2 est mise en évidence. La comparaison des faciès de rupture des essais Locati et des essais stair-case a permis de montrer que l'aspect transgranulaire du faciès dépend du taux de chargement et du temps d'exposition.

Chapitre 3 :

ETUDE EXPERIMENTALE

Quatrième partie :

DISCUSSION ET CONCLUSION

Quatrième partie :

DISCUSSION ET CONCLUSION

I. INTRODUCTION

Dans cette partie, nous discutons les résultats globaux des essais et énonçons les conclusions déduites des diverses campagnes d'expérimentation.

II. DISCUSSION

Nous avons effectué plusieurs types d'essais parcourus dans la deuxième partie de ce chapitre. Les résultats sont discutés en suivant le même plan.

A. Essais stair-case ligne 10

Ces essais sont effectués juste après la mise en service du banc et après validation du fonctionnement. Plusieurs améliorations sont ensuite apportées au dispositif expérimental (mesures de rugosités avant démarrage de l'essai, affichage en temps réel des conditions d'essais...).

L'estimation de la limite d'endurance ($\epsilon_D=100\mu\text{def}$) et de l'écart type ($s=5\mu\text{def}$) peuvent être remis en question à cause du nombre limité d'éprouvettes utilisées, faible pour l'exécution de la méthode selon les auteurs.

Le critère de fin d'essai (30% de déséquilibre de charge sur les deux doigts) devient moins adapté pour des chargements atteignant $100\mu\text{def}$. Ces essais permettent d'avoir une idée de la limite d'endurance de l'assemblage dans des conditions proches de celles en service.

Après avoir estimé la limite d'endurance, on trace la courbe de Wöhler.

B. Courbe de Wöhler de l'assemblage

Le but de ces essais est de faciliter la détermination de la limite d'endurance par la méthode de Locati. Neuf éprouvettes sont utilisées pour des points allant de 120 à $200\mu\text{def}$ de chargement (entre 1 et 2.10^6 cycles). Ceci permet d'effectuer une interpolation de type Basquin en terme de déformation. La limite d'endurance à 10^7 cycles ($\epsilon_D=100\mu\text{def}$, $s=5\mu\text{def}$), déterminée lors des essais précédents, est utilisée comme un point de la courbe. Le nombre réduit d'éprouvettes pour tracer la courbe de Wöhler peut compromettre sa précision entre 2.10^6 et 10^7 cycles.

Cette courbe, établie pour la ligne 10, est utilisée pour toutes les lignes du plan d'expériences en faisant l'hypothèse que son allure ne change pas d'un assemblage à l'autre.

Pour utiliser les résultats en contrainte du calcul numérique présenté dans le chapitre 3 et faciliter le dimensionnement, la courbe de Wöhler de référence de l'acier de l'ailette (Z12 CNDV-12-01) est tracée.

C. Courbe de Wöhler de référence

Les essais effectués pour tracer cette courbe de Wöhler de référence du matériau, en flexion rotative, ont nécessité 19 éprouvettes. La courbe, utilisée pour interpréter des essais Locati, est construite entre 1 et $1,5 \cdot 10^6$ cycles, sachant qu'une étude antérieure au CERM avait permis de déterminer la limite d'endurance ($\sigma_D = 400$ MPa). Si l'on regarde l'interpolation effectuée, on se rend compte que la limite d'endurance extrapolée est plus faible. C'est pourquoi, nous avons bien spécifié que l'interpolation effectuée est valide dans la zone d'endurance limitée à moins de $1,5 \cdot 10^6$ cycles.

Après le tracé des courbes de Wöhler, la méthode de Locati est appliquée.

D. Essais Locati

L'essai Locati de la ligne 10 est répété 8 fois pour déterminer un écart type sur la méthode. Nous avons déjà exposé, dans les généralités en fatigue, les limites de la méthode et les hypothèses de dommage cumulatif linéaire qui en sont la base. C'est une méthode dont la précision laisse à désirer et le résultat obtenu dépend fortement du niveau de chargement initial, du nombre de niveaux testés et de la justesse de l'allure des courbes de Wöhler hypothétiques utilisées.

Les résultats de ces essais sont assez dispersés. Pour calculer l'écart type et la moyenne des essais, nous avons supprimé la valeur la plus excentrée. Le résultat est en adéquation avec la bibliographie.

L'écart type calculé permet d'interpréter les résultats des plans d'expériences.

E. Premier plan d'expériences

L'événement « rupture » ne s'étant pas produit sur toutes les lignes du premier plan d'expériences, il devenait difficile d'interpréter les influences des paramètres à chaque ligne du plan. Il est donc décidé, malgré le nombre de cycles élevé (10^7) de continuer les essais à un niveau supérieur à chaque fois que l'éprouvette n'est pas rompue, et de déterminer ensuite la limite d'endurance, en utilisant un dommage cumulatif linéaire (Locati).

Les résultats de ce plan d'expériences sont fortement discutables. En effet, pour la ligne 16, par exemple, en appliquant la méthode de Locati sur un seul niveau, on retrouve l'asymptote de la courbe de Wöhler en dessous de l'axe des abscisses. Ce résultat est

physiquement inadmissible. C’est pourquoi pour l’interprétation du plan, nous avons utilisé la valeur $\epsilon_D=10\mu_{def}$ pour cette ligne.

Conscient des difficultés à interpréter les résultats de ces essais, un second plan d’expériences est mis en œuvre.

F. Second plan d’expériences

Le second plan d’expériences est effectué rigoureusement en accord avec la méthode de Locati (pas défini, premier essai à un pas en dessous de la limite d’endurance supposée, critère d’arrêt de 5.10^5 cycles).

Les états des paramètres testés se distinguent bien, excepté les populations de rugosité des faces qui se chevauchent.

La figure 73 montre la comparaison des influences des paramètres lors des 2 plans d’expériences. L’influence de chaque paramètre est caractérisée par une valeur absolue en μ_{def} en plus ou en moins de la limite d’endurance médiane obtenue sur chaque plan d’expériences (les valeurs sont détaillées sur le tableaux 14 et 16).

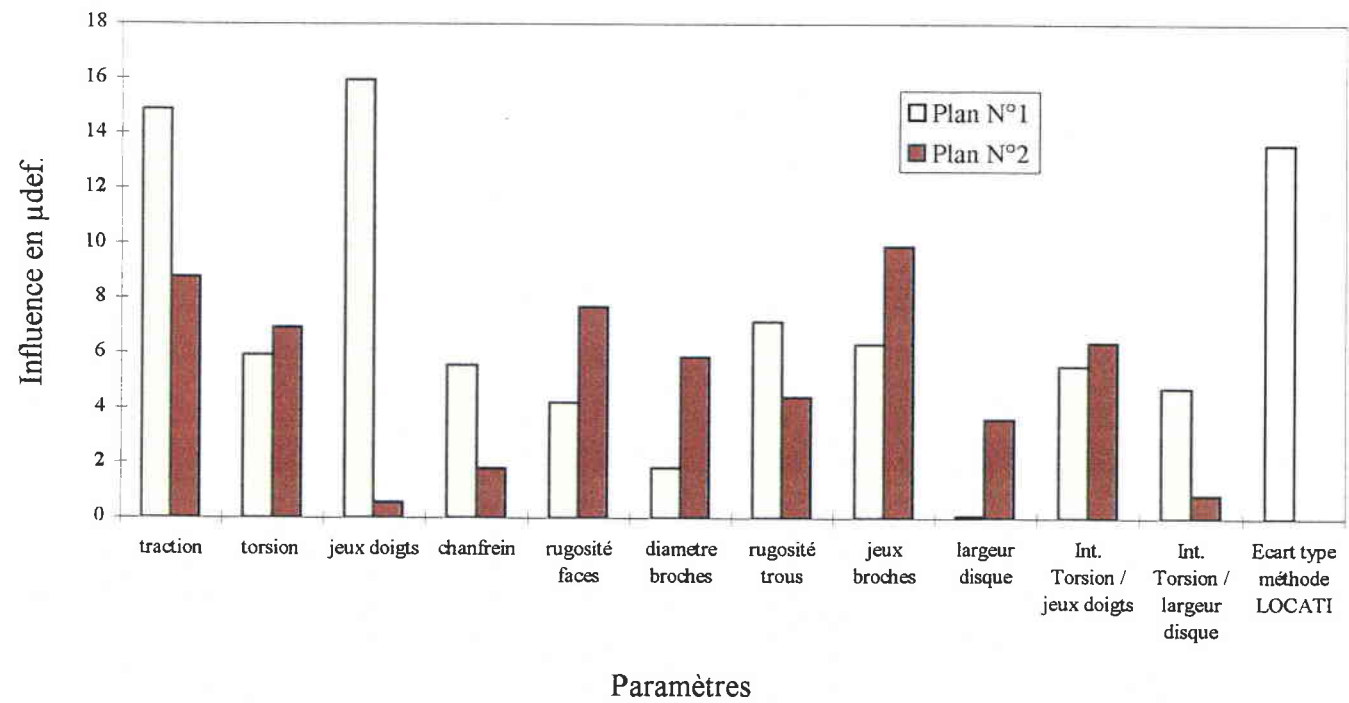


Figure 73 : Comparaison des résultats des plans d’expériences

Après dépouillement du plan d’expériences selon la technique appropriée, certains résultats nous semblent illogiques. C’est le cas de ceux relatifs au chanfrein (meilleure tenue en fatigue en l’absence de chanfrein), mais surtout :

▪ De la valeur du chargement de traction statique

En effet, les résultats du plan d'expériences tendent à montrer que plus la valeur de la traction statique est élevée, plus la tenue en fatigue de l'assemblage est bonne. Afin de mieux comprendre ces résultats, des mesures de microduretés sont effectuées sur les lieux de rupture des éprouvettes. Ces mesures n'ont pas montré de différences entre les éprouvettes chargées à 90kN et à 180kN.

Nous avons ensuite effectué un examen micrographique des zones d'amorçage. Les micrographies ont montré une différence d'écrouissage sur les éprouvettes, mais pas assez importante pour expliquer un retard de la propagation due à une transformation métallurgique locale, dont la traction statique serait à l'origine.

▪ De l'outil d'alésage

Les résultats du plan d'expériences montrent que l'utilisation d'un alésoir non revêtu, permettant d'obtenir une rugosité R_a autour de $3\mu\text{m}$, est plus favorable à la tenue en fatigue de l'assemblage étudié qu'un alésoir revêtu de TIN, qui lui, permet d'obtenir un état de surface sur le trou R_a autour de $1,5\mu\text{m}$. Pour expliquer ce résultat, nous avons effectué des mesures de contraintes résiduelles dans le trou. Rappelons que des mesures de rugosité R_t sont effectuées en même temps que celles de R_a . Le facteur de corrélation entre R_a et R_t étant quasiment constant sur les outils utilisés, nous raisonnons directement en R_a ($8R_a \leq R_t \leq 10R_a$).

G. Influence du taux de traction statique et de l'outil d'alésage

Ces essais sont effectués suivant un plan factoriel complet et avec la méthode de l'escalier. Huit éprouvettes ont permis de déterminer la limite d'endurance de chaque configuration. Le nombre d'éprouvettes consacrées reste faible et affecte donc l'estimation de la limite d'endurance et l'écart type. Les résultats de ces essais, plus logiques, ont montré que la traction statique n'est pas favorable à la tenue en fatigue (conformément au diagramme de Haigh du matériau) et ont confirmé le choix de l'outil non revêtu pour l'opération d'alésage.

Au moment où ces résultats sont obtenus, les mesures de contraintes résiduelles, ont montré qu'avec l'outil revêtu de TIN on a :

- un état compressif de la surface du trou (-470MPa),
- un état de surface R_a autour de $1,5\mu\text{m}$.

Et avec l'outil non revêtu

- Un état compressif de la surface du trou (-30MPa),
- Un état de surface R_a autour de $3\mu\text{m}$.

Théoriquement, l'outil revêtu offre des conditions plus favorables à la tenue en fatigue.

Nous avons étudié alors la position du point d'amorçage, après avoir remarqué qu'à 0,2 mm de profondeur, les deux outils donnent les mêmes valeurs de contraintes résiduelles.

Cette étude, effectuée par observation des zones d'amorçages au MEB, a montré dans la plupart des cas, que l'amorçage a lieu sur la surface du trou ou à l'angle. Intervient alors le phénomène de fretting qui détériore localement l'état de surface, et provoque une redistribution des contraintes résiduelles.

Une corrélation de la taille de la zone de fretting avec les divers chargements est tentée. Cependant, seule une valeur critique a pu être mise en évidence.

H. Essais $R_a > 5\mu\text{m}$

L'influence de l'état de surface est étudié de nouveau en utilisant l'alésoir non revêtu dans des conditions extrêmes (pas de lubrifiant, alésoir usé...), avec un critère $R_a > 5\mu\text{m}$.

Dix éprouvettes sont testées avec les mêmes alésoirs usés demi-finition et finition pour une rugosité $R_a > 5\mu\text{m}$. La limite d'endurance médiane obtenue est la même que celle obtenue lors des essais avec une rugosité $R_a = 3,2\mu\text{m}$. Cependant on note un élargissement considérable de l'estimation de l'écart type. L'influence d'une détérioration de l'état de surface n'agit pas sur la valeur médiane de la limite d'endurance mais sur l'écart type. Ce qui revient à agir sur le dimensionnement à 95% de probabilité de non rupture, comme spécifié dans la deuxième partie de ce chapitre.

I. Essais en milieu corrosif aqueux

L'influence du milieu corrosif aqueux avec 1g/l de NaCl à 60°C est quantifié en utilisant la méthode de l'escalier. Onze éprouvettes sont utilisées.

Les pertes de durée de vie provoquées par le milieu sont de :

- 25% avec une probabilité de rupture de 50%,
- et 33% avec une probabilité de rupture de 5%.

Les faciès de rupture obtenus en milieu corrosif aqueux sont plus émoussés (arrondies) que ceux obtenus à l'air.

III. CONCLUSION

Une étude expérimentale du comportement en fatigue de la liaison ailette/disque de turbine à vapeur est effectuée. L'influence de plusieurs paramètres sur le comportement en fatigue est étudiée en utilisant diverses méthodes de détermination de la limite d'endurance. Les principales conclusions de cette étude expérimentale sont :

- La limite d'endurance de l'assemblage ailette/disque, dans les conditions de sollicitations de service est estimée à $\varepsilon_D = 100 \mu\text{def}$.
- Une interpolation de type Basquin de la courbe de Wöhler de l'assemblage dans les conditions de service peut s'écrire $\varepsilon = 1764 \text{ N}^{-0,1846}$.
- Une interpolation de type Basquin de la courbe de Wöhler de référence du matériau de l'ailette en flexion rotative peut s'écrire $\sigma = 2202,5 \text{ N}^{-0,1168}$ dans la zone [1 à $1,5 \cdot 10^6$ cycles].
- Il n'existe pas de paramètre prépondérant, pour les valeurs fixées, sur le comportement en fatigue de l'assemblage ailette /disque étudié.
- L'écart type de la méthode de détermination de la limite d'endurance de Locati est chiffré autour de 20% de la moyenne obtenue.
- Cet écart type ne permet pas de quantifier l'influence des paramètres étudiés dans les plans d'expériences de cette étude.
- L'utilisation des plans d'expériences en fatigue, en appliquant la méthode de Locati, n'est pas à encourager.
- L'augmentation du taux de traction statique diminue la tenue en fatigue.
- Un alésoir neuf ou usé donne les mêmes valeurs de contraintes résiduelles en surface.
- L'outil revêtu de TIN, donnant le meilleur état de surface R_a et les contraintes résiduelles de compression (-470 MPa) plus importantes qu'un outil non revêtu (-30 MPa), ne fournit pas une meilleure tenue en fatigue.
- Un alésoir non revêtu usé, utilisé dans des conditions extrêmes, donne une même valeur médiane de limite d'endurance qu'un outil neuf, cependant l'écart type est plus important.
- La perte de durée de vie provoquée par le milieu corrosif aqueux ($\text{H}_2\text{O} + 1\text{g/l}$ de NaCl) par rapport à l'air est de 30%.
- La taille critique (1mm^2) de la zone de fretting permet de remonter au taux de traction statique appliqué lors de l'essais.
- Le faciès de rupture est en général transgranulaire avec des plages intergranulaires.
- Il devient plus intergranulaire quand le niveau de chargement cyclique diminue (le temps d'exposition augmente), et plus transgranulaire quand le niveau de chargement cyclique augmente (le temps d'exposition diminue).

Chapitre 4 :

***APPROCHE NUMERIQUE
ET APPORT THEORIQUE***

Première partie :

APPROCHE NUMERIQUE

*Première partie :***APPROCHE NUMERIQUE****I. INTRODUCTION**

Les résultats de l'étude expérimentale sont exprimés en déformations. Ils sont donc difficilement exploitables par le Bureau d'Etudes qui utilise les contraintes comme paramètres de dimensionnement.

Dans le but de transformer les résultats des essais en contraintes et de déterminer la répartition des contraintes sur les ligaments, nous avons effectué une simulation numérique.

Les hypothèses de la modélisation posées, nous présentons les divers résultats et calculons grâce aux résultats expérimentaux la limite d'endurance en contraintes de l'assemblage. Un coefficient de « transférabilité » noté K_m des essais de référence en flexion rotative aux sollicitations de service de l'assemblage est défini et quantifié.

II. MODELISATION**A. Généralités**

Le logiciel ANSYS, qui est un code de calcul pour l'analyse des structures par la méthode des éléments finis, est utilisé pour la simulation numérique.

La vérification des calculs s'observe à toutes les étapes. Les hypothèses de modélisation constituent le premier stade de vérification (ces hypothèses doivent être en accord avec celles, mathématiques ou mécaniques, prédéfinies à l'utilisation de la méthode).

La visualisation du modèle géométrique et la vérification des caractéristiques mécaniques des mailles sont observées avant le calcul proprement dit, surtout pour les temps de calcul non négligeables.

Après le calcul, on relève la valeur du résidu R maximum ($R = K.U - F$; K étant la rigidité de la structure, U les déplacements, et F les efforts). Afin de vérifier que le critère préétabli est respecté.

Dans le cas de sollicitations statiques, nous retrouvons la charge totale appliquée à la structure au niveau des réactions.

Ensuite, on visualise la déformée de la structure pour la comparer à celle prévue avant le calcul. Cela permet de valider l'application des efforts dans les directions et les sens souhaités.

