



**HAL**  
open science

# ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION DE L'ENDOMMAGEMENT D'UN CONTACT AUBE/DISQUE DE SOUFFLANTE SOUMIS A DES CHARGEMENTS DE FRETTEMENT FATIGUE

Jean Meriaux

► **To cite this version:**

Jean Meriaux. ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION DE L'ENDOMMAGEMENT D'UN CONTACT AUBE/DISQUE DE SOUFFLANTE SOUMIS A DES CHARGEMENTS DE FRETTEMENT FATIGUE. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Ecole Centrale de Lyon, 2010. Français. NNT: . tel-00730679v1

**HAL Id: tel-00730679**

**<https://theses.hal.science/tel-00730679v1>**

Submitted on 12 Sep 2012 (v1), last revised 8 Nov 2012 (v2)

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# **THESE**

présentée devant

**L'ECOLE CENTRALE DE LYON**

pour obtenir le grade de **Docteur**

Spécialité **Matériaux**

par

**Jean MERIAUX**

Ingénieur ENSMA

---

## **ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION DE L'ENDOMMAGEMENT D'UN CONTACT AUBE/DISQUE DE SOUFFLANTE SOUMIS A DES CHARGEMENTS DE FRETTEMENT FATIGUE**

---

Soutenue le 02 Juillet 2010 devant la commission d'examen composée de

MM. VINCENT Léo	LTDS - Ecole Centrale de Lyon	Président du Jury
MM. DENAPE Jean	LGP - ENI Tarbes	Rapporteur
MM. HENAFF Gilbert	LMPM - ENSMA	Rapporteur
Mme. POMMIER Sylvie	LMT - Cachan	Membre du Jury
MM. NOWELL David	University of Oxford	Membre du Jury
MM. FOUVRY Siegfried	LTDS - Ecole Centrale de Lyon	Directeur de Thèse
MM. RUIZ-SABARIEGO Juan-Antonio	Snecma	Invité







# ***REMERCIEMENTS***

Ce manuscrit présente les résultats de trois ans de travaux de thèse effectuée au sein du Laboratoire de Tribologie et de Dynamique des Systèmes (LTDS) de l'École Centrale de Lyon. Je tiens tout d'abord à remercier M. Denis MAZUYER, directeur du LTDS de m'avoir accueilli dans le laboratoire.

Mes remerciements vont à M. Léo VINCENT, initiateur de l'étude du fretting au LTDS, pour sa participation en tant que président du jury. Je remercie chaleureusement M. Jean DENAPE, bien connu du milieu du fretting, et M. Gilbert HENAFF, l'un de mes anciens professeurs, d'avoir accepté d'être rapporteur ce travail et membre du jury. Avoir un membre du LMPM dans mon jury donne une impression d'aboutissement dans ma formation. Je remercie sincèrement Mme. Sylvie POMMIER et M. David NOWELL de m'avoir fait l'immense honneur d'avoir bien voulu prendre part à mon jury de thèse donnant à ce travail encore un peu plus de valeur. Je les remercie par ailleurs pour les discussions scientifiques et les conseils prodigués lors de nos différents échanges.

Je remercie M. Siegfried FOUVRY pour m'avoir encadré et dirigé dans mes recherches. Avec lui, j'ai pu développer mes compétences et avoir accès à un grand nombre de connaissances et de moyens. J'ai eut, grâce à lui, la possibilité de faire un travail amont sur un dispositif expérimental à la pointe et sur une thématique encore très ouverte.

Je remercie chaleureusement M. Stéphane DEYBER et Mme. Bénédicte BONNET de m'avoir fait confiance pour mener à bien ce projet et de m'avoir soutenu et conseillé tout du long. Je remercie évidemment M. Juan-Antonio RUIZ-SABARIEGO d'avoir repris le flambeau à Snecma et d'avoir toujours été présent que ce soit pour un soutien moral ou scientifique. Il en est de même pour Mme. Nathalie SERRES qui s'est toujours montrée disponible et souriante. Je remercie également M. Pascal BROSSIER, M. Alain VERAY et M. Hacène CHEROUALI pour leur aide précieuse sur les outils expérimentaux et numériques. Je remercie également, pour leur bonne humeur les équipes YQMM et YHMV de Snecma : Alexandre, Didier, Arnaud, Emilie, Mark.... Et puisque je parle de l'entreprise qui a soutenu ce travail, je voudrais aussi remercier Snecma de m'avoir offert un travail à la fin de ces 3 ans de thèse.

Je remercie vivement l'ensemble de la 'fretting team' sans qui ce travail n'aurait pu aboutir. Krzysztof KUBIAK et Jean-Michel VERNET : je ne pourrais jamais assez vous remercier pour votre disponibilité et votre sens de l'humour. Mais surtout, c'est vos railleries devant les machines expérimentales qui m'ont permis de me débrouiller très vite et qui m'ont rendu indépendant. C'est grâce à cela et à votre aide toujours la bienvenue que nous avons pu aller loin dans ce travail. Je remercie aussi vivement Mlle. Caroline MARY, compagne de thèse, collègue et amie. Nous nous sommes poussés et soutenus dans nos sujets de thèse proches et nos galères mutuelles. Je pense que cette émulation et cette entraide a vraiment participé à la qualité du travail final.

Je remercie également les autres membres de la 'fretting team' qui ont participé de façon directe ou indirect à ce travail et la bonne ambiance qu'il y a eut autour de sa réalisation : Jessica DELACROIX, Julien MUNOZ, Jonathan PETIT, Stéphane HEREDIA, ... et bon courage aux suivants : Romain et Benjamin. Merci aussi aux autres membres de la 'fretting team' que j'ai pu côtoyer durant ce travail : Tomasz, Radoslaw, Pawel, Rafic, etc...

Je remercie les différents stagiaires impliqués, à un moment ou à un autre, dans ce travail : Julien LEROUX, Samuel DASNOIS et Antoine AUBER. De même, je remercie les personnes du groupe de travail fretting, dont les discussions et les échanges scientifiques ont permis d'étendre le champ d'investigation de ce travail : Daniel NELIAS, Ludovic GALLEGO, Benjamin FULLERINGER, Henri PROUDHON, Eva ERIPRE, Loïc SALLES, etc...

Pour leur temps et l'intérêt qu'ils ont porté sur mon travail, je tiens à remercier Jean-Yves BUFFIERE, Jose Alexander ARAUJO et Juliette CAYER-BARRIOZ.

Je remercie chaleureusement Michaël BOINET pour son aide précieuse sur les problèmes d'émission acoustique. Il s'est impliqué dans mes travaux et nous nous sommes même trouvé des points communs en dehors du travail tels que la voile ou le rugby. Je suis quand même content pour toi que La Rochelle soit remonté en TOP14 même si cela n'est pas pour très longtemps.