On compare ensuite les valeurs obtenues à celles précédemment calculées par les méthodes de la Résistance des Matériaux. Les calculs sont validés après analyse et explication des résultats.

B. Matériaux

Les caractéristiques mécaniques des différents aciers constituant les éléments de l'assemblage sont répertoriées dans le tableau 32 :

Caractéristiques	Ailette	Broche	Disque
Module d'Young E (MPa)	216000	216000	211000
Coefficient de Poisson ν	0,3	0,3	0,3
Masse volumique ρ (kg/m ³)	7850	7850	7850

Tableau 32 : Caractéristiques des matériaux

C. Simplification géométrique

Pour faciliter la conception du modèle géométrique et surtout le maillage, les congés de raccordement, les arrondis, et les chanfreins sont linéarisés.

D. Première approche

Le but des calculs est de s'approcher au mieux des conditions d'essais du banc, tout en simplifiant au maximum le modèle.

Dans un premier temps, nous avons testé différentes configurations simplifiées : maillage et conditions limites de base appliquées sur l'aillette.

1. Maillage

Deux types de maillage sont utilisés. Le premier est constitué d'éléments tétraédriques (à 6 degrés de liberté) uniquement. Ces éléments permettent des calculs plus rapides que les éléments briques. Un second type de maillage, utilisé dans la seconde approche et appelé mixte, est constitué, quant à lui, d'éléments briques, sauf dans les parties cylindriques où sont utilisés des éléments tétraédriques.

2. Chargement

Tous les calculs sont réalisés en élasticité linéaire isotrope et en 3 dimensions. Les chargements, sauf autre spécification, sont ceux de la ligne 10 du plan d'expériences i.e. :

- un effort de traction valant $F_x = 90$ kN réparti sur l'extrémité de la lame,
- un moment de torsion valant $M_x = 100$ N.m,

- un effort de flexion valant $F_y = 1650 \text{ N}$, appliqué en bout de pale, induisant un moment de flexion M_z sur les broches. Cette valeur est issue de la courbe de calibration obtenue en statique avant démarrage des essais (figure 74).

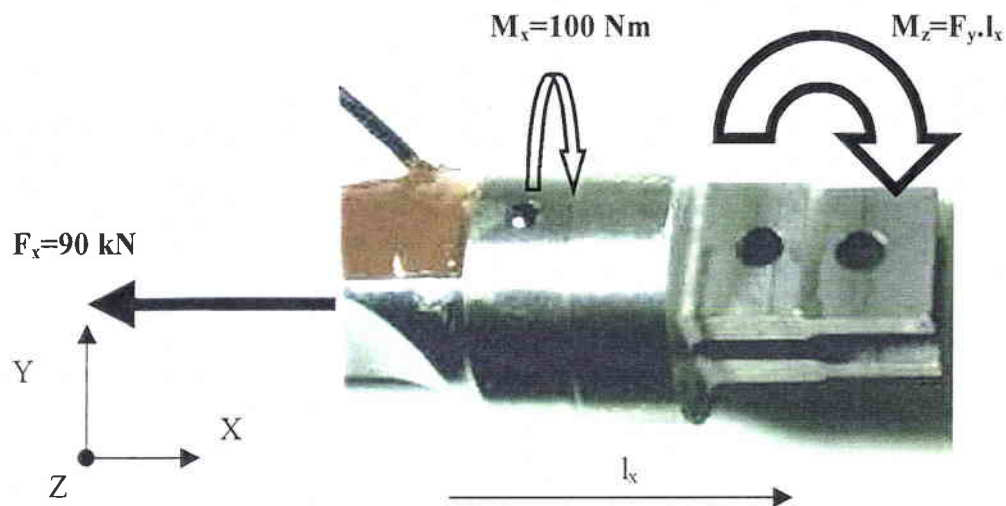


Figure 74 : Divers chargements sur l'ailette.

3. Conditions aux limites

Une première simulation est effectuée sur la base des essais expérimentaux avec les conditions aux limites de la figure 75.

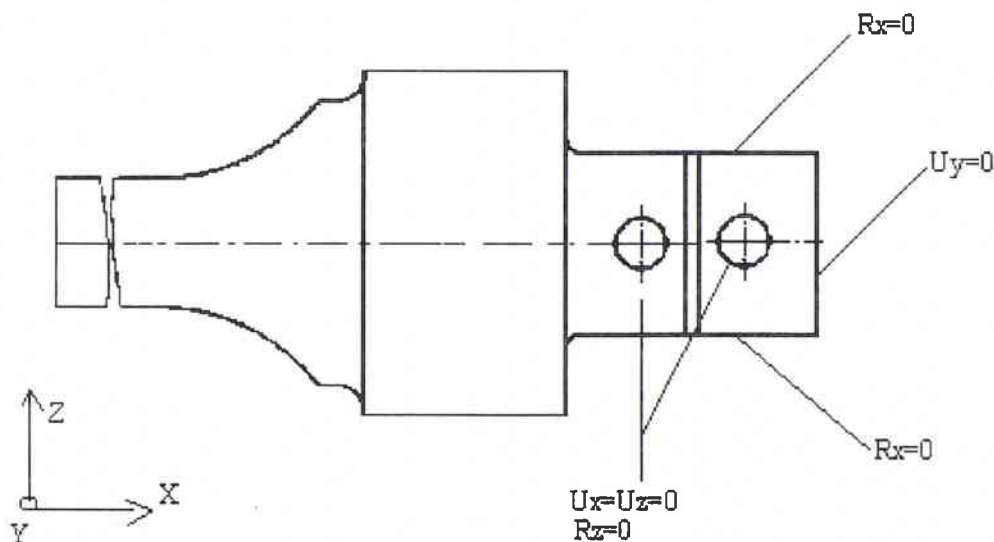


Figure 75 : Conditions aux limites du premier modèle

Au niveau des trous, afin de simuler la goupille, nous considérons :

- * un arrêt en translation suivant X ($U_x = 0$),
- * un arrêt en rotation autour de Z ($R_z = 0$),
- * un arrêt en translation suivant Z ($U_z = 0$),

Au niveau des arêtes des doigts, le montage est simulé en imposant un arrêt en rotation autour de X ($R_x = 0$),

Sur la face en fond d'ailette, la condition limite imposée est un blocage des doigts dans le disque suivant Y ($U_y = 0$) .

4. Résultats

Après avoir effectué les calculs avec les conditions aux limites définies (paragraphe précédent), nous avons remarqué une forte singularité autour des trous. C'est pourquoi nous avons défini des conditions aux limites plus élastiques (figure 87). Pour pouvoir comparer les résultats des deux calculs, ces conditions aux limites sont utilisées avec les éléments tétraédriques seuls.

La figure 76 montre la déformée obtenue.

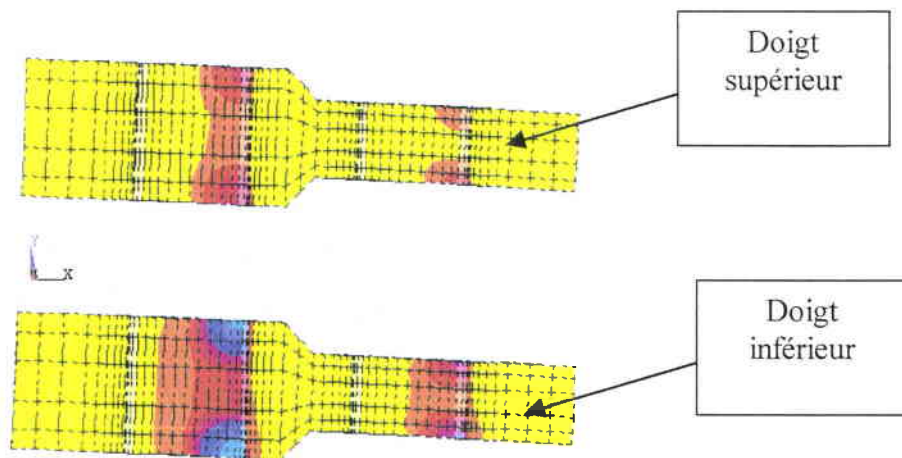


Figure 76 : Visualisation de la déformée des doigts.

On remarque sur la déformée, (figure 76) que les zones de concentration de contraintes se situent autour des trous de broche. Le trou du doigt inférieur, ligne extérieure est plus chargé que les autres. Il récupère le plus d'effort à cause des conditions aux limites considérées.

La différence de contraintes au niveau des trous, des ligaments des doigts inférieurs et supérieurs s'explique par la simulation du contact broche ailette, qui ne transmet pas complètement l'effort, ainsi que par la différence de la distance au point d'application de l'effort de flexion (bras de levier).

Pour éviter de confondre les ligaments nous les avons nommés ainsi :

- LII1 : ligament inférieur interne 1,
-
- LII2 : ligament inférieur interne 2,
-
- LIE1 : ligament inférieur externe 1,
-
- LIE2 : ligament inférieur externe 2,
-
- LSI1 : ligament supérieur interne 1,
-
- LSI2 : ligament supérieur interne 2,
-
- LSE1 : ligament supérieur externe 1,
-
- LSE2 : ligament supérieur externe 2.

La figure 77 montre la position des ligaments sur le doigt inférieur. Il en est de même pour le doigt supérieur.

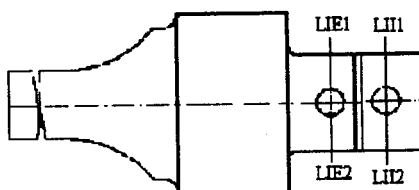


Figure 77 : Ligaments du doigt inférieur

Après avoir constaté que la répartition des contraintes suivant l'axe x (σ_{xx}) et de Von Mises (σ_{eq}) sur les ligaments (repérés 1 et 2) sont quasi identiques, nous présentons les résultats sur les ligaments 2.

Les figures 78 à 81 montrent la répartition des contraintes sur les ligaments, en n'utilisant que des éléments tétraédriques et en tenant compte des contributions de la lame de traction.

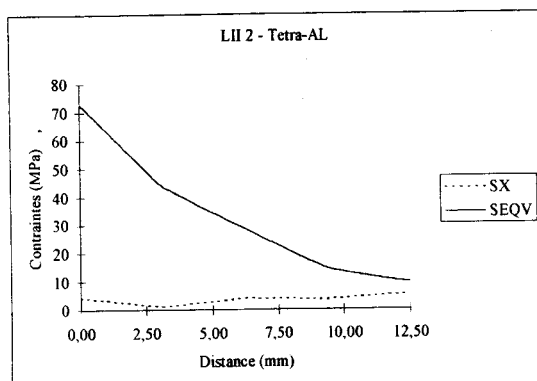


Figure 78 : Répartition des contraintes sur le ligament LII2 (maillage tetra avec lame)

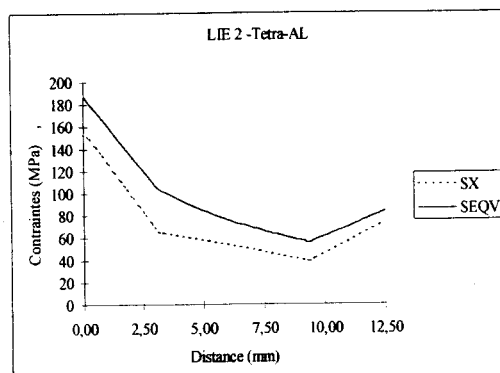


Figure 79 : Répartition des contraintes sur le ligament LIE2 (maillage tetra avec lame)

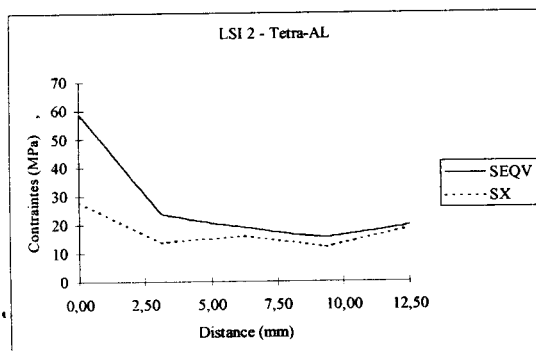


Figure 80 : Répartition des contraintes sur le ligament LSI2 (maillage tetra avec lame)

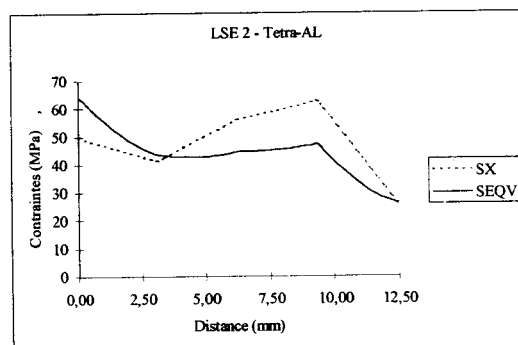


Figure 81 : Répartition des contraintes sur le ligament LSE2 (maillage tetra avec lame)

Les répartitions des contraintes sont assez discontinues. Les courbes présentent 3 domaines alors qu'en réalité cette répartition suit une courbe exponentielle. Ceci n'est pas le cas des éléments briques ; les valeurs aux nœuds sont calculées plus uniformément.

Les figures 82 à 85 montrent la répartition des contraintes sur les mêmes ligaments, en n'utilisant que des éléments tétraédriques et sans la lame de traction.

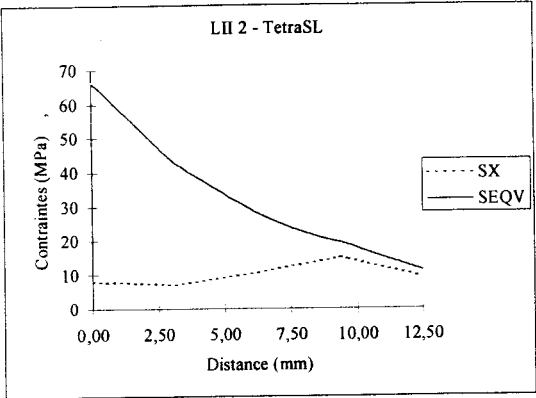


Figure 82 : Répartition des contraintes sur le ligament LII2 (maillage tetra sans lame)

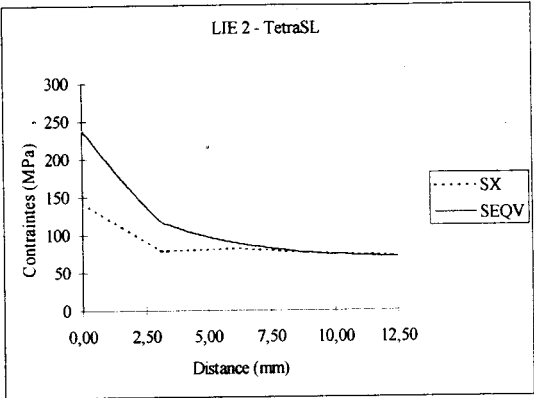


Figure 83 : Répartition des contraintes sur le ligament LIE2 (maillage tetra sans lame)

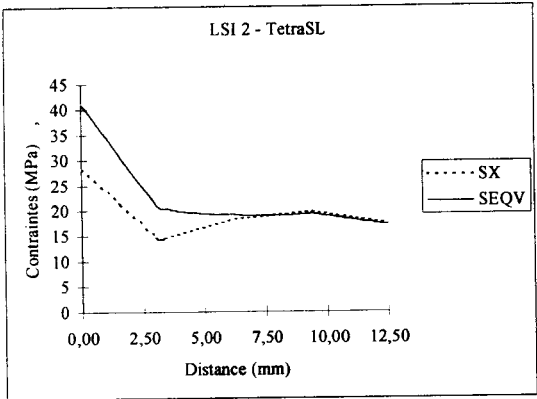


Figure 84 : Répartition des contraintes sur le ligament LSI2 (maillage tetra sans lame)

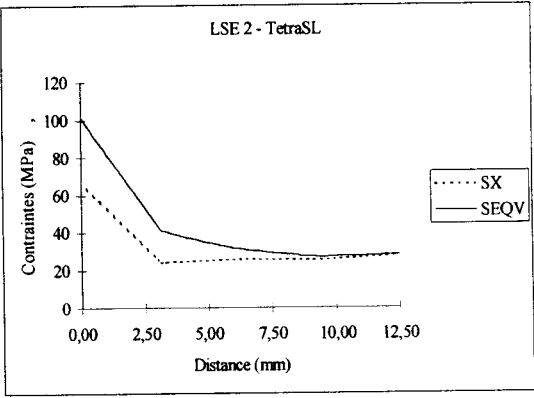


Figure 85 : Répartition des contraintes sur le ligament LSE2 (maillage tetra sans lame)

Le premier modèle présente un excès de rigidité au niveau des trous de broche (encastrement). Pour améliorer l'élasticité et transmettre les efforts de façon plus proche de la réalité nous utilisons une rondelle rigide qui autorise le mouvement des nœuds au bord de l'alésage. Plus la rondelle est rigide, plus on s'approche des conditions de l'encastrement.

La représentation schématique d'une méthode d'amélioration du modèle est jointe figure 86 :

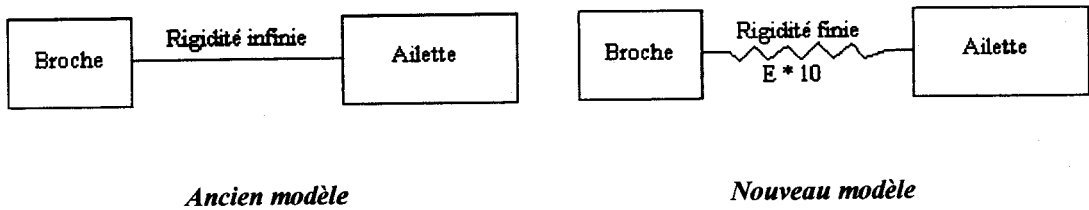


Figure 86 : Représentation schématique des modèles

E. Second modèle

La géométrie correspond à une ailette d'essai du banc de fatigue simplifiée. La modélisation est faite, comme dans la première approche, avec et sans la lame de traction. Les goupilles sont simulées par des rondelles rigides ayant un module d'Young 10 fois supérieur à celui de l'ailette. Ceci permet d'augmenter la rigidité autour du trou sans utiliser un encastrement.