Si la thèse représente 3 années de travail, c'est aussi et surtout une aventure humaine. J'ai rencontré des personnes qui m'ont aidé sans le savoir juste parce qu'ils étaient là à la pause café ou parce qu'ils m'ont aidé à me changer les idées. Des amitiés fortes sont même nées. Je tiens donc à remercier fortement : Maxime R., Maxime F., Fabrice, Mathieu S. (8 consones, 2 voyelles), Romain C., Kény, Samuel, Aurélien, Vanessa, Pierre, Pierre-Henry, Cedric, Mélanie, etc...et une mention spéciale pour Leslie qui a été là pour me supporter et m'accompagner. J'en oublie sûrement mais sachez que c'est grâce à vous tous que j'ai sut apprécier ces moments au LTDS.

Je remercie également l'ensemble des joueurs de l'équipe de volley de l'ECL que j'ai pu croiser durant ces quelques années, grâce à vous, j'ai pu entretenir ce corps d'athlète malgré le temps passé à travailler.

Enfin je remercie toute ma famille qui a été un véritable pilier pour me soutenir dans les bons moments comme dans les mauvais. Autre pilier de soutien : merci à mes amis qui ont été nombreux présent à mes côtés, je pense surtout à ceux qui ont partagé la même expérience ou qui l'ont subit lors de nos soirées : Thomas, Lionel, Benjamin, la team ENSMA, Pierrot, Sylvain, etc....

Pour finir, quelques remerciements spéciaux. Merci à mes partenaires de squash de m'avoir toujours laissé gagner afin de conserver mon ego, merci au Stade-Français d'avoir perdu toutes les compétitions et d'avoir fait de moi la risée du LTDS, merci aux mots fléchés du 20 minutes et merci à l'ASSE d'avoir commencé à gagner des matchs après la fin de ma thèse. Et merci à la Wissoussienne de m'avoir hébergé alors que je n'avais pas de toit à la fin de ma thèse.

« C'est à force d'observation, de réflexion, que  
L'on trouve. »

Monet à F. Bazille, juillet 1864

**YOUR THESIS TITLE**

CONDENSING OVER HALF A DECADE OF  
YOUR LIFE IN ONE SENTENCE.

www.phdcomics.com  
JORGE CHAM © 2006

**the colon**  
Can't decide what to title  
your thesis? Use a colon!

**a preposition**  
A good preposition tells your  
readers "hey, this is not just a  
futile exercise"

**"Witty catch-  
phrase"**

**: Length-enhanced superlative  
verbiage with prolixity**

**in/of/  
for**

**Obscure topic few  
people care about.**

**witty catchphrase**  
Makes people think you're  
hip and culturally relevant.  
Only marginally related to the  
actual thesis? No problem.

**the boring stuff**  
Nothing says "academic rigor" like a  
long string of dry scientific-sounding  
terminology and fancy buzzwords.

**obscure topic  
few people care  
about**  
Sad, but true.



WWW.PHDCOMICS.COM





**ECOLE CENTRALE DE LYON**  
**DIRECTION DE LA RECHERCHE**

*Liste des personnes Habilitées à Diriger des Recherches en poste à l'Ecole Centrale de Lyon*

Nom-Prénom	Corps grade	Laboratoire ou à défaut département ECL	Etablissement
AURIOL Philippe	professeur	AMPERE	ECL
BEROUAL Abderrahmane	professeur	AMPERE	ECL
BURET François	maître de conférences	AMPERE	ECL
JAFFREZIC-RENAULT Nicole	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
KRÄHENBÜHL Laurent	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
MARTELET Claude	professeur	AMPERE	ECL
NICOLAS Alain	professeur	AMPERE	ECL
NICOLAS Laurent	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
SIMONET Pascal	chargé de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
THOMAS Gérard	professeur	AMPERE	ECL
VOLLAIRE Christian	maître de conférences	AMPERE	ECL

**Nbre Ampère 11**

HELLOUIN Yves	maître de conférences	DER EEA	ECL
LE HELLEY Michel	professeur	DER EEA	ECL

**Nbre DER EEA 2**

GUIRALDENQ Pierre	professeur émérite	DER STMS	ECL
VINCENT Léo	professeur	DER STMS	ECL

**Nbre DER STMS 2**

LOHEAC Jean-Pierre	maître de conférences	ICJ	ECL
MAITRE Jean-François	professeur émérite	ICJ	ECL
MARION Martine	professeur	ICJ	ECL
MOUSSAOUI Mohand	professeur	ICJ	ECL
MUSY François	maître de conférences	ICJ	ECL
ROUY MIRONESCU Elisabeth	professeur	ICJ	ECL
ZINE Abdel-Malek	maître de conférences	ICJ	ECL

**Nbre ICJ 7**

DAVID Bertrand	professeur	ICTT	ECL
----------------	------------	------	-----

**Nbre ICTT 1**

CALLARD Anne-Ségolène	maître de conférences	INL	ECL
CLOAREC Jean-Pierre	maître de conférences	INL	ECL
GAFFIOT Frédéric	professeur	INL	ECL
GAGNAIRE Alain	maître de conférences	INL	ECL
GARRIGUES Michel	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
GENDRY Michel	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
GRENET Geneviève	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
HOLLINGER Guy	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL

JOSEPH Jacques	professeur	INL	ECL
KRAWCZYK Stanislas	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
LETARTRE Xavier	chargé de recherche	INL	CNRS/ECL
MARTIN Jean-René	professeur émérite	INL	ECL
O'CONNOR Ian	maître de conférences	INL	ECL
PHANER-GOUTORBE Magali	professeur	INL	ECL
ROBACH Yves	professeur	INL	ECL
SAINT-GIRONS Guillaume	chargé de recherche	INL	CNRS/ECL
SEASSAL Christian	chargé de recherche	INL	CNRS/ECL
SOUTEYRAND Eliane	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
TARDY Jacques	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
VIKTOROVITCH Pierre	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL

Nbre INL 20

CHEN Liming	professeur	LIRIS	ECL
-------------	------------	-------	-----

Nbre LIRIS 1

BAILLY Christophe	professeur	LMFA	ECL
BERTOGLIO Jean-Pierre	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
BLANC-BENON Philippe	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
BOGEY Christophe	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CAMBON Claude	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CARRIERE Philippe	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CHAMPOUSSIN J-Claude	professeur émérite	LMFA	ECL
COMTE-BELLOT genevièvre	professeur émérite	LMFA	ECL
FERRAND Pascal	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
GALLAND Marie-Annick	maître de conférences	LMFA	ECL
GODEFERD Fabien	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
GOROKHOVSKI Mikhail	professeur	LMFA	ECL
HENRY Daniel	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
JEANDEL Denis	professeur	LMFA	ECL
JUVE Daniel	professeur	LMFA	ECL
LE RIBAUT Catherine	chargée de recherche	LMFA	CNRS/ECL
LEBOEUF Francis	professeur	LMFA	ECL
PERKINS Richard	professeur	LMFA	ECL
ROGER Michel	professeur	LMFA	ECL
SCOTT Julian	professeur	LMFA	ECL
SHAO Liang	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
SIMOENS Serge	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
TREBINJAC Isabelle	maître de conférences	LMFA	ECL