1. Conditions aux limites

Les conditions aux limites appliquées, figure 87, sont :

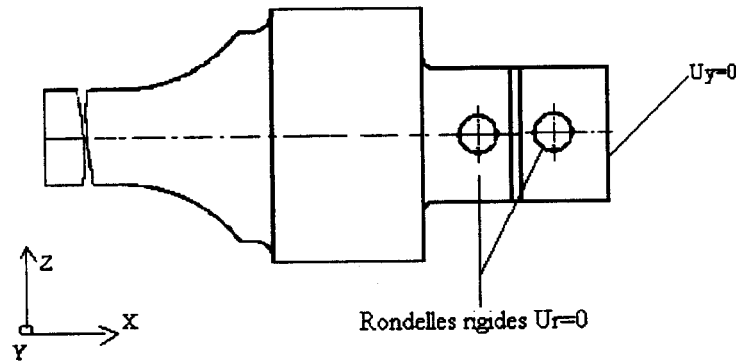


Figure 87 : Conditions aux limites du second modèle

- en bout opposé à la pale, déplacement nul suivant l'axe y ($U_y=0$) (présence du disque),
- sur la face interne des rondelles, déplacement radial nul ($U_r=0$) représentant la liaison ailette-disque établie par les broches.

Ces conditions ont tendance à augmenter les contraintes (le système est réellement plus élastique et admet plus de déformation, mais les efforts de traction réagissent sur moins de section au niveau des doigts).

2. Maillage

Le maillage des doigts, effectué en éléments briques et tétraédriques, est affinée autour des trous, figure 88.

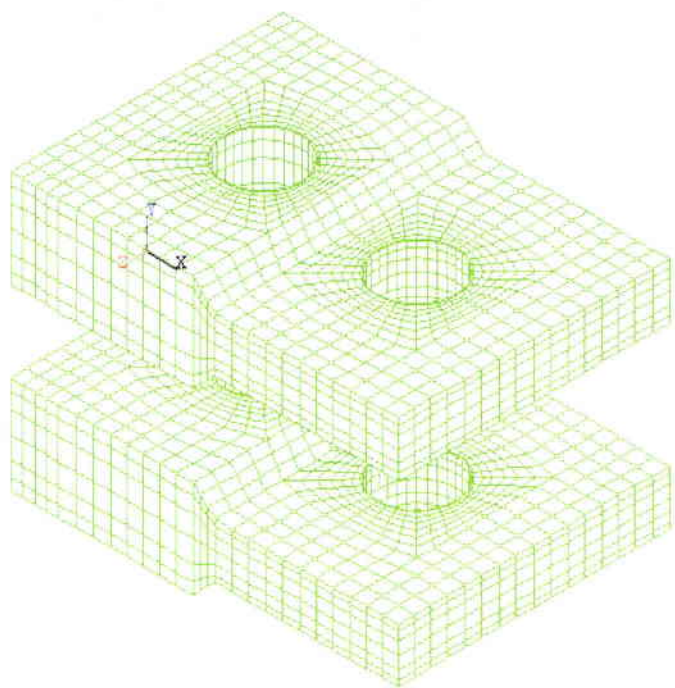


Figure 88 : Maillage des doigts de l'ailette.

3. Résultats

La figure 89 est une visualisation de la déformée obtenue.

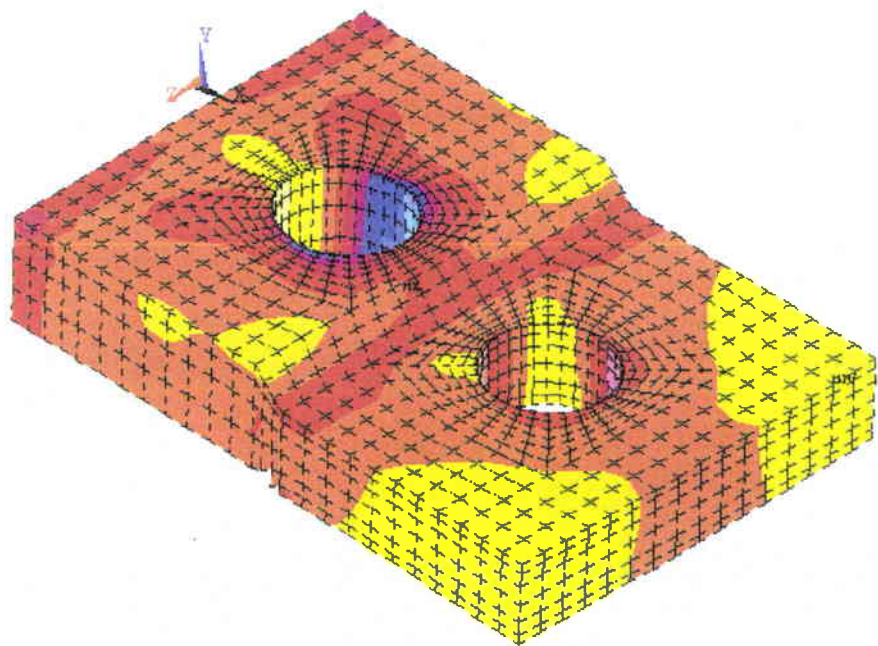


Figure 89: Visualisation de la déformée du doigt inférieur.

La répartition des contraintes sur ces ligaments, en utilisant deux types d'éléments et en prenant en compte la lame de traction, est tracée, figures 90 à 93.

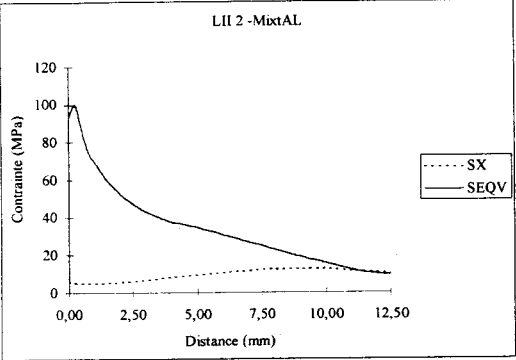


Figure 90 : Répartition des contraintes sur le ligament LII2 (maillage mixte avec lame)

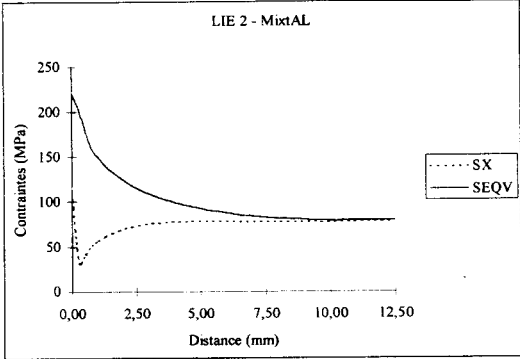


Figure 91 : Répartition des contraintes sur le ligament LIE2 (maillage mixte avec lame)

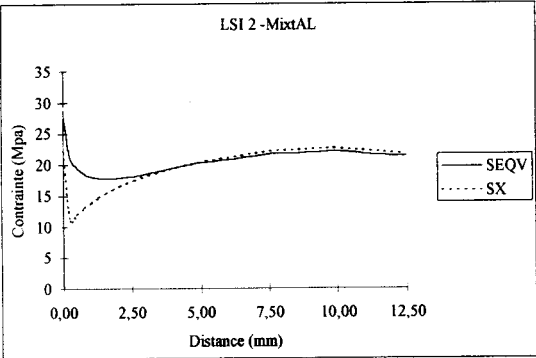


Figure 92 : Répartition des contraintes sur le ligament LSI2 (maillage mixte avec lame)

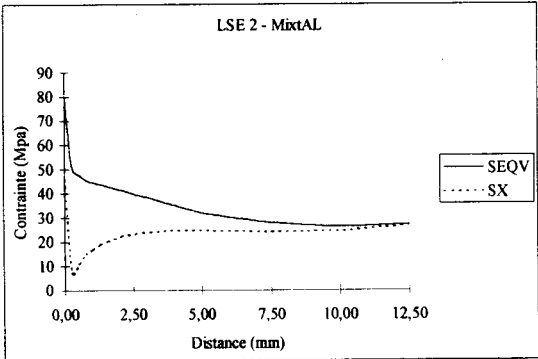


Figure 93 : Répartition des contraintes sur le ligament LSE2 (maillage mixte avec lame)

Ces courbes, obtenues avec des éléments briques, ressemble plus à la réalité. En effet, elles sont moins brisées que celles tracées avec les éléments tétraédriques. On note cependant une perturbation juste après la surface de la peau rappelant les résultats d'un calcul élastoplastique (figures 90, 94, 95, et 96).

Cette perturbation est attribuée aux conditions aux limites sur la rondelle rigide considérée. En effet, le début du ligament se comporte comme s'il était en contact avec une broche, ce qui change la répartition des contraintes sur le contour du trou.

Les figures 94 à 97 montrent la répartition des contraintes sur les mêmes ligaments, en utilisant deux types d'éléments et sans la lame de traction.

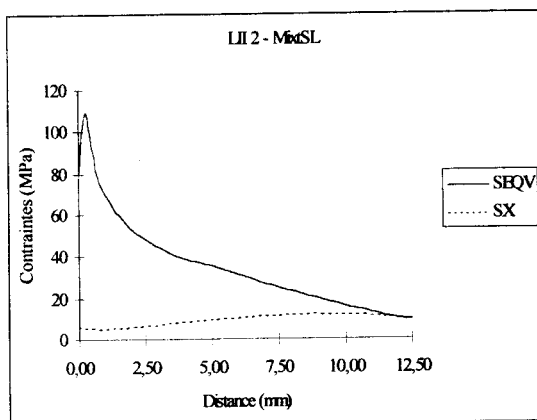


Figure 94 : Répartition des contraintes sur le ligament LII2 (maillage mixte sans lame)

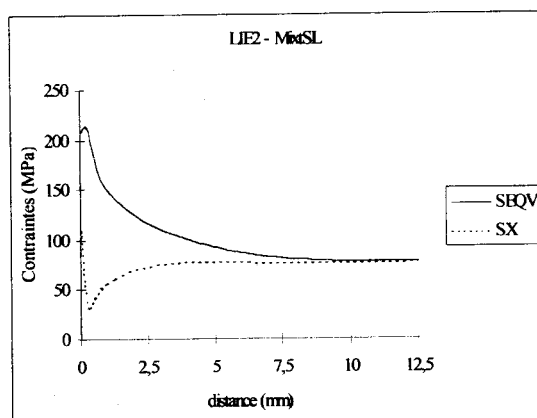


Figure 95 : Répartition des contraintes sur le ligament LIE2 (maillage mixte sans lame)

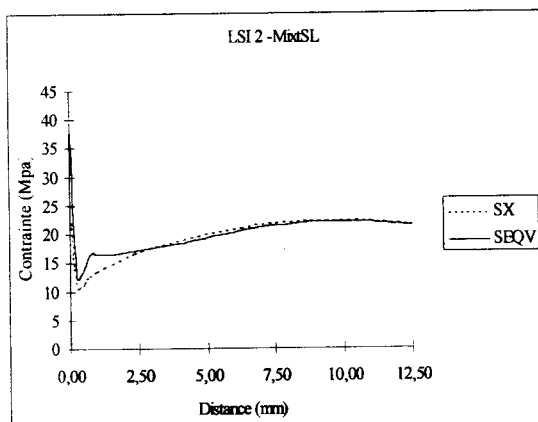


Figure 96 : Répartition des contraintes sur le ligament LSI2 (maillage mixte sans lame)

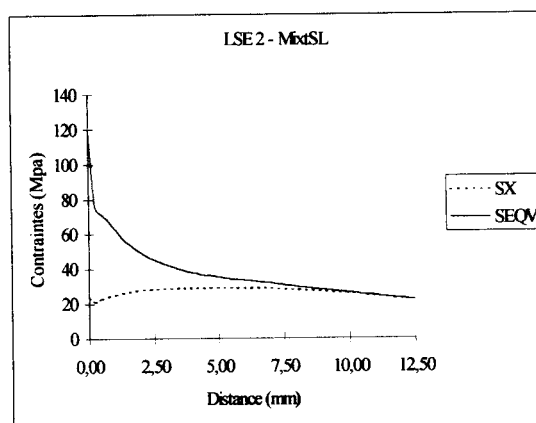


Figure 97 : Répartition des contraintes sur le ligament LSE2 (maillage mixte sans lame)

La contribution de la lame est visible sur une région du doigt supérieur. Sur le doigt inférieur, on ne note aucune différence.

III. COMPARAISON DES RESULTATS DE CALCUL ET CONCLUSION

L'influence de la lame est peu marquée sur les résultats obtenus pour le doigt inférieur. Sur le doigt supérieur, par contre, on peut noter l'influence sur les contraintes en bord de trou qui sont de l'ordre de 30 % des valeurs obtenues sans la lame. Cet effet est totalement résorbé à mi-distance du bord libre des doigts.

Certaines différences au bord des trous, sur les premières simulations, sont imputables à la densité du maillage et aux différents éléments utilisés.

Le maillage en tétraèdre est à proscrire au niveau des doigts pour deux raisons :

- la précision des résultats sur les ligaments est insuffisante.
- pour un calcul non linéaire (contact, élastoplastique...), les éléments briques permettent une convergence plus rapide.

IV. CALCULS EN TRACTION-TORSION

Ces calculs permettent de quantifier l'influence de la modification du champ des contraintes due à la torsion.

Différents cas de chargement sont simulés : traction seule puis torsion-traction avec deux niveaux de chargement en traction. Les paramètres de chargement sont :

- un effort de traction $F_x = 90 \text{ kN}$ ou 180 kN réparti sur l'extrémité de la pale,
- un moment de torsion $M_x = 100 \text{ N.m}$,

Les contraintes locales maximales estimées dans la région du trou sont regroupées dans le tableau 33 :

	σ^{xx} (MPa)	σ^{eq} (MPa)
Traction 90 kN	322	370
Traction + torsion	323	384
Traction 180 kN	644	739
Traction + torsion	644	742

Tableau 33: Contraintes locales induites par la traction statique.

La contrainte équivalente au sens de Von Mises fait apparaître l'effet Poisson par l'intermédiaire de la contrainte normale à z. La torsion n'a pas d'influence sur le niveau global de contrainte de ce modèle. Elle pourra être négligée pour des simulations ultérieures avec ce modèle, résultat déjà remarqué lors du calcul préliminaire théorique (RdM).

Déterminons à présent la limite d'endurance de l'assemblage en contrainte.

V. DETERMINATION DE LA LIMITE D'ENDURANCE EN CONTRAINTE DE L'ASSEMBLAGE AILETTE / DISQUE

Les paramètres utilisés pour la simulation sont ceux de la ligne 10 du plan d'expériences n° 1. Cette ligne est la plus étudiée expérimentalement. Elle regroupe les paramètres géométriques les plus proches des ailettes en fonctionnement sur les turbines.

Ces caractéristiques sont :

Jeu doigt	Chanfrein	Rugosité face Ra (µm)	Ø d'alésage (mm)	Rugosité broche Ra (µm)	Jeu broche	Largeur Disque (mm)
N1	sans	3,2	10	1,6	N1*	52

Tableau 34 : Paramètres de la ligne simulée (ligne 10)

N1 : ligne ext : 0-0.05, ligne int : 0.2-0.35
N1* : ligne ext : 0-0.03, ligne int : 0-0.03

A. Résultats de la simulation

L'amorçage des fissures ne se fait pas toujours au début du ligament et la propagation ne suit pas le plan de celui ci. On a une distribution aléatoire de la position du point d'amorçage suivant l'assemblage testé. C'est pourquoi, nous ne considérons pas la contrainte locale maximale obtenue sur le ligament, mais celle calculée autour du trou.

Le tableau 35 présente :

- La contrainte de traction (σ_{xxTT}), σ_{xxTT} étant la contrainte de traction suivant l'axe x pour un chargement en traction et torsion (90kN et 100N.m).
- la contrainte alternée ($\sigma_a = \sigma_{xxTTF} - \sigma_{xxTT}$), σ_{xxTTF} étant la contrainte de traction suivant l'axe x pour un chargement en traction torsion et flexion (90kN et 100N.m et 1650N en bout de pale).

Types d'éléments utilisés	Contraintes (MPa)		
	σ_{xxTTF}	σ_{xxTT}	$\sigma_a = \sigma_{xxTTF} - \sigma_{xxTT}$
Tétraédrique	516	296	220
Brique	545	323	222

Tableau 35 : Contraintes locales autour du trou

Les résultats obtenus avec les éléments briques sont retenus suite aux remarques déjà effectuées sur les éléments tétraédriques, même si nous constatons que les valeurs des contraintes admissibles calculées sont les mêmes.

La limite d'endurance du mécanisme $\sigma_{D_{meca}}$ est déduite, en utilisant la relation de Goodman :

$$\sigma_a = \sigma_{D_{meca}} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m} \right) \quad \text{Équation 31}$$

$$\text{Soit } \sigma_{D_{meca}} = 346 \text{ MPa}$$

σ_m étant la contrainte moyenne statique (323 MPa)

R_m étant la résistance à la traction (900 MPa)

B. Coefficient de « transférabilité »

On définit ainsi un coefficient de « transférabilité » K_m comme étant le rapport de la limite d'endurance du matériau $(\sigma_D)_{mat}$ sur la limite d'endurance du mécanisme $(\sigma_D)_{meca}$:

$$K_m = \frac{(\sigma_D)_{mat}}{(\sigma_D)_{meca}} \quad \text{Équation 32}$$

Ce coefficient caractérise la perte d'endurance due aux effets d'échelle, aux jeux et contacts dans l'assemblage et à la nature du chargement.

Application numérique :

$$\begin{array}{ll} \text{Pour} & \sigma_{D_{meca}} = 346 \text{ MPa,} \\ \text{et} & \sigma_{D_{mat}} = 410 \text{ MPa,} \\ \text{on trouve :} & K_m = 1,18. \end{array}$$

Ainsi la perte de vie du mécanisme (suivant les conditions de la ligne 10) par rapport au matériau est de 18 %. K_m est un paramètre global.

VI. COMPARAISON ETUDE EXPERIMENTALE / SIMULATION NUMERIQUE

A. Principe

Après avoir déterminé la relation $\sigma_a = f(\epsilon)$ et le coefficient K_m caractérisant le mécanisme, nous avons déterminé la limite d'endurance du mécanisme en contrainte en utilisant la courbe de Wöhler du matériau et les résultats expérimentaux.

Il s'agit de retrouver la limite d'endurance en contrainte par la méthode Locati d'une éprouvette de la campagne d'essais « Locati ligne 10 ». L'ailette numéro 10 est prise en exemple, sa limite d'endurance étant déjà obtenue en déformation ($\epsilon_D = 90 \mu\text{def}$).

Nous utilisons la loi $\sigma = f(\epsilon)$ du mécanisme établie afin de déterminer la contrainte à chaque palier.

Le coefficient K_m permet de passer de la courbe de Wöhler du matériau à celle du mécanisme.

Après avoir déterminé la limite d'endurance en contrainte, on la compare à la déformation associée ($f(\epsilon) = \sigma$) de façon à retrouver le résultat initial. Le but est de déterminer la même limite d'endurance en utilisant la courbe de Wöhler $\sigma = f(N)$ ou $\epsilon = f(N)$.

B. Résultats

La loi $\sigma = f(\epsilon)$ établie en simulation s'écrit σ_a (MPa) = 2,23 ϵ (10^{-6} m/m). La relation de Goodman nous permet d'écrire :

$$\sigma_D = \frac{2,23}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} \cdot \epsilon \quad \text{Équation 33}$$

Soit :

$$\sigma_D = \frac{2,23}{0,641} \epsilon = 313 \text{ MPa} \quad \text{Équation 34}$$

La limite d'endurance déterminée par la méthode de Locati, par l'utilisation de la courbe de Wohler en contraintes et un coefficient de « transférabilité » de 18%, permet de déterminer la limite d'endurance en contrainte de l'éprouvette 10, 320 MPa. Cette contrainte correspond à 3 % près à la limite d'endurance en contrainte précédemment trouvée.

Résumé :

$$\begin{aligned} \text{avec } \sigma = f(N) &\rightarrow \sigma_D = 320 \text{ MPa } (\approx 92 \mu\text{def}) \\ \text{avec } \epsilon = f(N) &\rightarrow \epsilon_D = 90 \mu\text{def } (\approx 313 \text{ MPa}) \end{aligned}$$

VII. CONCLUSION

Après avoir testé des assemblages ailette/disque sur le banc de fatigue, une simulation du mécanisme est réalisée sur le logiciel de calcul par éléments finis ANSYS. Au terme de cette étude, effectuée suivant les conditions de la ligne 10 du plan d'expériences, on constate que :

- la limite d'endurance en contrainte du mécanisme (ligne 10) est $\sigma_D = 320 \text{ MPa}$,
- la perte de durée vie due aux contacts, à l'effet d'échelle et au type de chargement dans l'assemblage est d'environ 18 % par rapport au matériau vierge en flexion rotative,
- les courbes de Wöhler, en contrainte et en déformation, donnent à 3 % près les mêmes limites d'endurance par la méthode Locati, lorsqu'on se sert des résultats du calcul.

Ceci valide la simulation. En effet, on montre l'adéquation de la simulation numérique avec l'étude expérimentale.

VIII. POURQUOI LES AILETTES FISSURENT ?

Le calcul de résistance des matériaux, met en évidence, en fonctionnement normal (traction statique de 90kN), la présence d'une contrainte moyenne statique globale de 144 MPa sur les trous de broche. La contrainte de flexion cyclique admissible déterminée expérimentalement à l'air, pour cette contrainte moyenne, est de 270 MPa pour la ligne la plus proche de l'assemblage monté sur les turbines en service.

Nous avons montré une perte de 33% de la limite d'endurance lors des essais en milieu corrosif aqueux. Pour un milieu vapeur, il n'est pas exagéré de considérer une chute de l'ordre de 50% de la limite d'endurance (peut être même plus). Ainsi la contrainte alternée admissible de flexion serait de 135 MPa.

Ce résultat montre que les ailettes en service ne se fissurent pas à cause du chargement permanent qui est autour du tiers de cette valeur, mais surtout à cause des phénomènes de résonance, qui multiplient ces efforts permanents par 5 et même plus.

Le spectre de charge est donc un paramètre important pour redéfinir une prédiction fiable de la durée de vie des attaches à doigts d'ailettes de turbines à vapeur.

Chapitre 4 :

***APPROCHE NUMERIQUE
ET APPORT THEORIQUE***

Deuxième partie :

APPORT THEORIQUE

*Deuxième partie :***APPORT THEORIQUE :****REFLEXION SUR LA DETERMINATION DE LA LIMITE D'ENDURANCE SOUS UNE
CONTRAINTES MOYENNE NON NULLE : INFLUENCE DE LA DUCTILITE DU
MATERIAU****I. INTRODUCTION**

Suite à l'utilisation du modèle de Goodman qui prend en compte la contrainte moyenne, nous avons engagé cette étude dont le but est de :

- Faire une synthèse des modèles les plus couramment utilisés,
- Comparer ces modèles,
- Proposer un modèle qui tient compte de la ductilité du matériau.

II. DIFFERENTS MODELES EXISTANTS

Lorsque les essais de fatigue sont effectués à des contraintes moyennes non nulles, la limite d'endurance diminue. Les courbes permettant de relier la limite d'endurance obtenue en fonction de la contrainte moyenne appliquée sont appelées diagrammes d'endurance. Il existe différents modèles de représentation de ces diagrammes.

Nous pourrions citer [LIE82, CET80] :

- le diagramme de Haigh
- le diagramme de Goodman-Smith
- le diagramme de Ros
- le diagramme de Moore-Kommers-Jaspers
- le diagramme de Gun

Tous ces modèles résolvent la même problématique. Ils ne peuvent pas être tracés directement et doivent être déduits des courbes de Wöhler. Au même titre que ces dernières, ils peuvent donc être probabilisés.

Dans cette étude, nous ne détaillerons que la construction et l'exploitation du diagramme de Haigh.

A. Diagramme de Haigh

Sur ce diagramme, l'amplitude de la contrainte cyclique σ_a est tracée en fonction de la contrainte moyenne σ_m sous laquelle l'essai de fatigue est effectué (98).

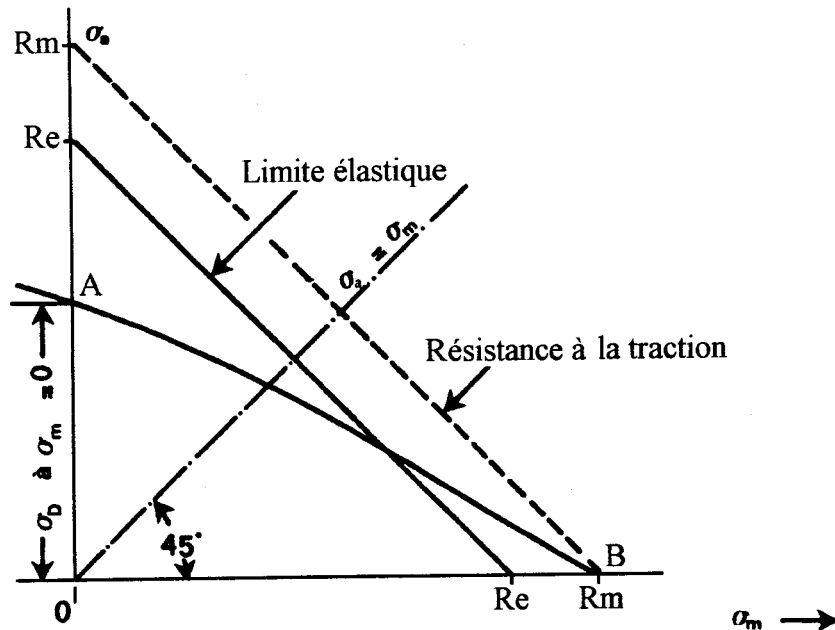


Figure 98 : Diagramme de Haigh

Nous nous intéresserons particulièrement au trajet AB. Le point A représente la limite d'endurance σ_D en sollicitation purement alternée ($\sigma_m = 0$, $\sigma_D = OA$), et le point B représente le comportement limite du matériau pour une contrainte alternée nulle. Ce point représente donc la résistance à la traction R_m du matériau mesuré lors d'un essai statique de traction.

Les limites d'endurance obtenues pour diverses valeurs de contrainte moyenne sont situées sur la courbe AB ajustée en fonction des résultats d'essais. Le domaine limité par cette courbe et les deux axes est défini comme étant la zone de fonctionnement autorisé du matériau. Elle correspond à la zone où la durée de vie est supérieure ou égale aux nombres de cycles pour lesquels la limite d'endurance a été déterminée.

Le diagramme de Haigh peut être aussi limité par la droite représentant la limite d'élasticité du matériau (figure 98).

B. Représentation de la courbe AB

Plusieurs représentations de la courbe AB sont proposées pour construire un diagramme d'endurance approché, lorsqu'on ne connaît que la limite d'endurance en sollicitation purement alternée et les caractéristiques mécaniques statiques du matériau. Nous citerons dans un premier temps [CET80] la droite de Goodman dont l'équation est :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m}\right)$$

Équation 35

La droite de Söderberg :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_e}\right)$$

Équation 36

et la parabole de Gerber :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m}\right)^2\right)$$

Équation 37

Ces trois représentations sont illustrées par la figure 99 :

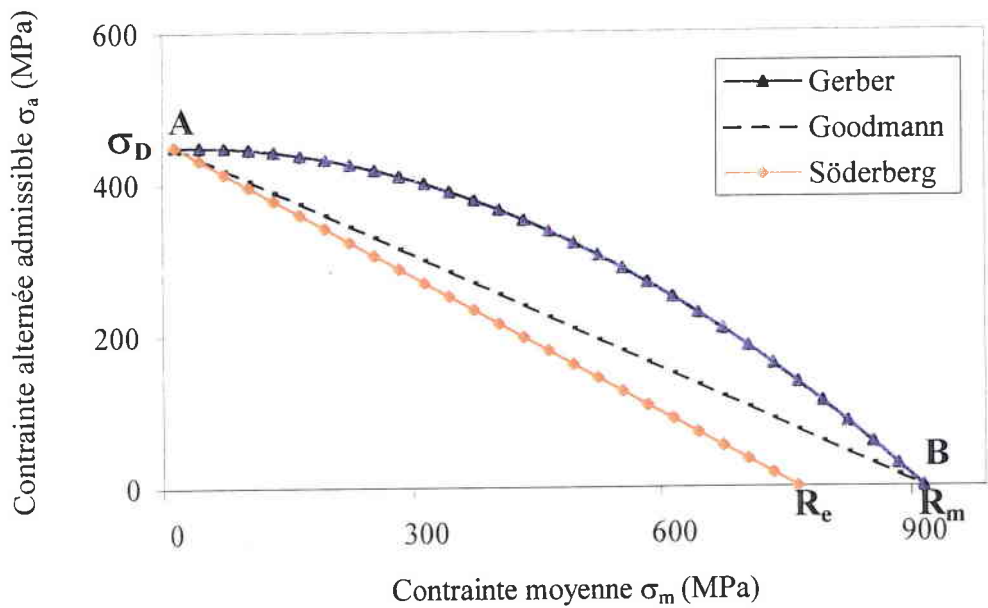


Figure 99 : Différentes représentations de AB

Cette figure montre que les droites de Goodman et Söderberg sont pessimistes par rapport à la parabole de Gerber. Cette dernière relation est intéressante dans le domaine de contraintes moyennes positives ($\sigma_m > 0$).

Par contre, selon [CET80], elle ne rend pas compte du comportement réel des matériaux dans le domaine des contraintes moyennes de compression.

Ce type de diagramme se poursuit en effet dans le domaine des contraintes moyennes négatives. Dans cette zone, les courbes expérimentales peuvent être très différentes selon le type de matériaux (cas des fontes). Un grand nombre d'essais a montré cependant que les contraintes moyennes négatives sont moins influentes sur la limite d'endurance que les

contraintes moyennes positives. De plus, il faut noter que dans le cas des contraintes moyennes négatives, le calcul peut être faussé par des modes de flambement parasites.

D'autres relations paraboliques $\sigma_a = f(\sigma_m)$ ont été proposées pour tenir compte de la bonne tenue en fatigue dans le domaine des contraintes moyennes négatives. Parmi celles-ci, nous détaillerons celles de Bahuaud et Dietmann [CET80].

1. Equation de Bahuaud

Pour mieux considérer les contraintes moyennes négatives, Bahuaud utilise la résistance vraie à la rupture R_v (en traction et en compression) dans la relation suivante :

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_D} + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\sigma_m}{R_v} \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\rho} \right) \frac{\sigma_m}{R_v} = 1 \quad \text{Équation 38}$$

dans laquelle :

$$\rho = \frac{R_v^{\text{Compression}}}{R_v^{\text{Traction}}} \quad \text{Équation 39}$$

La méconnaissance de la résistance vraie à la rupture R_v nous oblige à estimer sa valeur à partir de la résistance à la traction conventionnelle R_m , et le coefficient de striction Z_u . La relation est :

$$R_v = 0,92 R_m (1 + Z_u) \quad \text{Équation 40}$$

La formule de Bahuaud est intéressante par son élargissement du domaine d'endurance dans la zone de contraintes moyennes de compression et de l'utilisation de la résistance vraie à la rupture. Cependant, elle entraîne une difficulté considérable : la détermination de la résistance à la compression est difficile et mal connue. Bahuaud a montré que la limite d'endurance en flexion rotative σ_D et en torsion alternée τ_D pourraient être reliées à la valeur de ρ par la formule suivante :

$$\rho = 3 \left(\frac{\tau_D}{\sigma_D} \right)^2 \quad \text{Équation 41}$$

Cette relation permet d'estimer ρ à partir des valeurs de τ_D et σ_D connues pour l'acier considéré. En général, pour les aciers : $\rho < 1,5$.

2. Equation de Dietmann

Dietmann propose la formule suivante :

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_D} \right)^2 + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 \quad \text{Équation 42}$$

Les représentations de Gerber, Bahuaud et Dietmann ont été comparées pour un acier 35CD4 (figure 100) par le CETIM [CET80]. Il a été noté que dans le domaine des faibles contraintes moyennes de compression, la relation de Bahuaud et Dietmann sont très voisines. Par contre, pour les fortes contraintes moyennes de compression, la relation de Dietmann ne rend plus compte du comportement du matériau.

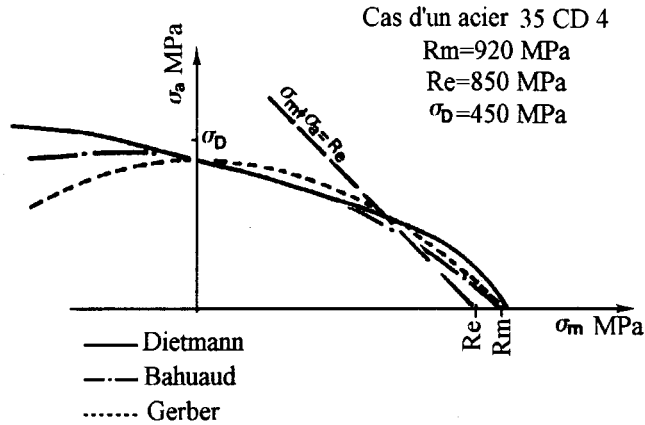


Figure 100 : Comparaison des représentations de Bahuaud, Dietmann et Gerber dans le cas d'un acier 35CD4 (d'après document CETIM).

III. NOUVELLE METHODE DE REPRESENTATION DE LA COURBE AB

Nous venons de citer les méthodes de représentation de la courbe AB les plus utilisées. Notre attention a été attirée par la différence entre la proposition de Goodman et celle de Gerber (équations 35 et 37). Cette différence est la courbure du trajet où l'exposant de σ_m/R_m a une valeur égale à 2 pour Gerber et 1 pour Goodman. Nos observations nous ont amenés à chercher un sens physique à cet exposant.

L'expérience a montré que le comportement des matériaux ductiles est assez bien prédit par le modèle de Gerber et que Goodman convient bien aux matériaux fragiles.

Nous avons considéré que l'exposant de σ_m/R_m est une fonction de la ductilité du matériau. Pour prendre en compte ce facteur métallurgique, nous nous sommes proposés d'utiliser la déformation à rupture dans un essai de traction statique (ϵ_r). La forme du modèle proposé est donc :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{f(\epsilon_r)} \right) \quad \text{Équation 43}$$

Pour identifier la fonction $f(\epsilon_r)$, nous avons utilisé les résultats d'essais de fatigue disponibles au CERM sur différents matériaux. Pour chaque cas, la limite d'endurance est déterminée par la méthode de l'escalier. La contrainte moyenne σ_m varie de 25 à 500MPa. Les différentes valeurs de limite d'endurance du cuivre (CuC1) sont déterminées sur des éprouvettes avec des coefficients de concentration de contraintes (kt) différents.

Le tableau 36 résume les résultats d'essais :

Matériaux	ϵ_r (%)	R_m (MPa)	R_e (MPa)	Z_u (%)	Type d'essai	σ_m (MPa)	σ_D (MPa)	σ_a (MPa) expérimental
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	25	55	50
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	25	40	30
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	38,5	42	31,5
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	44,5	55	36,5
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	48,5	58	39,5
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	49	42	26
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	50	40	30
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	55	42	30
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	57	55	31
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	75	55	40
Cu C1	57	210	75	78	Tract./Comp.	75	40	28
26 NCDV 14-7	16,5	840	700	55	Tract./Comp.	100	493	450
Z 20 C 13	25	700	540	68	Tract./Comp.	152	385	354
Z 50 MC 18-04	34	1110	910	42	Tract./Comp.	197,5	268	197,5
Z 20 C 14	25	700	540	68	Tract./Comp.	281,5	385	281,5
27 NCDV 14-7	16,5	840	700	55	Tract./Comp.	300	493	408
Z 50 MC 18-05	34	1110	910	42	Tract./Comp.	312	268	168
Z 19 CD 12-01	17	850	656	47	Tract./Comp.	330	450	330
Z 21 CNDV 12 01	16	840	717	68	T/C 175°C	360	390	300
Z 12 CNDV 12-2	18	955	850	62	Tract./Comp.	363,5	440	363,5
28 NCDV 14-7	16,5	840	700	55	Tract./Comp.	400	493	270
Z 21 CNDV 12 01	13	920	790	46	Tract./Comp.	400	421	330
Z 21 CNDV 12 01	11	765	660	49	T/C 350°C	400	363	241
Z 20 C 15	25	700	540	68	Tract./Comp.	405	385	218
Z6 CNDU 14-5-2	15	936	827	68	T/C 350°C	415	437	255
Z 19 CD 12-01	17	850	656	47	Tract./Comp.	438	450	292
Z6 CNDU 14-5-2	13	982	912	65	T/C 175°C	455	460	298

Tableau 36 : Résultats d'essais de fatigue.

En utilisant les valeurs expérimentales de σ_a , nous avons identifié la fonction $f(\epsilon_r)$ en faisant une interpolation logarithmique (détails page 159).