Nbre LMFA 23

BENAYOUN Stéphane	professeur	LTDS	ECL
CAMBOU Bernard	professeur	LTDS	ECL
COUILLET Bernard	maître de conférences	LTDS	ECL
DANESCU Alexandre	maître de conférences	LTDS	ECL
FOUVRY Siegfried	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL
GEORGES Jean-Marie	professeur émérite	LTDS	ECL
GUERRET Chrystelle	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL
HERTZ Dominique	past	LTDS	ECL
ICHCHOU Mohamed	maître de conférences	LTDS	ECL
JEZEQUEL Louis	professeur	LTDS	ECL
JUVE Denyse	ingénieur de recherche	LTDS	ECL
KAPSA Philippe	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
LE BOT Alain	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL

LOUBET Jean-Luc	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
MARTIN Jean-Michel	professeur	LTDS	ECL
MATHIA Thomas	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
MAZUYER Denis	professeur	LTDS	ECL
PERRET-LIAUDET Joël	maître de conférences	LTDS	ECL
SALVIA Michelle	maître de conférences	LTDS	ECL
SIDOROFF François	professeur	LTDS	ECL
SINOUE Jean-Jacques	maître de conférences	LTDS	ECL
STREMSDOERFER Guy	professeur	LTDS	ECL
THOUVEREZ Fabrice	professeur	LTDS	ECL
TREHEUX Daniel	professeur	LTDS	ECL
VANNES André-Bernard	professeur émérite	LTDS	ECL

**Nbre LTDS 25**

Total HdR ECL

91

---

# SOMMAIRE

REMERCIEMENTS .....	- 5 -
NOTATIONS .....	- 15 -
INTRODUCTION GENERALE .....	- 17 -
CHAPITRE I. ....	- 19 -
PROBLEMATIQUE INDUSTRIELLE ET ETAT DE L'ART	
I.1. Contexte industriel .....	- 21 -
I.1.1. Le turboréacteur .....	- 21 -
I.1.2. Le contact aube/disque : problématique .....	- 23 -
I.1.3. Caractéristiques du contact aube/disque .....	- 25 -
I.1.3.1. Sollicitations .....	- 25 -
I.1.3.2. Matériaux .....	- 26 -
I.1.3.3. Fabrication des disques et aubes fan .....	- 27 -
I.1.4. La prédiction de la durée de vie à Snecma .....	- 28 -
I.1.5. Objectifs industriels .....	- 29 -
I.2. L'endommagement en fretting .....	- 30 -
I.2.1. Introduction .....	- 30 -
I.2.2. La caractérisation du contact et de la sollicitation de fretting .....	- 30 -
I.2.3. Conditions de glissement et critères de transition .....	- 31 -
I.2.4. Carte de fretting : endommagement .....	- 33 -
I.2.5. L'amorçage en fretting : approche fatigue .....	- 34 -
I.2.5.1. Mécanismes d'amorçage .....	- 35 -
I.2.5.2. La prédiction de l'amorçage : critères de fatigue .....	- 36 -
$\alpha$ . Les critères multiaxiaux de fatigue .....	- 36 -
$\beta$ . Application au fretting .....	- 38 -
I.2.6. La propagation des fissures de fatigue .....	- 41 -
I.2.6.1. Le facteur d'intensité de contrainte .....	- 41 -
I.2.6.2. Les cinétiques de propagation .....	- 43 -
I.2.6.3. La transition fissure courtes-fissure longues .....	- 44 -
I.2.6.4. Mécanismes de propagation : l'arrêt de la fissuration .....	- 46 -
$\alpha$ . Constatations expérimentales .....	- 46 -
$\beta$ . Modélisation .....	- 48 -
I.3. Les particularités du fretting fatigue .....	- 51 -
I.3.1. Introduction .....	- 51 -
I.3.2. L'essai de fretting fatigue .....	- 51 -
I.3.3. Le Contact : phénomène d'excentricité .....	- 53 -
I.3.4. L'endommagement .....	- 55 -
I.3.4.1. La fissuration .....	- 55 -
I.3.4.2. L'arrêt de fissuration .....	- 58 -
I.3.4.3. L'influence des paramètres majeurs .....	- 59 -
I.3.5. Prédiction des durées de vie .....	- 61 -
I.3.5.1. Modèles basés sur le concept de 'Crack Analogue' .....	- 62 -
I.3.5.2. Modèles basés sur les critères multiaxiaux de fatigue .....	- 64 -
I.3.5.3. Modèles combinant expérimental et modélisation .....	- 64 -
I.3.5.4. Dernières évolutions .....	- 65 -
I.4. Problématique scientifique et démarche associée .....	- 68 -

---

## CHAPITRE II..... - 69 -

### DEMARCHE EXPERIMENTALE

II.1.	Configuration du contact .....	- 71 -
II.1.1.	Géométrie .....	- 71 -
II.1.2.	Conditions expérimentales .....	- 72 -
II.2.	L'essai de fretting .....	- 73 -
II.2.1.	Dispositif expérimental .....	- 73 -
II.2.2.	Méthodologie d'expertise des fissures en fretting.....	- 74 -
II.2.3.	Détermination des conditions d'amorçage .....	- 76 -
II.2.4.	Analyse du comportement du contact.....	- 76 -
II.3.	L'essai de fretting fatigue .....	- 77 -
II.3.1.	Dispositif expérimental .....	- 78 -
II.3.2.	Particularités de l'essai .....	- 79 -
II.3.3.	Méthodologies d'essais associées.....	- 81 -
II.3.4.	Sollicitations de fretting fatigue .....	- 83 -
II.3.5.	Techniques d'expertises associées .....	- 84 -
II.3.5.1.	Analyses <i>post mortem</i> .....	- 84 -
II.3.5.2.	Pistes d'analyses <i>in situ</i> de la propagation.....	- 85 -
II.4.	Le suivi de fissuration par suivi de potentiel .....	- 86 -
II.4.1.	Généralités .....	- 86 -
II.4.2.	Mise en place du dispositif sur les essais de fretting fatigue .....	- 87 -
II.4.3.	Calibration .....	- 91 -
II.4.3.1.	Introduction.....	- 91 -
II.4.3.2.	Calibration empirique.....	- 92 -
II.4.3.3.	Analyse de la précision de la technique .....	- 96 -
II.4.4.	Conclusions .....	- 100 -

## CHAPITRE III. .... - 101 -

### ETUDE QUALITATIVE DE LA FISSURATION EN FRETTING FATIGUE

III.1.	Première identification des mécanismes .....	- 103 -
III.1.1.	Fractographie.....	- 103 -
III.1.2.	Etudes complémentaires .....	- 108 -
III.1.2.1.	Mesure de l'usure .....	- 108 -
III.1.2.2.	Effet de la microstructure.....	- 108 -
III.1.2.3.	Site d'amorçage et étude des traces de fretting.....	- 110 -
III.2.	Influence du mode de chargement .....	- 111 -
III.3.	Identification des processus successifs de fissuration par émission acoustique . - 116 -	
III.3.1.	Introduction à l'émission acoustique .....	- 116 -
III.3.1.1.	Généralités .....	- 116 -
III.3.1.2.	Utilisation de l'PEA et objectifs.....	- 118 -
III.3.1.3.	Instrumentation de l'essai .....	- 119 -
III.3.2.	Analyse de l'énergie acoustique cumulée : évolution temporelle. ....	- 121 -
III.3.3.	Caractérisation du mode I de propagation : analyse paramétrique .....	- 122 -
III.3.4.	Identification des phases de propagation des fissures courtes : analyse statistique multivariées.....	- 124 -
III.3.4.1.	Principe de l'analyse statistique.....	- 124 -
III.3.4.2.	Résultats .....	- 126 -
III.3.5.	Analyse de la technique .....	- 128 -

---

III.4.	Conclusions .....	- 130 -
--------	-------------------	---------

**CHAPITRE IV..... - 131 -**

**ETUDE QUANTITATIVE DE LA FISSURATION EN FRETTEMENT FATIGUE**

IV.1.	Carte de fretting fatigue à 100 000 cycles .....	- 133 -
-------	--	---------

IV.2.	Principe de l'étude.....	- 134 -
-------	--------------------------	---------

IV.3.	Essais fretting fatigue 'en phase' .....	- 135 -
-------	--	---------

IV.3.1.	Essais en fretting simple .....	- 135 -
---------	---------------------------------	---------

IV.3.2.	Influence de la fatigue sur l'amorçage .....	- 136 -
---------	--	---------

IV.3.3.	Influence du fretting sur l'amorçage et la propagation.....	- 138 -
---------	---	---------

IV.3.4.	Etude des cinétiques de propagation.....	- 140 -
---------	--	---------

IV.4.	Essais fretting fatigue 'vol' .....	- 143 -
-------	-------------------------------------	---------

IV.4.1.	Effet fretting sur l'amorçage en fatigue.....	- 144 -
---------	---	---------

IV.4.2.	Effet fatigue sur l'amorçage des fissures en fretting.....	- 148 -
---------	--	---------

IV.5.	Cartes de fretting fatigue complémentaires .....	- 150 -
-------	--	---------

IV.5.1.	Les cartes de fretting fatigue .....	- 150 -
---------	--------------------------------------	---------

IV.5.2.	Les courbes de Wöhler à amorçage.....	- 153 -
---------	---------------------------------------	---------

IV.6.	Conclusions .....	- 154 -
-------	-------------------	---------

**CHAPITRE V. .... - 157 -**

**MODELE DE PREDICTION DES DUREES DE VIE EN FRETTEMENT FATIGUE**

V.1.	Présentation du modèle.....	- 159 -
------	-----------------------------	---------

V.1.1.	Originalité de la démarche.....	- 159 -
--------	---------------------------------	---------

V.1.2.	Description du modèle.....	- 159 -
--------	----------------------------	---------

V.2.	Prédiction de la durée de vie à amorçage .....	- 160 -
------	--	---------

V.2.1.	Principe du modèle d'amorçage .....	- 160 -
--------	-------------------------------------	---------

V.2.2.	Modèle éléments finis .....	- 162 -
--------	-----------------------------	---------

V.2.3.	Premiers résultats .....	- 165 -
--------	--------------------------	---------

V.2.4.	L'approche de moyennation des contraintes .....	- 168 -
--------	---	---------

V.2.5.	Résultats .....	- 170 -
--------	-----------------	---------

V.2.5.1.	Modèle élastique avec moyennation .....	- 170 -
----------	---	---------

V.2.5.2.	Tentatives d'optimisation .....	- 173 -
----------	---------------------------------	---------

V.2.5.3.	Conclusion sur le modèle d'amorçage.....	- 176 -
----------	--	---------

V.3.	Prédiction de la durée de vie en propagation .....	- 176 -
------	--	---------

V.3.1.	Principe du modèle .....	- 176 -
--------	--------------------------	---------

V.3.2.	Implémentation.....	- 177 -
--------	---------------------	---------

V.3.3.	Résultats .....	- 178 -
--------	-----------------	---------

V.3.4.	Conclusion sur le modèle de propagation .....	- 179 -
--------	---	---------

V.4.	Conclusion générale sur le modèle .....	- 181 -
------	---	---------

---

<b>CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES .....</b>	<b>- 183 -</b>
<b>ANNEXES .....</b>	<b>- 185 -</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE.....</b>	<b>- 195 -</b>

---

# ***NOTATIONS***

$\delta$	Déplacement relatif ( $\mu\text{m}$ )
$\delta_0$	Glissement relatif entre les deux pièces $\sim$ ouverture du cycle de fretting ( $\mu\text{m}$ )
$\delta^*$	Amplitude de glissement ( $\mu\text{m}$ )
$\delta_t$	Débattement imposé à la transition ( $\mu\text{m}$ )
$\mu$	Coefficient de frottement
$\mu_t$	Coefficient de frottement à la transition
$\mu_{\text{GP}}$	Coefficient de frottement en glissement partiel
$a_h$	Demi-largeur de contact (mm)
$c$	Demi largeur de la zone colée dans le contact (mm)
$R$	Rayon du contact (mm)
$E_d$	Energie dissipée (J)
$q(x,y)$	Cisaillement local au point de coordonnées (x,y)
$Q$	Force tangentielle (N/mm)
$Q^*$	Amplitude de la force tangentielle de fretting (N)
$Q_c$	Seuil de force tangentielle à amorçage (N/mm)
$P$	Pression de contact (MPa)
$P_{\text{moy}}$	Pression de contact moyenne (MPa)
$P_{\text{max}}$	Pression de contact maximale (MPa)
$p(x,y)$	Pression locale au point de coordonnées (x,y)
$F_n$	Force normale (N/mm)
$R_a$	Rugosité arithmétique (écart moyen par rapport à la ligne moyenne de la rugosité ( $\mu\text{m}$ ))
$\sigma$	Contrainte de fatigue (MPa)
$\sigma_{\text{fat}}$	Contrainte maximale de fatigue appliquée lors de l'essai (MPa)
$\sigma_D$	Limite de fatigue
$\sigma_{-1}$	Limite de fatigue pour un rapport de charge en fatigue de -1
$E$	Module de Young (MPa)
$E^*$	Module de Young équivalent (MPa)
$\nu$	Coefficient de Poisson
$\sigma_E$	Limite d'élasticité (MPa)
$R_\sigma$	Rapport de charge de fatigue
$R_Q$	Rapporte de charge de fretting
$f$	Fréquence (Hz)
$\Gamma$	Paramètre SWT (MPa)
$\varepsilon_a$	Amplitude de déformation normale
$\sigma_{\text{max}}$	Contrainte normale maximale (MPa)
$\sigma'_f$	Coefficient de tenue en fatigue (MPa)
$\varepsilon'_f$	Coefficient de ductilité en fatigue