Notre modèle s'écrit donc :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{0.45 \ln \varepsilon_r} \right)$$

Équation 44

Les valeurs de la déformation à rupture (ε_r) sont prises comme indiqué dans le tableau 36.

Pour valider cette expression, nous l'avons comparée aux différentes propositions de Goodman, Gerber, Bahuaud et Dietmann et Söderberg.

Le tableau 37 résume les valeurs numériques obtenues en utilisant chacun des modèles précités :

σ_m (Mpa)	σ_a (Mpa) expérimental	σ_a (Mpa) Goodman	σ_a (Mpa) Söderberg	σ_a (Mpa) Gerber	σ_a (Mpa) Bahuaud	σ_a (Mpa) Dietmann	σ_a (Mpa) Nouveau
25	50	48	37	54	53	52	54
25	30	35	27	39	38	38	39
38,5	31,5	34	20	41	39	38	40
44,5	36,5	43	22	53	51	49	52
48,5	39,5	45	20	55	53	51	54
49	26	32	15	40	38	37	39
50	30	30	13	38	36	35	37
55	30	31	11	39	38	36	38
57	31	40	13	51	49	47	50
75	40	35	0	48	47	44	47
75	28	26	0	35	34	32	34
100	450	434	423	486	470	463	459
152	354	301	277	367	352	341	343
197,5	197,5	220	210	260	246	243	251
281,5	281,5	230	184	323	313	298	282
300	408	317	282	430	405	395	358
312	168	193	176	247	229	227	232
330	330	275	224	382	353	352	315
360	300	223	194	318	310	295	254
363,5	363,5	273	252	376	359	346	315
400	270	258	211	381	362	357	300
400	330	238	208	341	314	317	260
400	241	173	143	264	247	251	183
405	218	162	96	256	265	250	211
415	255	243	218	351	343	326	275
438	292	218	150	331	306	313	257
455	298	247	231	361	352	337	271

Tableau 37: Prédiction de la contrainte alternée admissible par différents modèles.

La figure 101 permet de comparer tous les modèles entre eux et par rapport aux résultats expérimentaux.

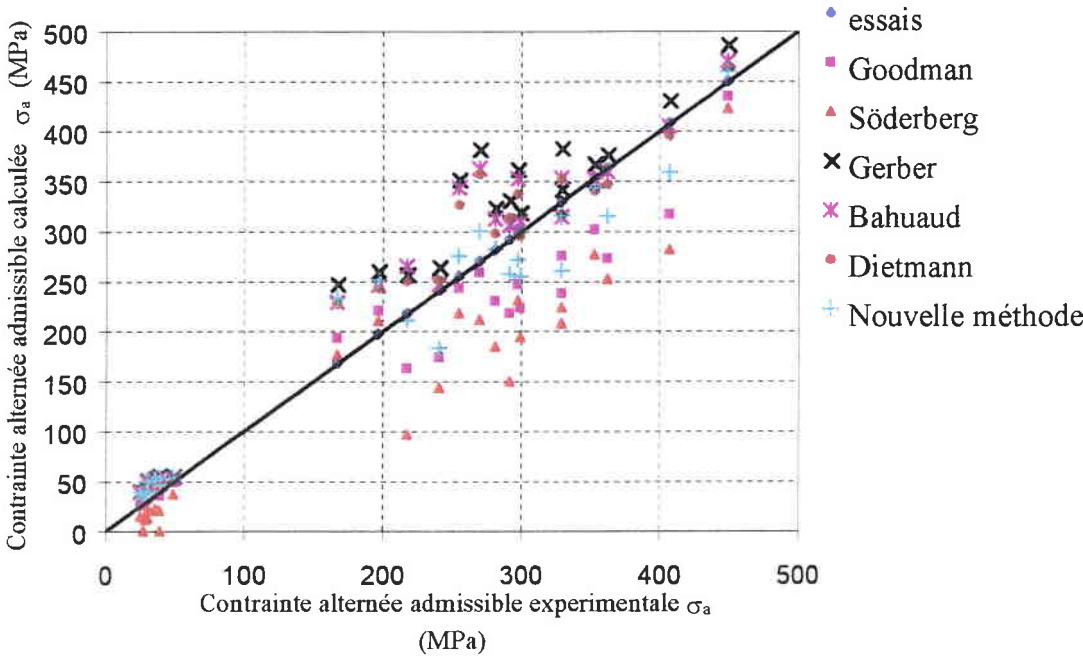


Figure 101 : Comparaison des modèles de détermination de la contrainte admissible

IV. DISCUSSION

Pour donner un sens physique à l'exposant du rapport σ_m/R_m sur les modèles de représentation de la courbe AB sur le diagramme de Haigh, nous avons étudié la courbure du trajet pour les matériaux fragiles et ductiles. Cette courbure s'accroît quand le matériau est ductile. Nous avons construit un modèle par identification en considérant la déformation à rupture statique du matériau (ϵ_r). Ce modèle est comparé aux modèles existants. Dans la zone des faibles contraintes alternées admissibles de 25 à 50 MPa, notre modèle se situe entre celui de Gerber et celui de Bahuaud. Les trois modèles donnent des résultats quasi identiques.

Dans la zone des contraintes alternées admissibles 200 à 325 MPa, les résultats du nouveau modèle sont globalement plus proches des résultats expérimentaux que tous les autres modèles proposés. Dans les zones 150 - 200 MPa et 325 - 450 MPa, notre modèle permet de prédire la contrainte alternée admissible très correctement.

Ceci permet de valider notre démarche et montre que l'exposant du rapport σ_m/R_m est bien lié à la ductilité du matériau. Cette approche pourrait être utilisée en considérant un autre paramètre traduisant la ductilité et qui prend en compte les évolutions des caractéristiques mécaniques lors d'un chargement cyclique.

V. CONCLUSION

Le but de cette étude est d'apporter une signification physique à l'exposant du rapport σ_m/R_m dans les modèles de Goodman (éq 6) et Gerber (éq 8). Après avoir remarqué que cet exposant était lié à la ductilité du matériau, nous avons identifié la relation proposée en utilisant plusieurs résultats d'essais du Centre d'Essais et de Recherches sur les Matériaux. Le modèle établi est comparé à ceux de la littérature et donne de bons résultats (proches de Gerber et Bahuaud) de $\sigma_a = 25$ à 50 MPa, et de meilleurs résultats que tous les autres modèles entre $\sigma_a = 150$ et 325 MPa.

Identification de la fonction $f(\varepsilon_r)$ en utilisant les résultats d'essais.

Hypothèse :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{f(\varepsilon_r)} \right)$$

Données :

Résistance à la traction du matériau : R_m

Contrainte moyenne de l'essai : σ_m

Déformation à rupture en traction statique : ε_r

Résultat des essais : σ_a

Identification :

L'équation en hypothèse est :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{f(\varepsilon_r)} \right)$$

Elle peut s'écrire :

$$\frac{\sigma_a - \sigma_D}{\sigma_D} = - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{f(\varepsilon_r)}$$

où

$$f(\varepsilon_r) = \frac{\ln \left(\frac{\sigma_D - \sigma_a}{\sigma_D} \right)}{\ln \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)}$$

Nous traçons la courbe $\varepsilon_r = f(\varepsilon_r)$ et faisons une interpolation de type logarithmique.

Nous obtenons :

$$f(\varepsilon_r) = 0,45 \ln(\varepsilon_r)$$

Chapitre 5 :

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Des fissurations et des ruptures d'attaches d'ailettes de turbine à vapeur sont observées lors des opérations de maintenance. Après analyse micrographique des ailettes rompues, il est établi que la rupture survient suite aux phénomènes de fatigue.

Après avoir recalculé les dimensions de l'ailette pour vérifier sa tenue mécanique, l'absence de problèmes de conception est établie. D'après les critères de dimensionnement habituels utilisés, l'assemblage devrait être capable de supporter les sollicitations en service.

Afin d'expliquer ces ruptures, nous considérons les paramètres pouvant difficilement être introduits dans le calcul comme les états de surface, les contraintes résiduelles, les jeux et contacts dans le mécanisme.

Pour cela, plusieurs simulations numériques sont effectuées. Les résultats de ces calculs étaient différents et dépendaient des calculateurs, car les hypothèses n'étaient pas toujours les mêmes.

Suite à d'autres ruptures sur le même type d'assemblage monté sur différentes turbines, une étude expérimentale est engagée pour déterminer l'influence de tous les paramètres pouvant gouverner la rupture en fatigue.

Pour cette étude, une machine est conçue et fabriquée afin de simuler l'assemblage ailette/disque dans les conditions de service.

Le fonctionnement de la machine étant validé après plusieurs essais préliminaires, nous avons amélioré progressivement la précision des mesures et des acquisitions, et avons conçu un support de rugosimètre, afin de mesurer l'état de surface des trous avant de démarrer les essais.

Une liste exhaustive de 9 paramètres est établie. Afin de les étudier tous, un plan d'expériences à 16 lignes est construit selon la méthode de Taguchi.

La limite d'endurance de chaque ligne est déterminée par la méthode de Locati, après avoir été estimée, sur la ligne 10, par la méthode de l'escalier.

Les résultats des plans d'expériences se sont avérés confus en raison de la valeur importante de l'écart type.

La méthode de l'escalier a permis de quantifier l'influence :

- de l'outil d'alésage (revêtu ou non revêtu),
- du taux de traction statique,
- de l'outil d'alésage non revêtu dans des conditions extrêmes ($Ra > 5\mu m$)
- d'un milieu aqueux $H_2O + 1g/l$ de $NaCl$ à $60^\circ C$.

Pour ce dernier nous avons conçu et réalisé un soufflet pour la circulation du milieu autour de l'assemblage et avons complété le dispositif expérimental par une boucle de corrosion.

Une exploitation des faciès de rupture est réalisée sur chaque éprouvette rompue pour vérifier le mode de ruine et commenter le type de faciès.

Les principales conclusions sont détaillées à la fin de la partie expérimentale, nous citerons de nouveau :

- l'absence de paramètres prépondérants,
- l'inadaptation des plan d'expériences couplé à la méthode de Locati.

Une simulation numérique, basée sur un modèle de l'assemblage en trois dimensions et avec des hypothèses d'élasticité linéaire isotrope est effectuée afin de déterminer les contraintes locales autour des trous de broches et leur répartition sur les ligaments.

Cette simulation a permis de convertir les valeurs de déformation obtenues expérimentalement en contraintes. Nous avons défini dans cette partie un coefficient de « transférabilité » permettant de passer de la courbe de Wohler de référence, obtenue en flexion rotative, à celle de l'assemblage dans les conditions de service.

La simulation numérique et le coefficient de « transférabilité » sont validés par comparaison avec les résultats expérimentaux en déterminant la limite d'endurance par la méthode de Locati.

Un coefficient de « transférabilité » étant défini, après utilisation de la droite de Goodman, afin de prendre en compte la contrainte moyenne statique, nous nous sommes intéressés à la bibliographie des modèles équivalents couramment utilisés (Gerber, Bahuaud, Dietmann, Söderberg...) et avons réfléchi sur la différence entre les modèles de Goodman et de Gerber.

Cette réflexion confirme que l'exposant du rapport de la contrainte moyenne par la résistance à la traction (σ_m/R_m) est fonction de la ductilité du matériau. Nous avons alors proposé d'écrire l'expression :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^{f(\sigma_r)} \right) \quad \text{Équation 45}$$

Cette équation est appliquée à plusieurs résultats expérimentaux et est comparée aux modèles les plus utilisés. Ceci confirme son aptitude à bien représenter le comportement en fatigue des matériaux sous une contrainte moyenne non nulle.

En résumé, ce travail a permis d'étudier le comportement en fatigue de la liaison ailette/disque pour turbine à vapeur. L'influence des paramètres comme l'état de surface des trous de broche, le taux de traction statique et le milieu aqueux ($H_2O + 1g/l$ de $NaCl$) est quantifiée. La limite d'endurance de l'assemblage est déterminée dans les conditions de service. Un coefficient de « transférabilité » (Laboratoire $\Rightarrow$ Service) est établi ainsi qu'un modèle de considération de la contrainte moyenne qui tient compte de la ductilité du matériau.

Les perspectives de cette étude sont naturellement l'étude expérimentale des autres paramètres du plan d'expériences par la méthode de l'escalier. En effet, la méthode de Locati n'est pas assez fine pour déterminer l'influence de chaque paramètre.

Il serait intéressant, dans l'immédiat, de tester l'influence du chanfrein qui, normalement devrait permettre une relaxation des contraintes.

Une simulation numérique avec contact broche/ailette à l'aide d'éléments spécifiques (non linéaires) est à prévoir.

Un effort sur le relevé des valeurs des sollicitations réelles dans les turbines est à faire. Il n'est pas exclu que des résonances parasites ou des surcharges aléatoires lors des survitesses et au passage des vitesses critiques au démarrage soient à l'origine des ruptures.

L'influence du milieu vapeur est aussi à quantifier. La chute de la limite d'endurance sera certainement plus importante que dans le milieu étudié dans ce travail.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [AKR99] R. AKRACHE and J. LU, Three-dimensional calculations of high cycle fatigue under out of phase multiaxial loading, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 22 pp 527-534, (1999).
- [AND83] A. ANDRZEJEWSKI et G. THAUVIN, Influence de la rugosité sur la tenue en fatigue de l'acier Z 20 C 13 en milieu corrosif aqueux, *Métaux Corrosion Industrie*, Vol 58 pp. 370-378, (1983).
- [ANG99] D. ANGELOVA R. AKID, A normalization of corrosion fatigue behaviour : an example using offshore structural steel in chloride environments, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 22 pp 409-420, (1999).
- [BAS80] F. BASTENAIRE et L. REGNIER, Etude des propriétés statistiques des estimations des paramètres d'une courbe de réponse obtenues par la méthode de l'escalier, *Journées de Statistique de Toulouse*, (1980)
- [BAT99] C. BATHIAS, There is no infinite fatigue life in metallic materials, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 22 pp 559-565, (1999).
- [BEN93] S. BENTACHFINE, Etude en fatigue oligocyclique multiaxiale en phase et hors phase d'un alliage de magnésium-lithium, *Thèse de doctorat*, Université de Metz, (1993).
- [BER95] A. BERNASCONI, Analisi critica dell'approccio microscopico alla verifica di resistenza a fatica multiassiale, *Tesi di laurea*, Politecnico di Milano, Facoltà di Ingegneria, Milano, (1995).
- [BON99] J. J. F. BONNEN and T. H. TOPPER, The effect of bending overloads on torsional fatigue in normalised 1045 steel, *Int. J. Fatigue*, Vol 21 pp. 23-33, (1999).
- [BRO73] M. W. BROWN and K. J. MILLER, *Proc. Inst. Mech. Engrs*, 187, pp 745, (1973).
- [CAM81] A. D. CAMERON and R. A. SMITH, Upper and low bounds for the lengths of non-propagating cracks, *Int. J. Fatigue*, 3 pp 9-15, (1981).
- [CAM96] C. CAMELIN et G. THAUVIN, Influence de l'état de surface sur le comportement en fatigue et fatigue corrosion de l'acier 0.12C-12 Cr-2.5 Ni-1.8 Mo-0.3V, *Journées de l'ATTT*, Reims 19 au 21/06/96, (1996).
- [CET80] CETIM, Recueil de données technologiques sur la fatigue, (1980).
- [CHA93] S. CHARKRAVARY P. LI V. TIRABASSO and P. C. PATNAIK, Improvement of fatigue and corrosion resistance of compressor rotor blade of an industrial gas turbine engine. In : *Proceeding of ASM 1993 Material Week Congress 93*, Pittsburgh , Pennsylvania, 17-21 October, USA, pp 135-143, (1993).

- [CHE98] G. CHENG and A. PLUMTREE, A fatigue damage accumulation model based on continuum damage mechanics and ductility exhaustion, *Int. J. Fatigue*, Vol 20, N° 7, pp 495-501, (1998).
- [COF54] COFFIN L. F., A Study of The Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Material, *Transaction of the american Society of Mechanical engineers*, 76 pp. 931-950, (1954).
- [COR55] M. G. CORSON, *The iron age*, 10 march 1949, n° 103, (1955)
- [COU93] P. A. COULON and H. SAISSE, Fatigue cracking initiation study for blade materials, 12% Chromium steel (Afnor Z19 CD 12-1). In : *Workshop Proceedings*, Palo alto, California, 21-24 September, Pergamon Press, London, pp 4.119 – 4.149, (1993).
- [CRO56] B. CROSSLAND, In Proc. Int. Conf. on fatigue of metals, , *Institution of Mechanical Engineers*, London, pp 138-149, (1956).
- [DAM93] D. DAMRI and J. F. KNOTT, Fracture mode encountered following the application of a major tensile overload, *Int. J. Fatigue*, 15 pp. 53-60, (1993).
- [DAN73] K. DANG VAN, Sur la résistance à la fatigue des métaux, *Thèse de doctorat*, Ecole Polytechnique, Paris, (1973).
- [DAN98] S. R. DANIEWICZ and D. H. MOORE, Increasing the bending fatigue resistance of spur gear teeth using a presetting process, *Int. J. Fatigue*, Vol 20, N° 7 pp 537-542, (1998).
- [DEP91] A. DEPERROIS, Sur le calcul de limite d'endurance des aciers, *Thèse de doctorat*, Ecole Polytechnique, Paris, (1991).
- [DIE91] H. DIETMANN T. BHONGBHIBHAT and A. SCHMID, In fatigue under biaxial and multiaxial loading, ESIS 10, *Mechanical Engineering Publications*, London, pp 449-464, (1991).
- [DIX48] W. J. DIXON and A. M. MOOD, A Method for obtaining and analysing sensitivity data, *Journal of the American Statistical Association*, 43, pp 109-126 (1948)
- [DU98] M. L. DU and F. P. CHIANG, The effect of static tensile strain on the fatigue failure- An experimental study using laser speckles, *Int. J. Fatigue*, Vol 20 N°5 pp. 331-338, (1998).
- [DUQ91] D. L. DUQUESNAY, Fatigue damage accumulation in metals subjected to high mean stress and overload cycles., *PhD Thesis*, University of Waterloo (Waterloo, Ontario), (1991).
- [DUQ92] D. L. DUQUESNAY T. H. TOPPER R. JURCEVIC, A new fatigue life prediction model for variable amplitude loading. In Localised damage II : Fatigue and fracture mechanics, Vol 1, *Proceeding of Conference*, 1-3 July, Southampton (UK) : Comp. Mech. Publishers, (1992).

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [END76] K. ENDO and H. GOTO, Initiation and propagation of fretting fatigue cracks, *Wear*, 38 pp. 311-320, (1976).
- [END81] K. ENDO, Practical observations of initiation and propagation of fretting fatigue cracks : In *Fatigue fretting*, *Applied Science Publishers*, London, pp. 127-141, (1981).
- [FIN59] T. MATAKE, *Bull JSME*, 20 pp 257 (1977).
- [FIN59] W. N. FINDLEY, *Trans ASME*, Ser B pp 81-301 (1959).
- [GAR81] Y. S. GARUD, *J. Engng. Mater. Tech.*, pp. 10-118, (1981).
- [GLI95] G. GLINKA G. WANG and A. PLUMTREE, *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, 18 (7/8) pp. 755, (1995).
- [GRU76] V. GRUBISIC and A. SIMBÜRGER, Int. Conf. Fatigue Testing and Design, *Society of Environmental Engineers*, London, pp 27.1-27.8, Paris, (1976).
- [GUA98] S. DE GUANG. and W. DE-JUN, A new multiaxial fatigue damage model based on the critical plane approach, *Int. J. Fatigue*, Vol 20 N°3 pp. 241-245, (1998).
- [GUR79] T. R. GURNEY, *Fatigue of welded structures*, *Cambridge University Press.*, Cambridge, p 370, (1979).
- [HAD80] M. H. EL HADDAD and T. H. TOPPER, J-integral application for short crack at notches, *Int. J. Fatigue*, 16 pp 15-30, (1980).
- [HAD81] M. H. EL HADDAD T. H. TOPPER and T. N. TOPPER, Fatigue life prediction of smooth and notched specimen based on fracture mechanics, *ASME J. Engng. Mater. Technol.*, 103 pp 91-96, (1981).
- [HOU96] C. Y. HOU and J. J. CHARNG, Estimation of plasticity induced crack closure in a pre-existing plastic zone, *Int. J. Fatigue*, Vol 18 pp. 463-474, (1996).
- [HUN88] A. HUNSCHE P. NEUMANN, Crack Nucleation persistent Slipbands, *Basic Questions in Fatigue*, Vol 1 ASTM STP 924 J. T. Fong and J. Fields eds., Philadelphia, pp. 26-38, (1988).
- [KAK79] H. KAKUNO and Y KAWADA, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 2, pp 229, (1979).
- [KAN82] F.A. KANDIL M. W. BROWN and K. J. MILLER, *Metal Society.*, 280 pp. 203-210, (1982).
- [KON89] Y. KONDA, Prediction of fatigue crack initiation life based on pit growth, *Corrosion*, 45 pp 7-11, (1989).

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [LAM99] V. LAMACQ and M. C.DUBOURG, Modelling of initial fatigue crackgrowth and crack branching under fretting conditions, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 22, pp 535-542, (1999).
- [LAN99] M. LANG and G. MARCI, The influence of single and multiple overloads on fatigue crack propagation, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 22, pp 257-271, (1999).
- [LEB92] A. I. LEBEDEVA V. S. SOKOLOV V. F. REZINSKIKH AND A. F. BOGACHEV, The effect of pitting corrosion on the fatigue strength in blade materials, *Thermal Engng.*, 39 pp 69-72, (1982).
- [LEE98] Y. LEE C. CHUNG Y. PARK and H. KIM, Effects of redistributing residual stress on the fatigue stress on the fatigue behavior of SS330 weldment, *Int. J. Fatigue*, Vol 20, N°8, pp. 565-573, (1998).
- [LIE82] H. P. LIEURADE et la Commission Fatigue des Métaux de la S.F.M., *la pratique des essais de fatigue*, PYC Eds. Paris, (1982)
- [LIE97] H. P. LIEURADE (avec la collaboration de MM. Bastenaire et Regnier), Estimation des caractéristiques de résistance et d'endurance en fatigue, *La fatigue des matériaux et des structures*, Eds Hermes, Paris, pp 57-104, (1997)
- [LIN 82] T. C. LINDLEY, P McINTYRE and P. J. TRANT, Fatigue-crack initiation at corrosion pits, *Metals Technology*, 9 pp 135-142, (1982).
- [LIN97] T. C. LINDLEY, Fretting fatigue in engineering alloys, *Int. J. Fatigue*, Vol 19 N°1 pp. S39-S49, (1997).
- [LIU93] J. LIU et H. ZENNER, *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.*, 24 pp 240, (1993).
- [LOC55] LOCATI, *Metallurgia Italiana*, pp 1-9 (1955)
- [MAC99] E MACHA and C M SONSINO, Energy criteria of multiaxial fatigue failure, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 22, pp 1053-1070, (1999).
- [MAR56] J. MARIN, In Proc. Int. Conf. on fatigue of metals, , *Institution of Mechanical Engineers*, London, pp 184-194, (1956).
- [McD91] D. L. McDIARMID, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 14, p 429, (1991).
- [McD94] D. L. McDIARMID, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 17, p 1475, (1994).
- [McE97] A. J. McEVILY M. RENAULD H. BAO and R. SHOVER, Fatigue fracture surface roughness and the K opening level, *Int. J. Fatigue*, Vol 20 N°10 pp. 737-742, (1998).

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [McI89] P. McINTYRE, Crack initiation at corrosion pits, review of power industry experience. In : Corrosion pitting, its practical applications : crack initiation at corrosion pits, *The Institute of metals*, London, 14th March. Br. Corr. J. 24, pp 103-104, (1989).
- [MIN45] M. A. MINER, *J. Appl. Mech. Pub.*, 12 A159, (1945)
- [MIN98] K. MINOSHIMA M. OKADA and K KOMAI, Evaluation of stress corrosion resistance and corrosion fatigue fracture behavior of ultra high strength P/M Al-Zn-Mg alloy, *Int. J. Fatigue*, Vol 20, N°10, pp 757-766, (1998).
- [MOS99] M. A. MOSHIER and B. M. HILLBERRY, The inclusion of compressive residual stress effects in crack growth modelling, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 22 pp 519-529, (1999).
- [NEW92] J. C. NEWMAN Jr, FASTRAN II : A fatigue crack growth structural analysis program, *NASA Langley Research Center*, Hampton , Virginia NASA-TM-104159, (1992).
- [NOD99] N. A. NODA and Y. TAKASE, Stress concentration formulae useful for any shape of notch in a round tes specimen under tension and under bending, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 22 pp 1071-1082, (1999).
- [PAL24] A. PALMGREEN, Endurance of Ball-Bearing, *VDI-Zeitschrift*, pp 68-339 (1924)
- [PAN98] W. PAN C. HUNG and L. CHEN, Fatigue life estimation under multiaxial loadings, *Int. J. Fatigue*, Vol 21 N°3 pp. 3-10, (1998).
- [PAP87] I. V. PAPADOPOULOS, Fatigue polycyclique des métaux : une nouvelle approche, *Thèse de doctorat*, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées , (1987).
- [PAP97] I.V. PAPADOPOULOS P. DAVOLI C. GORLA M. FILIPPINI AND A. BERNASCONI, A Comparative study of multiaxial high cycle fatigue criteria for metals, *Int. J. Fatigue*, Vol 19 N°3 pp. 219-235, (1997).
- [PET53] R. E. PETERSON, *Stress Concentration Design Factor*, John Wiley and sons, Inc., New York (1953).
- [RAB97] P. RABBE, Introduction à la fatigue, *La fatigue des matériaux et des structures*, Eds Hermes, Paris, pp 23-54 (1997).
- [REY96] P. REYBAT DEGAT Z. R. ZHOU and L. VINCENT, Fretting behavior on pre-stressed aluminium alloy specimen, *Trib. Int.*, 30 (3), pp 711-720, (1996).

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [RIC97] R. C. RICE, SAE Fatigue design Handbook, AE-22, 3rd edn. SAE International, Warrendale, PA p 82, (1997).
- [ROB92] J. L. ROBERT, Contribution à l'étude de la fatigue multiaxiale sous sollicitation périodique ou aléatoire, *Thèse de doctorat*, INSA de Lyon, (1992).
- [RUD81] C. O. RUUD, Nondestructive and Semidestructive Methods for Residual Stress Measurement : In Residual Stress Effects in Fatigue, *ASTM STP 776*, (1981).
- [SAD91] G. SADO et M. C. SADO, *Les plans d'expériences : De l'expérimentation à l'assurance qualité*, Eds AFNOR (1991).
- [SIN59] G. SINES, Metal fatigue, (*Eds G. Sines and J. L. Waisman*), McGraw-Hill, New York, pp 145-169, (1959).
- [SMI78] R. A. SMITH and K. J. MILLER, Prediction of fatigue regimes in notched components, *Int. J. Mech Sci.*, 20 pp 201-206, (1978).
- [SPE 91] M. O. SPEIDEL and R. B. SCARLIN, In : Stress corrosion Cracking ang Corrosion fatigue of steam turbineRotor and blade materials (*Edited by J. B. Marriott*), Commission of the European Communities, ECSC-EEC-EAEC and brussels, pp 343-368, (1991).
- [TAG39] G. TAGUCHI et YU IU WU, Introduction of off line quality control systems. Peut etre commandé à American Supplier Institute, Dearborn, Mich. (1939).
- [VAL80] K. C. VALANIS, *Archives Mechanics*, pp. 50-171, (1980).
- [VIG88] M. G. VIGIER, *Pratique des plans d'expériences : Méthodologie Taguchi*, Les éditions d'Organisation, Paris (1988).
- [WAS98] J. WASEN and E. HEIER, Fatigue crack growth thresholds- The influence of Young's modulus and fracture surface roughness, *Int. J. Fatigue*, Vol 20 N°10 pp. 737-742, (1998).
- [WEI91] C. WEISNER H.U. KUNZI and B. ILSCHNER, Characterisation of the Topography of Turned surfaces and its Influence on the Fatigue life of Al-7075, *Material science and engineering*, A145 pp. 151-158, (1991).
- [WHE99] G. WHEATLEY X. Z. HU and Y. ESTRIN, Effect of a single tensile overload on fatigue crack growth in a 316L steel, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 22, pp 1041-1051, (1999).
- [ZHO99] S. ZHOU et A. TURNBULL, Influence of pitting on the fatigue life of a turbine blade steel, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 22 pp 1083-1093, (1999).

ANNEXE 1 : PLAN D'EXPERIENCES RESULTATS D'ESSAIS OBSERVATIONS

N° Ligne	Traction Statique. kN	couple torsion (mdaN)	Jeu doigts	Chan- frein	Rugosité faces	Ø alésage (mm)	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches Ra (µm)	Largeur Disque (mm)
1	180	10	N1	1x1	6,3	12	3,2	N1	62
2	180	10	N1	1x1	6,3	12	1,6	N2	52
3	180	10	N2	1x1	3,2	10	1,6	N2	62
4	180	10	N2	1x1	3,2	10	3,2	N1	52
5	180	0	N1	Sans	3,2	12	3,2	N1	52
6	180	0	N1	Sans	3,2	12	1,6	N2	62
7	180	0	N2	Sans	6,3	10	1,6	N2	52
8	180	0	N2	Sans	6,3	10	3,2	N1	62
9	90	10	N1	Sans	3,2	10	3,2	N2	62
10	90	10	N1	Sans	3,2	10	1,6	N1	52
11	90	10	N2	Sans	6,3	12	1,6	N1	62
12	90	10	N2	Sans	6,3	12	3,2	N2	52
13	90	0	N1	1x1	6,3	10	3,2	N2	52
14	90	0	N1	1x1	6,3	10	1,6	N1	62
15	90	0	N2	1x1	3,2	12	1,6	N1	52
16	90	0	N2	1x1	3,2	12	3,2	N2	62

Tableau 38 : Diverses lignes du plan d'expériences

Date de l'essai	N° Ligne	Traction Statique kN	couple torsion (mdaN)	Jeu doigts	Chan-frein	Rugosité faces	Ø alésage (mm)	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches Ra (µm)	Largeur Disque (mm)	fréquence (Hz)	déformation µ déf.	Nb cycles	Remarques / Observations
09/01/98	10	90	10	N1	Sans	3,2	10	1,6	N1	52	62	70 80 90 100 110 120 130 140	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 1,2. 10 ⁵	fissure doigt inférieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
26/01/98	10	90	10	N1	Sans	3,2	10	1,6	N1	52	62	70 80 90 100 110 120	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 3,07.10 ⁵	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
27/01/98	10	90	10	N1	Sans	3,2	10	1,6	N1	52	62	70 80 90 100 110	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 2,28.10 ⁵	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
29/01/98	10	90	10	N1	Sans	3,2	10	1,6	N1	52	62	70 80 90 100 110 120	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 3,26.10 ⁵	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.

Tableau 39 : Résultats des essais "Locati ligne 10"

Date de l'essai	N° Ligne	Traction Statique kN	couple torsion (mdaN)	Jeu doigts	Chan-frein	Rugosité faces	Ø alésage (mm)	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches Ra (µm)	Largeur Disque (mm)	fréquence (Hz)	Déformation µ déf.	Nb cycles	Remarques / Observations
02/02/98	10	90	10	N1	Sans	3,2	10	1,6	N1	52	66	70 80 90 100	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 1,40.10 ⁵	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
03/02/98	10	90	10	N1	Sans	3,2	10	1,6	N1	52	62	70 80 90 100 110 120 130 140	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 1,37. 10 ⁵	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
05/02/98	10	90	10	N1	Sans	3,2	10	1,6	N1	52	62	70 80 90 100 110	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
06/02/98	10	90	10	N1	Sans	3,2	10	1,6	N1	52	62	70 80 90 100 110 120 130 140 150	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 1,8.10 ⁵	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.

Tableau 40: Suite des résultats des essais "Locati ligne 10"

Présence d'un léger matage sur la quasi totalité des essais

ANNEXES 1

Plan d'expériences – Résultats d'essais - Observation

N° Ligne	Traction Statique kN	couple torsion (mdaN)	Jeu doigts	Chan-frein	Rugosité faces	Ø alésage (mm)	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches Ra (µm)	Largeur Disque (mm)	fréquence (Hz)	Déformation µ déf.	Nb cycles	Remarques / Observations
1	180	10	N1	1x1	6,3	12	3,2	N1	62	69 67 67 67	80 90 100 110	10 ⁷ 10 ⁷ 10 ⁷ 5,67 10 ⁶	RAS RAS RAS fissure doigt inférieur, ligne extérieure, initiation au bord du trou.
2	180	10	N1	1x1	6,3	12	1,6	N2	52	69	80 90 100	10 ⁷ 10 ⁷ 7.10 ⁶	RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne intérieure, initiation au bord du trou.
3	180	10	N2	1x1	3,2	10	1,6	N2	62	69	80 90 100	10 ⁷ 10 ⁷ 2,08.10 ⁶	RAS, mais l'éprouvette a été surchargée au montage. RAS fissure doigt inférieur, ligne intérieure, initiation au bord du trou.
3 BIS	180	10	N2	1x1	3,2	10	1,6	N2	62	69	70	5,51 10 ⁶	fissure doigt supérieur, ligne intérieure, initiation au bord du trou.
4	180	10	N2	1x1	3,2	10	3,2	N1	52	69	80	2,75.10 ⁶	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
5	180	0	N1	Sans	3,2	12	3,2	N1	52	69 69 66 66	70 80 90 100	10 ⁷ 10 ⁷ 10 ⁷ 6,47 10 ⁶	RAS RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation au bord du trou.
6	180	0	N1	Sans	3,2	12	1,6	N2	62	69	80 90 100 110	10 ⁷ 10 ⁷ 10 ⁷ 1,17.10 ⁵	RAS RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne intérieure, initiation au bord du trou.
7	180	0	N2	Sans	6,3	10	1,6	N2	52	69	70	8 10 ⁶	fissure doigt inférieur, ligne intérieure, initiation au bord du trou.

Tableau 41 : Résultats des essais du premier plan d'expériences

N° Ligne	Traction Statique kN	couple torsion (mdaN)	Jeu doigts	Chan-frein	Rugosité faces	Ø alésage (mm)	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches Ra (µm)	Largeur Disque (mm)	Fréquence (Hz)	Déformation µ déf.	Nb cycles	Remarques / Observations
8	180	0	N2	/	6,3	10	3,2	N1	62	69	80	$2,3.10^6$	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
9	90	10	N1	/	3,2	10	3,2	N2	62	58	80	$7,38.10^6$	fissure doigt inférieur, ligne intérieure, initiation au bord du trou. Leger matage.
10*	90	10	N1	/	3,2	10	1,6	N1	52	75	70 80 90 100 110 120 130	10^7 10^7 10^7 10^7 10^7 10^7 10^7	fissure disque.
10 BIS	90	10	N1	/	3,2	10	1,6	N1	52	58 62 58	80 90 100	10^7 10^7 $4,22.10^6$	RAS RAS fissure doigt inférieur, ligne extérieure, initiation par présence de matage
11	90	10	N2	/	6,3	12	1,6	N1	62	62	80	$1,71.10^6$	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
12	90	10	N2	/	6,3	12	3,2	N2	52	62	80	$5,1.10^5$	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
13	90	0	N1	1x1	6,3	10	3,2	N2	52	58	80	10^6	fissure doigt inférieur, ligne intérieure, initiation bord du trou de broche.
14	90	0	N1	1x1	6,3	10	1,6	N1	62	58	80	$1,68.10^6$	fissure doigt inférieur, ligne extérieure, initiation bord du trou de broche.
15	90	0	N2	1x1	3,2	12	1,6	N1	52	60	100	$9,5.10^5$	fissure doigt supérieur, ligne intérieure, initiation dans le trou de broche.
16	90	0	N2	1x1	3,2	12	3,2	N2	62	59	100	$1,6.10^5$	fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.