---

$b'$	Exposant de déformation de fatigue
$c'$	Exposant de ductilité en fatigue
$J_2$	second invariant du déviateur des contraintes
$\tau_d$	Limite de fatigue en torsion alternée (MPa)
$\sigma_d$	Limite en flexion alternée (MPa)
$P_{hmax}$	Maximum de la pression hydrostatique
$S$	Le déviateur du tenseur des contraintes $\Sigma$
$Q^*$	Tenseur résiduel local (MPa)
$l_v$	Taille du volume élémentaire de moyennation
$r$	Rayon de moyennation ( $\mu m$ )
$K$	Facteur d'intensité des contraintes : FIC (MPa.m <sup>1/2</sup> )
$K_c$	Ténacité du matériau (MPa.m <sup>1/2</sup> )
$\beta$	Facteur de correction géométrique
$\Delta K$	Amplitude du facteur d'intensité des contraintes (MPa.m <sup>1/2</sup> )
$\Delta K_{seuil}$	Seuil de facteur d'intensité de contrainte (MPa.m <sup>1/2</sup> )
$\Delta K_{th}$	Seuil du facteur d'intensité des contraintes effectif en mode I (MPa.m <sup>1/2</sup> )
$\Delta K_0$	Seuil de propagation des fissures longues (MPa.m <sup>1/2</sup> )
$\Delta K_{eff}$	Facteur d'intensité des contraintes effectif (MPa.m <sup>1/2</sup> )
$\Delta K_{eq}$	Facteur d'intensité des contraintes équivalent (MPa.m <sup>1/2</sup> )
$\Delta K_C$	Valeur critique de facteur d'intensité des contraintes (MPa.m <sup>1/2</sup> )
$C, m$	Coefficients de la loi de Paris
$a$	Longueur de la fissure (mm)
$a_0$	Longueur critique de fissures courtes (mm)
$a_c$	Longueur critique de la fissure (mm)
$W$	Epaisseur de l'échantillon (mm)
$N$	Nombre de cycles
$N_a$	Nombre de cycles à amorçage : modèle
$N_p$	Nombre de cycles à propagation : modèle
$N_{FC}$	Nombre de cycles à propagation avec une loi fissures courtes : modèle Kubiak
$N_{FL}$	Nombre de cycles à propagation avec une loi fissures longues : modèle Kubiak
$N_{fr}$	Nombre de cycles de fretting : essais 'vol'
$N_{fa}$	Nombre de cycles de fatigue : essais 'vol'
$N_{fr}/N_{fa}$	Nombre de cycles de fretting par plateaux de fatigue : essais 'vol'
$S$	Section de l'éprouvette (mm <sup>2</sup> )
$\Gamma$	Conductivité du matériau
$I$	Intensité de courant (A)
$U$	Différence de potentielle entre les faces de la fissure (V)
$U_m$	Différence de potentielle entre les faces de la fissure avec circulation de courant (V)
$U_0$	Différence de potentielle entre les faces de la fissure sans circulation de courant (V)
$V$	Différence de potentielle entre les faces de la fissure fournie par le dispositif de PDT (V)
$V_0$	Valeur de V stabilisée au début de l'essai (V)

---

# ***INTRODUCTION GENERALE***

Les problématiques de fiabilité et de durabilité des structures sont les plus répandues dans l'industrie. Ceci est d'autant plus vrai dans l'industrie aéronautique où les enjeux sont très importants, et les tolérances en termes de sécurité très strictes. L'endommagement des structures doit être connu et compris pour pouvoir être minimisé afin d'assurer la sécurité des passagers et limiter les opérations de maintenances pour les compagnies aériennes.

Cette thèse est une collaboration entre le Laboratoire de tribologie et de Dynamique des Système et la société Snecma (motoriste aéronautique). Elle se focalise sur l'endommagement des fixations des pieds d'aubes fan des turboréacteurs aéronautiques. Cette pièce sensible du moteur est soumise à un chargement complexe au niveau de sa fixation avec le disque. Ce chargement fait appel au domaine de la fatigue aussi bien qu'à celui du contact et de la tribologie. En effet, la rotation du moteur induit des efforts de fatigue importants sur lequel vient s'ajouter un chargement de contact vibrant à de faibles amplitudes qui induit une sollicitation de type fretting. Le chargement global correspond donc à du fretting fatigue.

La configuration du contact aube/disque de la soufflante des turboréacteurs aéronautique est depuis longtemps fiable et totalement opérationnelle. Cependant, ces performances sont obtenues par un surdimensionnement systématique et des opérations de maintenance volontairement excessives. Ceci est dû à un manque de connaissances et de données sur l'endommagement précis de ce système soumis à un chargement complexe. La constante nécessité d'optimiser les systèmes et de les rendre plus économiques implique de mieux comprendre les impacts d'un maximum de paramètres qui interviennent dans l'endommagement de cette structure. Ce travail a donc pour objectif de fournir des données approfondies sur l'endommagement intervenant à l'interface du disque et de l'aube. L'intérêt est surtout porté sur la détermination des influences séparées des différents efforts sur l'amorçage et la propagation des fissures.

Pour pouvoir reproduire le chargement complexe de ce contact particulier, un dispositif expérimental inédit en France est mis en place. Ce montage à deux vérins doit permettre de réaliser des essais cumulant les effets de la fatigue et de fretting et surtout de contrôler ces deux sollicitations de manière totalement indépendante. De plus, ce dispositif expérimental est instrumenté afin de fournir des données fiables sur les conditions d'amorçage des fissures et sur les mécanismes de fissuration : données jusqu'ici inaccessibles. Ainsi un ensemble de méthodologie d'essai, de calibration et de techniques de traitements des données a été mis en place.