Tableau 42 : Suite et fin des résultats des essais du premier plan d'expériences

* Essais non validés

Jeux doigts					
	ligne intérieure			ligne extérieure	
	Théorique	Relevé 1	Relevé 2	Théorique	Relevé
Ligne 1	0.2 - 0.35	0,00	0,31	0 - 0.05	0,05
Ligne 2	0.2 - 0.35	0,30	0,30	0 - 0.05	0,08
Ligne 3	0.2 - 0.35	0,66	0,59	0.3 - 0.45	0,72
Ligne 4	0.2 - 0.35	0,63	0,56	0.3 - 0.45	0,73
Ligne 5	0.2 - 0.35	0,36	0,23	0 - 0.05	0,05
Ligne 6	0.2 - 0.35	0,31	0,31	0 - 0.05	0,04
Ligne 7	0.2 - 0.35	0,65	0,58	0.3 - 0.45	0,75
Ligne 8	0.2 - 0.35	0,64	0,61	0.3 - 0.45	0,70
Ligne 9	0.2 - 0.35	0,34	0,25	0 - 0.05	0,04
Ligne 10	0.2 - 0.35	0,32	0,24	0 - 0.05	0,03
Ligne 11	0.2 - 0.35	0,63	0,65	0.3 - 0.45	0,75
Ligne 12	0.2 - 0.35	0,66	0,64	0.3 - 0.45	0,75
Ligne 13	0.2 - 0.35	0,31	0,32	0 - 0.05	0,06
Ligne 14	0.2 - 0.35	0,32	0,33	0 - 0.05	0,06
Ligne 15	0.2 - 0.35	0,65	0,59	0.3 - 0.45	0,73
Ligne 16	0.2 - 0.35	0,57	0,63	0.3 - 0.45	0,73
Moyenne	0.2 - 0.35	0,48	0,45	0 - 0.05	0,05
Moyenne		0,46		0.3 - 0.45	0,74
Ecart type		0,20	0,17	(0 - 0.05)	0,016
Ecart type		0,18		(0.3 - 0.45)	0,018

Tableau 43 : Valeurs théoriques et effectives des jeux sur les doigts

Jeux broches					Rugosité trous		Rugosité faces	
	ligne intérieure		ligne extérieure		Théorique	Relevé	Théorique	Relevé
	Théorique	Relevé	Théorique	Relevé				
Ligne 1	0 - 0.03	0,030	0 - 0.03	0,029	3,2	2,96	6,3	2,10
Ligne 2	0 - 0.03	0,024	0.1 - 0.2	0,161	1,6	0,50	6,3	2,15
Ligne 3	0 - 0.03	0,028	0.1 - 0.2	0,168	1,6	0,61	3,2	1,20
Ligne 4	0 - 0.03	0,030	0 - 0.03	0,027	3,2	2,64	3,2	1,73
Ligne 5	0 - 0.03	0,029	0 - 0.03	0,022	3,2	2,66	3,2	1,90
Ligne 6	0 - 0.03	0,024	0.1 - 0.2	0,158	1,6	1,07	3,2	1,80
Ligne 7	0 - 0.03	0,025	0.1 - 0.2	0,167	1,6	0,56	6,3	2,40
Ligne 8	0 - 0.03	0,025	0 - 0.03	0,028	3,2	2,51	6,3	1,80
Ligne 9	0 - 0.03	0,025	0.1 - 0.2	0,167	3,2	3,15	3,2	1,32
Ligne 10	0 - 0.03	0,021	0 - 0.03	0,024	1,6	<1,6	3,2	0,61
Ligne 11	0 - 0.03	0,026	0 - 0.03	0,026	1,6	0,67	6,3	1,60
Ligne 12	0 - 0.03	0,031	0.1 - 0.2	0,169	3,2	2,77	6,3	1,80
Ligne 13	0 - 0.03	0,023	0.1 - 0.2	0,162	3,2	2,79	6,3	2,24
Ligne 14	0 - 0.03	0,034	0 - 0.03	0,031	1,6	1,14	6,3	1,90
Ligne 15	0 - 0.03	0,019	0 - 0.03	0,016	1,6	0,49	3,2	1,10
Ligne 16	0 - 0.03	0,030	0.1 - 0.2	0,165	3,2	2,64	3,2	1,60
Moyenne	0 - 0.03	0,0265	0 - 0.03	0,026	1,6	0,68	3,2	1,46
Moyenne			0.1 - 0.2	0,165	3,2	2,72	6,3	1,99
Ecart type	(0 - 0.03)	0,004	(0 - 0.03)	0,005	1,6	0,27	3,2	0,43
Ecart type			(0.1 - 0.2)	0,004	3,2	0,21	6,3	0,27

Tableau 44 : Valeurs théoriques et effectives des jeux broches, Rugosités des faces et des trous.

N° Ligne	Traction Statique kN	couple torsion (mdaN)	Jeu doigts	Chan- frein	Rugosité faces	Ø alésage (mm)	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches Ra (µm)	Largeur Disque (mm)	fréquen- ce (Hz)	Déforma- tion µ déf.	Nb cycles	Remarques / Observations
1	180	10	N1	1x1	6,3	12	3,2	N1	62	62	80 90 100 110 120 130 140	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 1,10.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation au bord du trou.
2	180	10	N1	1x1	6,3	12	1,6	N2	52	62	70 80 90 100	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 4,70.10 ⁵	RAS RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation au bord du trou.
3	180	10	N2	1x1	3,2	10	1,6	N2	62	62	40 50 60 70 80 90 100 110 120 130	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 2,95.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt inférieur, ligne intérieure, initiation au bord du trou.
4	180	10	N2	1x1	3,2	10	3,2	N1	52	62	40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 2,3.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt supérieur et inférieur au niveau du chanfrein sur les doigts.

Tableau 45 : Résultats des essais du second plan d'expériences

N° Ligne	Traction Statique kN	couple torsion (mdaN)	Jeu doigts	Chan- frein	Rugosité faces	Ø alésage (mm)	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches Ra (µm)	Largeur Disque (mm)	fréquen- ce (Hz)	Déforma- tion µ déf.	Nb cycles	Remarques / Observations
5	180	0	N1	Sans	3,2	12	3,2	N1	52	62	70 80 90 100 110 120 130	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 1,425.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS Fissure doigt inférieur, ligne extérieure, initiation au bord du trou.
6	180	0	N1	Sans	3,2	12	1,6	N2	62	62	70 80 90 100	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 2,12.10 ⁵	RAS RAS RAS fissure doigt inférieur, ligne intérieure, initiation au bord du trou.
7	180	0	N2	Sans	6,3	10	1,6	N2	52	62	50 60 70 80 90 100	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 2,975.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt inférieur, ligne intérieure, initiation au bord du trou.
8	180	0	N2	Sans	6,3	10	3,2	N1	62	62	30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 4,88.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt inférieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.

Tableau 46 : Suite 1 des résultats des essais du second plan d'expériences

N° Ligne	Traction Statique kN	couple torsion (mdaN)	Jeu doigts	Chan- frein	Rugosité faces	Ø alésage (mm)	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches Ra (µm)	Largeur Disque (mm)	fréquen- ce (Hz)	Déforma- tion µ déf.	Nb cycles	Remarques / Observations
9	90	10	N1	Sans	3,2	10	3,2	N2	62	62	50 60 70 80 90 100 110 120 130	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 2,32.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation au bord du trou. Léger matage.
11	90	10	N2	Sans	6,3	12	1,6	N1	62	56	50 60 70 80 90 100	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 4,175.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation bord du trou.
12	90	10	N2	Sans	6,3	12	3,2	N2	52	56	10 20 30 40 50 60 70 80 90	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 7.10 ⁴	RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt inférieur, ligne intérieure, initiation bord du trou.
13	90	0	N1	1x1	6,3	10	3,2	N2	52	56	20 30 40 50 60 70 80	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 4,75.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne intérieure, initiation bord du trou de broche.

Tableau 47 : Suite 2 des résultats des essais du second plan d'expériences

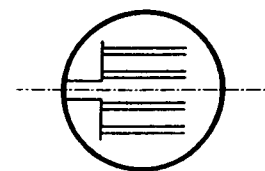
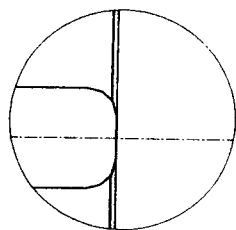
N° Ligne	Traction Statique kN	couple torsion (mdaN)	Jeu doigts	Chan- frein	Rugosité faces	Ø alésage (mm)	Rugosité broches Ra (µm)	Jeu broches Ra (µm)	Largeur Disque (mm)	fréquen- ce (Hz)	Déforma- tion µ déf.	Nb cycles	Remarques / Observations
14	90	0	N1	1x1	6,3	10	1,6	N1	62	56	30 40 50 60 70 80 90 100	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 4,3.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt inférieur, ligne extérieure, initiation bord du trou de broche.
15	90	0	N2	1x1	3,2	12	1,6	N1	52	56	30 40 50 60 70 80 90 100 110	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 1,45.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne extérieure, initiation dans le trou de broche.
16	90	0	N2	1x1	3,2	12	3,2	N2	62	59	10 20 30 40 50 60 70 80 90 100	5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 5.10 ⁵ 3,825.10 ⁵	RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS RAS fissure doigt supérieur, ligne intérieure, initiation bord du trou.

Tableau 48: Suite et fin des résultats des essais du second plan d'expériences

ANNEXE 2 : PLANS

- Plan du banc de fatigue
- Plan de l'éprouvette ailette

Plan de l'éprouvette disque



6.3 ✓

Matr.	Matrice	Enlèvement	Provision	Observations
Échelle 1	Cohes sans indication : Tolerance : $\pm 0,1$ - mm		- Rayons non cotés : mm	
	Angles vifs aplanis par un chaînon de 0,5 à 65°		sauf indication contraire	
Le plan est coté, être communié de respect sans l'indication de 1216				
Désignation :		RILETTE D'ESSAI		
Pour :		SE. avenue PABE LIAUT 69006 - LYON 6E Tél. : 44.78.82.66 Telex : 340 000 00 Fax : 44.78.34.00		
Service technique 69006 LYON 6E		Département IND Service IND		Indice d'Etat (P)
Dessiné le : 24-07-94		par : DUPUIS		N° 12166
Vérifié le :		par :		

ANNEXE 3 : PV D'ESSAI

1. Fiche de suivi d'un essai
2. Fiche de conformité ailette
3. Fiche de conformité ailette disque
4. Courbe de Calibration
5. Courbe amplitude de chargement = $f(\text{nombre de cycles})$
6. Tableau de détermination de la limite d'endurance par la méthode de Locati
7. Observation de zones de rupture à la loupe binoculaire

FICHE DE SUIVI D'ESSAI N°
selon FBB4-017664

Opérateur : WAGNE

Date : 18/05/98

	EPROUVETTE N°	PV CONTROLE N°
AILETTE	<u>60N</u>	<u>Plan n°2</u>
DISQUE	<u>606</u>	<u>Ligne 8</u>

Vérification de la résistance des jauges : OK

Jeu entre le talon de l'ailette et le disque avant mise en torsion : 4,99 mm

Augmentation de l'épaisseur du disque après mise en torsion : — mm, — mm

Paramètres d'alésage :

Alésage	Ebauche	Finition	Ebauche	Finition
Ø (mm)	9,6	10	<u>11,6</u>	<u>12</u>
VN (tr/mm)	260	420	<u>260</u>	<u>420</u>
Revêtement	N.R.	N.R.	<u>N.R.</u>	<u>N.R.</u>
Lubrifiant	HUILE 280NU.	JEFFA	<u>HUILE 280NU</u>	<u>JEFFA</u>
Avance	Manuel	Manuel	<u>Manuel</u>	<u>Manuel</u>

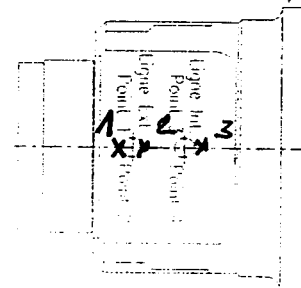
Relevé dimensionnel après alésage :

	RUGOSITE (Ra moy. µm)				DIAMETRE (mm)			
	Ligne extérieure		Ligne intérieure		Ligne extérieure		Ligne intérieure	
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	Alésage	Broche	Alésage	Broche
Doigt supérieur	<u>2,51</u>	<u>2,06</u>	<u>2,19</u>	<u>—</u>	<u>10,814</u>	<u>9,99</u>	<u>10,018</u>	<u>9,99</u>
Doigt inférieur	<u>—</u>	<u>—</u>	<u>—</u>	<u>—</u>	<u>10,816</u>	<u>—</u>	<u>10,819</u>	<u>—</u>

Paramètres d'essai :

R_{max} = 22,37

- * Traction : 180 kN
- * Couple torsion : 0 m.DaN
- * Valeur moyenne : 0 µDef.
- * Amplitude totale : 1,5 V (60 µDef.)
- * Fréquence : 62 Hz
- * Censure : 5.15 Cycles



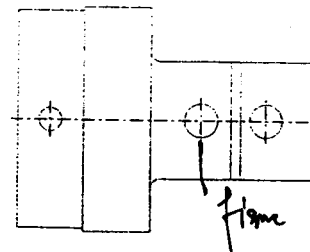
Après essai :

- * Nbre de cycles atteints : 4,88.10⁵ (à 140 mDef)
- * Nbre de cycles début fissuration : —
- * Δε moy. résiduel : 62 mDef
- * T(°C) moyenne : ambiante
- * Fichier des données de l'essai : 8P260N-1

Contrôles :

- Visuel : longueur de la fissure 12 mm sur doigt sup. inf.
- CND : * US —
- * Magnéto —
- * Ressuage S4 —

- Fractographie : OUI/NO



This document, sole property of our company, is strictly confidential. It must not be communicated, copied or reproduced without our written consent.

Ce document, propriété exclusive de notre société, est strictement confidentiel. Il ne peut être communiqué, copié ou reproduit sans son autorisation écrite.

GECALSTHOM FONDS GÉNÉRAL		FEUILLE DE RELEVÉ - RECORD SHEET			GBV R 1.8.2.6.2		PAGE 1/1	IND B
SITE / POWER PLANT BANC D'ESSAIS CERM			TRANCHE / UNIT		N° DE CODE / ORDER N° R.1.2.1.4.7			
TITRE / TITLE		MODIF	IND	MODIF / N° AN	DATE	ETABLI / MADE BY		VÉRIFIÉ / CHECKED BY
EPROUVETTE AILETTE PLAN CETIM N° 42166 A.		1ère 1.4	A	PREMIERE EDITION FIRST EDITION	23-10-96	Rauquin		Rauquin
REPERE DE MARQUAGE / IDENTIFICATION N°		Der Last						

côté du marquage

Mesure du Ra/Rt
à effectuer au niveau
de la 1^{re} ligne.

Cotes à contrôler	Théorique	Relevé
A	35,5 ⁺⁰ _{-0,052}	35,48
cote marquage B1	12,5 ^{-0,02} _{-0,121}	12,44
B2	12,5 ^{-0,02} _{-0,121}	12,41
φ B *	8 ⁺⁰ ₋₀	8
φ chanfrein *	12 ^{+0,2} _{-0,2} (code Y) 14 ^{+0,2} _{-0,2}	—
Ra faces	6,3 ⁺⁰ ₋₀	1,8
Rt faces		
Ra chanfrein	3,2	—
P	50 ^{+0,3} ₋₀	50,04
DECISION	ACCEPTEE	REBUTEE

NOTA :

cette GBVR devra figurer dans le dossier de la fiche technique de l'essai considéré ci dessous.

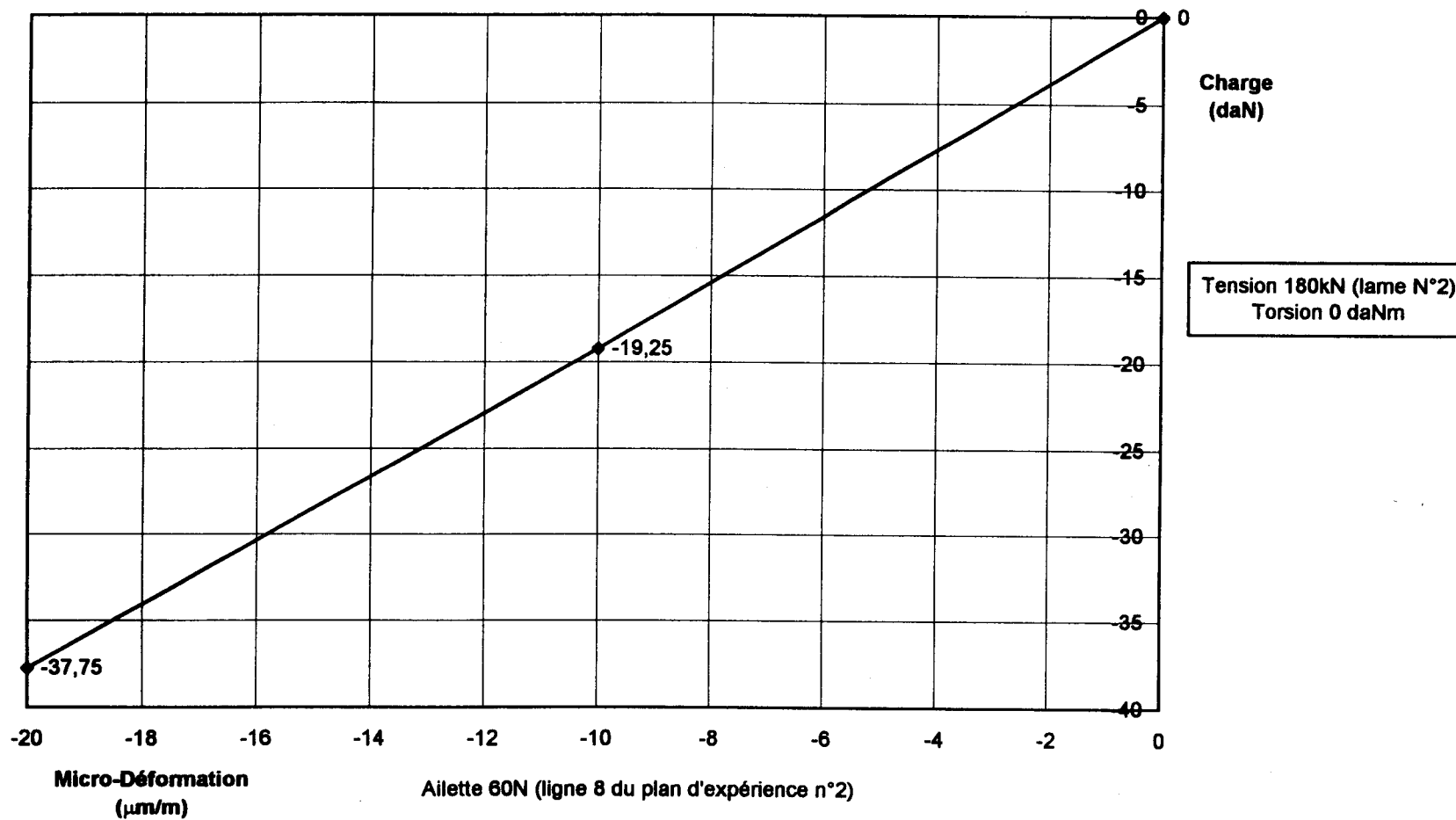
VERIFICATION MARQUAGE SUIVANT F884-017664			
EPROUVETTE N°		N° ESSAI	
60N		8	

* Code 6: Ra 6,3 ← code 0 = +8 * → chanf. φ 10
* Code 3: Ra 3,2 code 2 = φ 10 * → chanf. φ 10