L'ensemble des données recueillies a pour objectif de permettre d'améliorer les futurs modèles de prédiction des durées de vie de ce système, autant du point de vue de la modélisation de la fissure (analyse qualitative) que de la calibration des modèles (analyse quantitative).

Ainsi, ce manuscrit se divise en cinq parties. Un premier chapitre rappelle précisément le contexte et les problématiques industrielles ainsi que l'état de l'art sur cette problématique. Cette partie met alors en évidence les manques et permet d'extraire les questions scientifiques encore en suspens et d'établir

---

la stratégie du travail de thèse. Le principal travail consiste alors à se doter du moyen d'essai permettant d'obtenir les données expérimentales nécessaires. Ainsi le second chapitre présente les dispositifs d'essai, les instrumentations et l'ensemble des méthodologies de test, de calibration et d'expertise des résultats. Les deux chapitres suivants abordent l'exploitation des essais tout d'abord d'un point de vue purement qualitatif afin de comprendre le scénario de la fissuration, puis d'un point de vue quantitatif dans l'optique d'identifier les conditions de chargement amenant à l'initiation de fissures. Ensuite, un dernier chapitre présente un modèle simple de prédiction des durées de vie ou comment inclure rapidement les données d'essais dans un modèle ingénieur de dimensionnement. Ce modèle simple permet de montrer l'intérêt du système expérimental et de mettre en avant les grandes pistes de réflexion et d'amélioration pour les modèles à venir. Enfin, une conclusion générale est formulée ainsi qu'un ensemble de perspectives.

## Chapitre I.

---

# Problématique industrielle et état de l'art

---

Le fretting est un phénomène qui apparaît lorsqu'un contact entre deux pièces est soumis à des micro-déplacements. Il est observé en aéronautique dans les turboréacteurs où les vibrations hautes-fréquences (quelques kHz) sont combinées à des cycles de fatigue basse fréquence liés à la répétition des décollages et atterrissages. Ce type de sollicitation complexe peut entraîner la rupture prématurée d'une aube ou d'un disque : type d'endommagement critique du moteur comme l'a montré l'accident du vol Delta Flight 1288 le 6 juillet 1996 à Pensacola (Floride, USA) où une rupture de disque par fatigue tua deux passagers. Cependant, les ruptures par fatigue de contact sont extrêmement rares de par un surdimensionnement fort. Le meilleur palliatif reste de comprendre au mieux les sollicitations auxquelles sont soumises les aubes afin de pouvoir réaliser des systèmes fiables, durables et économiques.

Ce chapitre vise, dans un premier temps, à présenter le fonctionnement d'un turboréacteur puis à décrire les endommagements ainsi que les techniques de dimensionnement des aubes : l'apparition et la propagation de fissures au niveau du contact aube/disque permettent de mettre en avant les motivations de cette thèse.

Dans un second temps, les travaux scientifiques antérieurs ainsi que les connaissances scientifiques sur le sujet seront présentés pour appréhender et répondre au problème industriel. Un rappel sur les connaissances théoriques et pratiques en fatigue, en fretting et en fretting fatigue sera présenté. Cet état de l'art servira de point de départ au travail de thèse.

Il sera alors possible de dégager les problématiques scientifiques encore en suspend et qui sont en lien avec l'étude industrielle. La démarche de la thèse sera ainsi proposée afin de répondre au mieux aux enjeux scientifiques et industriels.

## **Plan du chapitre I :**

<b>I.1.</b>	<b>Contexte industriel .....</b>	<b>- 21 -</b>
I.1.1.	Le turboréacteur.....	- 21 -
I.1.2.	Le contact aube/disque : problématique .....	- 23 -
I.1.3.	Caractéristiques du contact aube/disque .....	- 25 -
I.1.3.1.	Sollicitations.....	- 25 -
I.1.3.2.	Matériaux.....	- 26 -
I.1.3.3.	Fabrication des disques et aubes fan.....	- 27 -
I.1.4.	La prédiction de la durée de vie à Snecma .....	- 28 -
I.1.5.	Objectifs industriels .....	- 29 -
<b>I.2.</b>	<b>L'endommagement en fretting .....</b>	<b>- 30 -</b>
I.2.1.	Introduction .....	- 30 -
I.2.2.	La caractérisation du contact et de la sollicitation de fretting.....	- 30 -
I.2.3.	Conditions de glissement et critères de transition.....	- 31 -
I.2.4.	Carte de fretting : endommagement .....	- 33 -
I.2.5.	L'amorçage en fretting : approche fatigue.....	- 34 -
I.2.5.1.	Mécanismes d'amorçage .....	- 35 -
I.2.5.2.	La prédiction de l'amorçage : critères de fatigue.....	- 36 -
$\alpha$ .	<i>Les critères multiaxiaux de fatigue.....</i>	- 36 -
$\beta$ .	<i>Application au fretting .....</i>	- 38 -
I.2.6.	La propagation des fissures de fatigue .....	- 41 -
I.2.6.1.	Le facteur d'intensité de contrainte.....	- 41 -
I.2.6.2.	Les cinétiques de propagation.....	- 43 -
I.2.6.3.	La transition fissure courtes-fissure longues.....	- 44 -
I.2.6.4.	Mécanismes de propagation : l'arrêt de la fissuration .....	- 46 -
$\alpha$ .	<i>Constatations expérimentales .....</i>	- 46 -
$\beta$ .	<i>Modélisation.....</i>	- 48 -
<b>I.3.</b>	<b>Les particularités du fretting fatigue.....</b>	<b>- 51 -</b>
I.3.1.	Introduction .....	- 51 -
I.3.2.	L'essai de fretting fatigue.....	- 51 -
I.3.3.	Le Contact : phénomène d'excentricité .....	- 53 -
I.3.4.	L'endommagement .....	- 55 -
I.3.4.1.	La fissuration .....	- 55 -
I.3.4.2.	L'arrêt de fissuration.....	- 58 -
I.3.4.3.	L'influence des paramètres majeurs .....	- 59 -
I.3.5.	Prédiction des durées de vie.....	- 61 -
I.3.5.1.	Modèles basés sur le concept de 'Crack Analogue' .....	- 62 -
I.3.5.2.	Modèles basés sur les critères multiaxiaux de fatigue.....	- 64 -
I.3.5.3.	Modèles combinant expérimental et modélisation .....	- 64 -
I.3.5.4.	Dernières évolutions .....	- 65 -
<b>I.4.</b>	<b>Problématique scientifique et démarche associée.....</b>	<b>- 68 -</b>



Ce type de moteur est conçu sous forme de blocs (Figure I.3) :

- ✓ La soufflante (ou Fan) située en amont.
- ✓ Les compresseurs Basse Pression (BP) et Haute Pression (HP) qui compriment le flux d'air primaire.
- ✓ La chambre de combustion où le carburant est injecté puis enflammé.
- ✓ Les turbines Haute Pression (HP) et Basse Pression (BP) qui sont entraînées par la détente des gaz comprimés et chauffés. Ces turbines entraînent à leur tour les compresseurs BP, HP ainsi que la soufflante.

Ces turboréacteurs sont ainsi qualifiés de « double corps » car constitués de deux ensembles mécaniquement indépendants : d'un côté les ensembles BP (en bleu dans la Figure I.3) et d'un autre côté les ensembles HP (en rouge dans la Figure I.3).

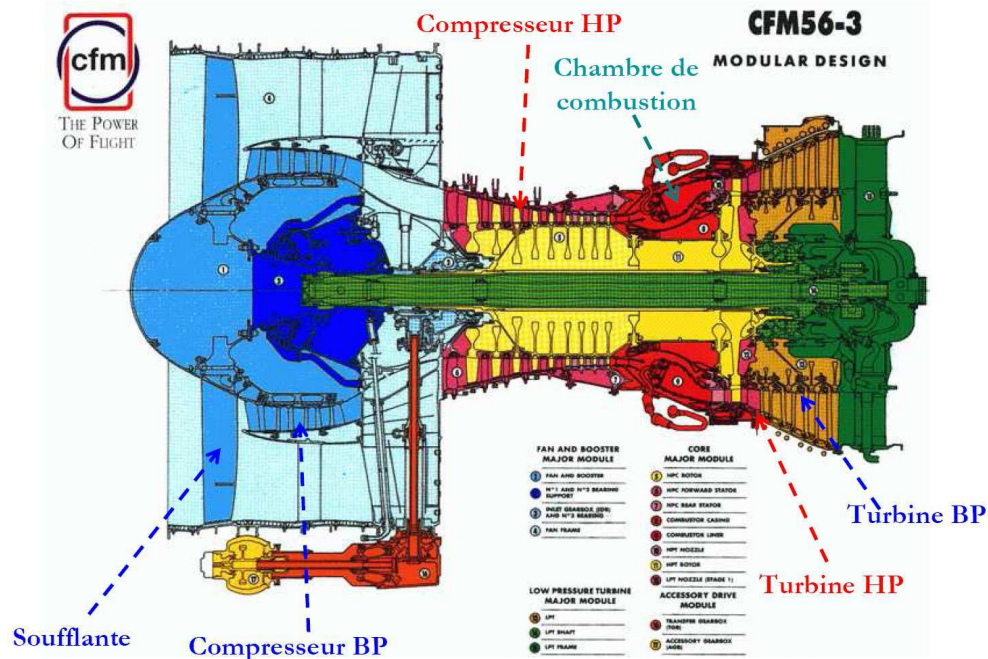


Figure I.3: Vue en coupe d'un CFM56-3, représentation des différents blocs.

Il est important de noter que le bloc 'soufflante' est une partie extrêmement importante du moteur. Il fournit à lui seul près de 80% de la poussée du moteur en vol. Les dimensions des soufflantes sont en général très impressionnantes : environ 1,8m de diamètre pour les moteurs CFM et jusqu'à 3m pour le moteur GE90. Ainsi, de part les tailles des pièces et les vitesses de rotation, cette partie du moteur compte parmi celles subissant les plus grands efforts mécaniques. De plus, la soufflante constitue la partie la plus exposée à l'environnement extérieur et donc aux objets étrangers tels que les oiseaux, la grêle, etc...

De part son importance, ce bloc fan représente un enjeu très important pour Snecma. La moindre amélioration peut-avoir des répercussions très importantes et son optimisation est une source de recherche constante. Les principales voies d'amélioration se situent au niveau de l'acoustique, de la dynamique, du gain de masse et de la durée de vie des composants. C'est sur ce dernier point que se base ce travail de thèse et plus particulièrement sur l'interface entre les aubes et le disque.

## I.1.2. Le contact aube/disque : problématique

La soufflante est composée d'un disque sur lequel viennent s'insérer des aubes (Figure I.4). Le bloc est ensuite complété par un carter qui confine le flux d'air. Ce carter a également pour but de contenir une éventuelle rupture d'aube.

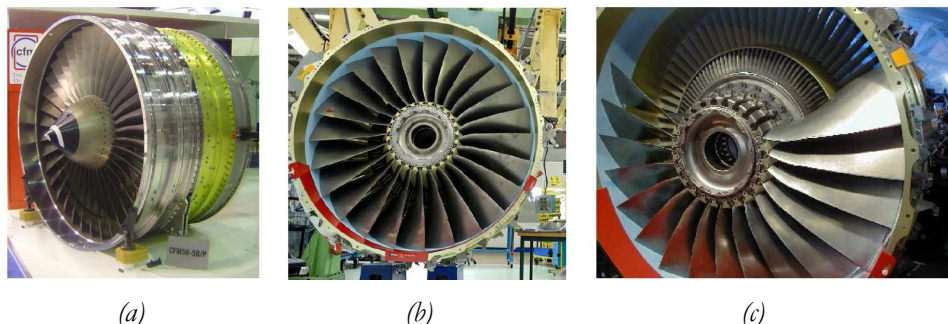


Figure I.4: Photographie (a) du bloc Fan, (b) du bloc fan sans le bulbe, (c) du bloc fan avec vue sur les alvéoles du disque

Les aubes sont simplement glissées dans le disque par une liaison en queue d'aronde (Figure I.5). Cette configuration a été choisie car en cas d'endommagement d'une aube, cette dernière peut-être facilement remplacée sans changer l'ensemble du bloc fan.

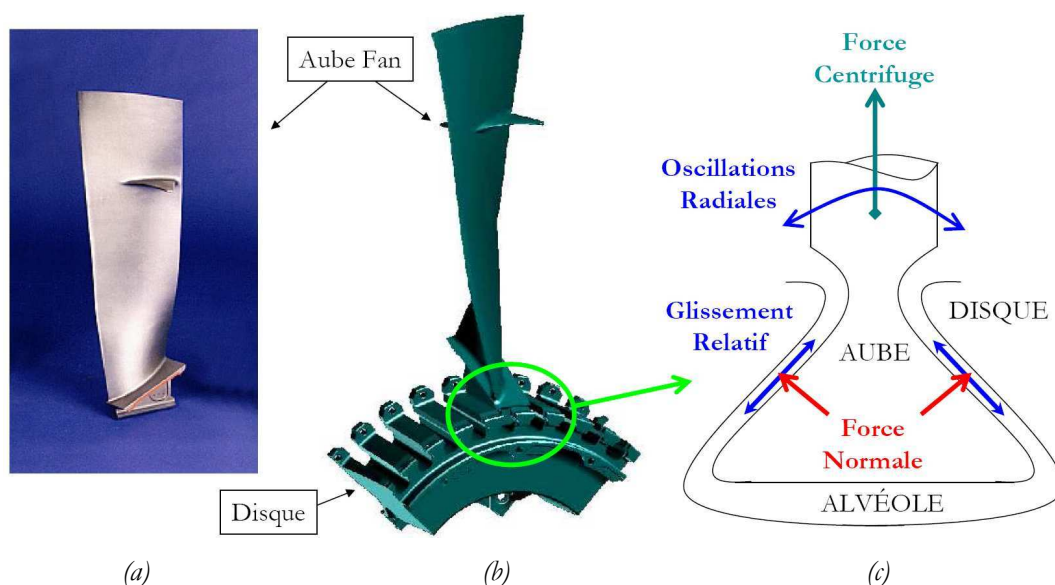


Figure I.5: (a) aube fan, (b) image CAO d'une liaison aube/disque, (c) schéma de la liaison aube/disque et application des efforts