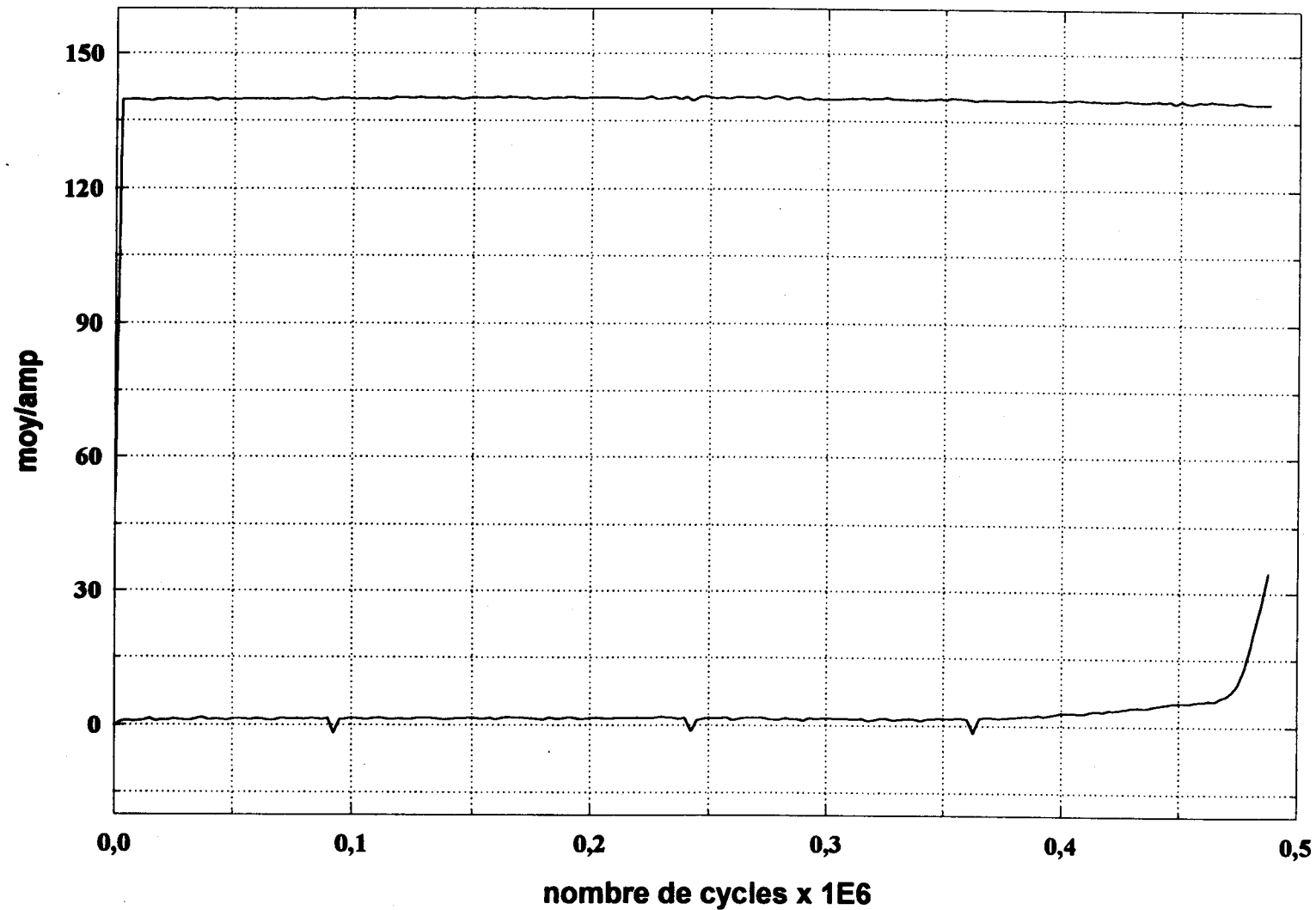
	Niveau Rank	Nom Name	Date Date	Visa Signature	Rapport de M. Report by M.
Contrôleur ou Moniteur Inspector or Erector					N°
Chef de Contrôle ou de Chantier Inspector or Jobsite Responsible					du
Contrôle Client Client's Inspector					Date

Annexe N°
Appendix N°

Charge en fonction des $\mu\text{m/m}$ sans cyclage



8P260N-14



Date : 27/05/98
Repère éprouv. : 60N
Repère disque : G08
Charge statique : 180 kN
Couple torsion : 0 m.DaN
Amplitude dyn. : $\pm 140 \mu\text{m/}$
Fréquence : 62 Hz

Remarque : Allotte déjà testée

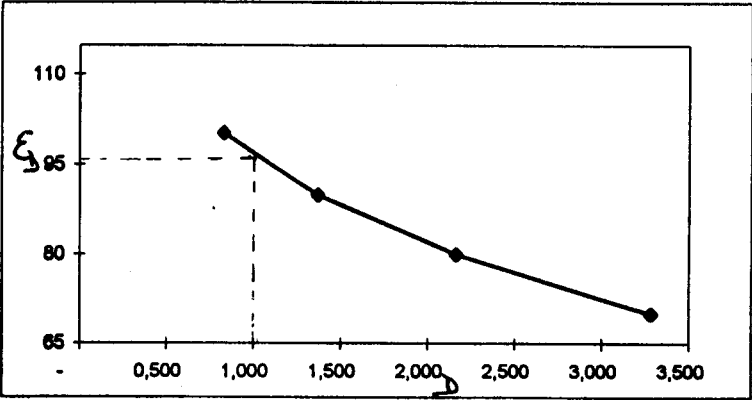
- 30 μdef à 5.10^5 cycles
- 40 μdef à 5.10^5 cycles
- 50 μdef à 5.10^5 cycles
- 60 μdef à 5.10^5 cycles
- 70 μdef à 5.10^5 cycles
- 80 μdef à 5.10^5 cycles
- 90 μdef à 5.10^5 cycles
- 100 μdef à 5.10^5 cycles
- 110 μdef à 5.10^5 cycles
- 120 μdef à 5.10^5 cycles
- 130 μdef à 5.10^5 cycles

DETERMINATION DE LA LIMITE D'ENDURANCE PAR LA METHODE LOCATI

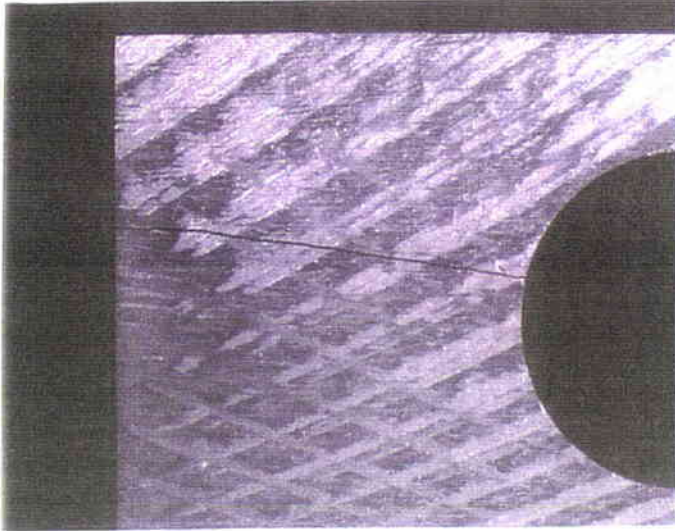
PLAN N° 2 (Ligne 8)

ε (E-6.m/m)	Nbre de cycles n	$\varepsilon_D = 70 \text{ E-6.m/m}$		$\varepsilon_D = 80 \text{ E-6.m/m}$		$\varepsilon_D = 90 \text{ E-6.m/m}$		$\varepsilon_D = 100 \text{ E-6.m/m}$	
		N	n/N	N	n/N	N	n/N	N	n/N
30	5,00E+05								
40	5,00E+05								
50	5,00E+05								
60	5,00E+05								
70	5,00E+05								
80	5,00E+05	5,65E+06	0,088						
90	5,00E+05	3,37E+06	0,148	5,65E+06	0,088				
100	5,00E+05	2,11E+06	0,237	3,37E+06	0,148	5,65E+06	0,088		
110	5,00E+05	1,37E+06	0,366	2,11E+06	0,237	3,37E+06	0,148	5,65E+06	0,088
120	5,00E+05	9,14E+05	0,547	1,37E+06	0,366	2,11E+06	0,237	3,37E+06	0,148
130	5,00E+05	6,29E+05	0,795	9,14E+05	0,547	1,37E+06	0,366	2,11E+06	0,237
140	4,88E+05	4,43E+05	1,101	6,29E+05	0,776	9,14E+05	0,534	1,37E+06	0,357
Somme (n/N)			3,283		2,163		1,374		0,831

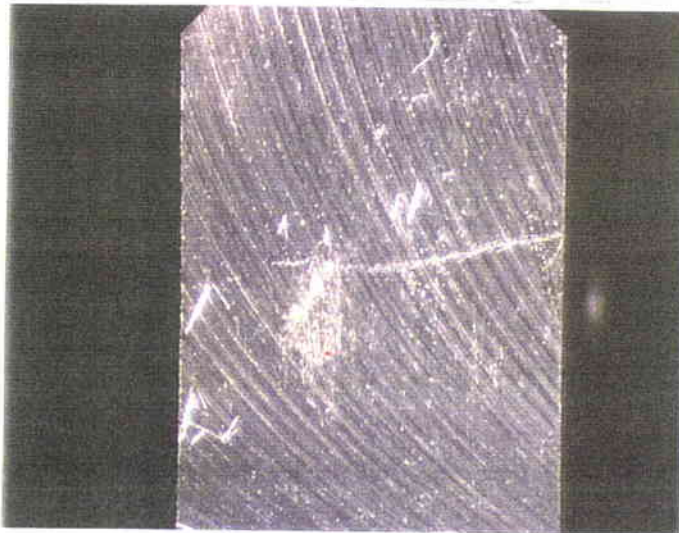
$\varepsilon_D = 96,7 \mu\text{def.}$



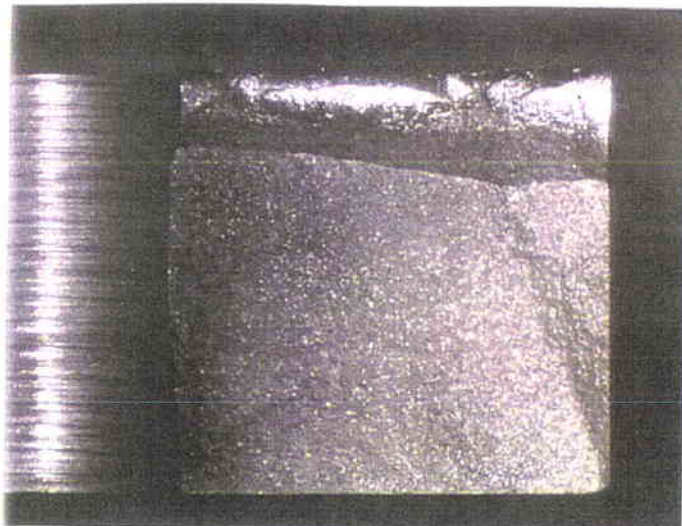
EPROUVETTE : SP260N



ASPECT FISSURE
DE FACE
(G 250)



ASPECT FISSURE
EN BOUT
(G 500)



FACILS DE RUPTURE
(G 500)

PUBLICATIONS

TRAVAUX PUBLIES AU COURS DE LA THESE

*SERMA TECHNOLOGIES CERM 3, avenue des trois chênes, 90000 BELFORT

** LFM, Université de Metz, Ile du Saulcy, 57045 Metz Cedex 01, France

*** Faculté des Sciences et Techniques, B.P. 523, Beni-Mellal, MAROC

1. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN* Z. AZARI** G. PLUVINAGE**, *Influence of Manufacturing and Loading Parameters on the Fatigue Limit of a Blade / Disc Assembly Using Stair Case and Locati's Method*, FATIGUE 2000, pp 475-483, Cambridge, April 10th-12th, 2000.
2. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN* Z. AZARI** G. PLUVINAGE**, *Comportement en fatigue de la liaison d'ailettes : influence des paramètres d'usinage et de chargement*, 18ièmes journées de printemps de la SFMM, pp 9(1)-9(10), Paris les 2 et 3 juin 1999.
3. C.G. DIAGNE* ** L. FERRY* G. THAUVIN*, *Synthèse de résultats de fatigue en température et en milieu aqueux*, 19ièmes journées de printemps de la SFMM, pp 4(1)-4(9), Paris les 24 et 25 mai 2000.
4. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN* Z. AZARI** G. PLUVINAGE**, *Comportement en fatigue d'un assemblage ailette/disque à l'ambiante et à 60°C en milieu aqueux*, 19ièmes journées de printemps de la SFMM, pp 5(1)-5(8), Paris les 24 et 25 mai 2000.
5. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN*, *Essais de fatigue d'aciers alliés à l'air et en milieu corrosif : état de surface et contraintes résiduelles*, 1^{er} Congrès européen de traitement thermique et traitement mécanique des surfaces, Metz les 14, 15 et 16 juin 2000.
6. S. BENTACHFINE*** C.G. DIAGNE* ** Z. AZARI** G. PLUVINAGE**, *Limite d'application du critère de Von Mises en fatigue oligocyclique multiaxiale en hors phase.*, PLASTICITE 99, Nancy les 29 et 30 mars 1999.
7. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN* Z. AZARI** G. PLUVINAGE**, *Détermination de la limite d'endurance sous une contrainte moyenne non nulle : influence de la ductilité du matériau*, Revue Française de Mécanique, (soumis).
8. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN*, *Détermination de la Courbe de Wöhler de l'acier C01L/C07L à partir de données bibliographiques*, Rapport interne N°A2236, janvier 1998.
9. C.G. DIAGNE* ** P. NAVA* G. THAUVIN*, *Banc d'essai en fatigue d'attaches à doigts d'ailette de turbine à vapeur*, Rapport interne N°A2096, février 1998.

10. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN*, *Détermination de la Courbe de Wöhler de l'acier C01L/C07L*, Rapport interne N°A2251 mars 1998.
11. C.G. DIAGNE* ** P. NAVA* G. THAUVIN*, *Mise en place d'un rugosimètre sur le banc d'essai de fatigue d'attaches à doigts de turbine à vapeur*, Rapport interne N°A2260, juin 1998.
12. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN*, *Comportement en fatigue d'ailettes à doigts : 1ère campagne d'essais*, Rapport interne N°A2097, juin 1998.
13. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN*, *Mesure de contraintes résiduelles sur les trous de broche des ailettes à doigts de turbine à vapeur*, Rapport interne N°A2270, Août 1998.
14. C.G. DIAGNE* ** L. FERRY* A. DUCHASSIN*, *Corrosion sous tension en vapeur, mise de l'éprouvette et mode de chargement*, Rapport interne N°A2166, décembre 1998.
15. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN*, *Comportement en fatigue d'ailettes à doigts : deuxième plan d'expériences*, Rapport interne N°A2268 janvier 1999.
16. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN*, *Comportement en fatigue d'ailettes à doigts : influence de l'outil d'alésage et du chargement*, Rapport interne N°99B0169, juin 1999.
17. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN*, *Comportement en fatigue de l'assemblage disque/ailette à doigts : Quantification du fretting et Comparaison éprouvette / assemblage*, Rapport interne N°99B0172, février 2000.
18. C.G. DIAGNE* ** G. THAUVIN*, *Influence d'un état de surface $Ra > 5 \mu m$ sur le Comportement en fatigue d'ailettes à doigts*, Rapport interne N°99B0173, février 2000.

INFLUENCE DES PARAMETRES D'USINAGE ET DE CHARGEMENT SUR LE COMPORTEMENT EN FATIGUE DES ATTACHES D'AILETTES A DOIGTS DE TURBINE A VAPEUR

Cette contribution à l'étude du comportement en fatigue de la liaison d'attaches d'ailettes à doigts de turbines à vapeur est axée sur l'influence des paramètres d'usinage (formes géométriques, états de surface...) et de chargement (taux de traction, torsion et flexion) sur la limite d'endurance.

Après une étude bibliographique, plusieurs essais sont effectués sur une machine conçue et fabriquée spécialement pour tester l'assemblage ailette/disque dans les conditions de service. Diverses méthodes de détermination de la limite d'endurance (Escalier, Locati...) sont appliquées à l'air et en milieu corrosif aqueux. Les résultats sont explicités et une analyse métallographique des éprouvettes rompues est effectuée.

Une simulation numérique reprenant les conditions expérimentales est effectuée et un modèle de prise en compte de la contrainte moyenne en fonction de la ductilité du matériau est proposé.

Mots clés : fatigue, ailette de turbine, limite d'endurance, usinage, chargement, plan d'expériences, contrainte moyenne, banc de fatigue, acier à 12% de Chrome, acier à 3,5% de Nickel, corrosion, milieu aqueux.

INFLUENCE OF MANUFACTURING AND LOADING PARAMETERS ON THE FATIGUE BEHAVIOUR OF A STEAM TURBINE BLADE/DISC ASSEMBLY.

The present work deals with the study of the influence of manufacturing and loading parameters (such as the surface roughness or the tensile mean stress value) on the fatigue behaviour of a steam turbine blade/disc assembly.

After a summary of recent published papers on the subject, an experimental study of the fatigue behaviour of a blade/disc assembly for steam turbines is carried out. This study aims to determine the fatigue limit of the assembly in the real service conditions and to estimate the influence of any parameter (clearances in the assembly, roughness of the most loaded surfaces, geometry and loads) which is able to cause fracture. A special fatigue machine is designed and manufactured for this occasion. Several methods are used to determine the fatigue limit (Locati, Staircase...). A metallographic analysis is also carried out on every broken specimen.

A numerical simulation using experimental conditions is made. A new model for taking into account the mean stress value considering the material ductility is given.

Key words : fatigue, turbine blade, fatigue limit, manufacturing, loading, experiment series, mean stress, fatigue bench, 12% Cr steels, 3,5% Ni steels, corrosion, salted water medium