Le bilan des efforts s'exerçant sur l'interface aube/disque est complexe (Figure I.5 (c)). La rotation du moteur entraîne un effort centrifuge sur l'aube qui vient se plaquer contre le disque. Il y a ainsi établissement du contact et donc d'un effort normal entre le disque et l'aube. Les efforts dynamiques que subit l'aube sous l'effet de l'écoulement du flux d'air sur les aubes viennent ensuite s'ajouter. Ces vibrations engendrent des micro-déplacements au niveau de l'interface aube/disque aussi appelés « fretting » (Figure I.5).

La sollicitation observée au niveau de l'interface est donc complexe car combinant trois efforts : centrifuge, normal et tangentiel. La prise en compte de la complexité de ce chargement est primordiale car une rupture d'aube ou de disque en vol ou au sol peut avoir des conséquences



catastrophiques (Figure I.6). Une rupture d'aube peut être contenue par le carter puis l'aube est avalée dans le moteur, entraînant ainsi des avaries très graves. Cependant il peut arriver des ruptures non contenues (Figure I.6 (a)) beaucoup plus dangereuses. Toutefois le risque le plus important reste lié aux ruptures de disque comme ce fut le cas en 1989 à Sioux City ou en 1996 à Pensacola (Figure I.6 (b)), mais ces accidents très rares sont en général plutôt liés à des problèmes venant du matériau lui-même (inclusion de hard  $\alpha$ ) ou des phases d'usinage (perçage du disque dans le cas de Pensacola). Cependant, ces accidents montrent bien la dangerosité d'une rupture d'aube ou de disque quel qu'en soit la cause.

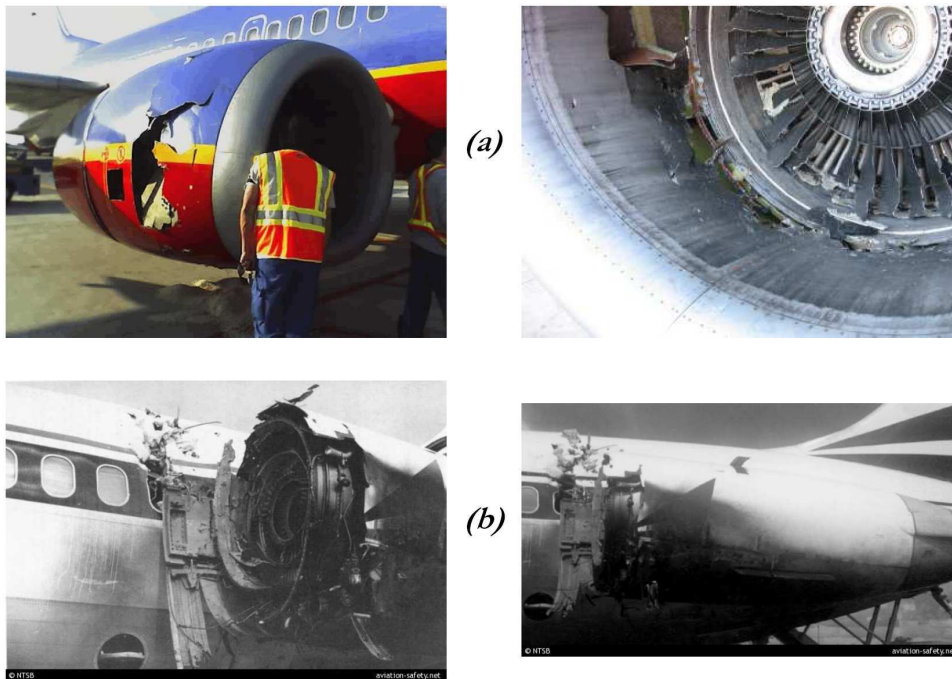


Figure I.6: Photographies (a) d'une rupture d'aube fan sans gravité en novembre 2007 à Dallas et (b) d'une rupture de disque en 1996 à Pensacola ayant entraîné la mort de 2 personnes.

En plus des techniques de dimensionnement habituelles, un certain nombre de solutions technologiques est utilisé afin de limiter l'endommagement de l'interface aube/disque :

- ✓ L'usage de revêtement et de lubrifiant est très répandu. Ces traitements ont pour but d'accommoder les surfaces en contact, de modifier la nature du contact afin d'obtenir des coefficients de frottement plus faibles. La connaissance de ces traitements, de leurs comportements, de leurs endommagements est donc indispensable et a déjà fait l'objet de plusieurs thèses [Fridrici (2002), Paulin (2006), Mary (2009)].
- ✓ Un clinquant peut être inséré entre les deux surfaces. Le déplacement entre l'aube et le disque entraîne donc une déformation de la tôle métallique ajoutée. L'état de cette pièce est alors contrôlé régulièrement lors de la maintenance et le clinquant peut être remplacé si nécessaire.

Dans cette étude, la présence de ces palliatifs à l'endommagement n'est pas prise en compte. Seul le contact nu sera étudié. L'analyse du système complet fera l'objet de travaux futurs.

### I.1.3. Caractéristiques du contact aube/disque

#### I.1.3.1. Sollicitations

L'évaluation précise des conditions réelles de chargement du contact aube/disque (Figure I.5 (c)) est extrêmement difficile car leurs mesures expérimentales ou leurs modélisations sont quasi-impossibles à l'heure actuelle. L'effort le plus simple à calculer est la composante centrifuge liée à la rotation du moteur. Les vitesses de rotation et les masses des pièces sont relativement bien connues ce qui permet de déterminer la contrainte de fatigue qui est comprise entre 350 et 400MPa (valeur maximale en croisière). Mais à cet effort vient s'ajouter les efforts normaux et tangentiels induits par le contact et les micro-déplacements (« fretting »). Ces déplacements sont causés par des vibrations d'origines aérodynamiques très difficiles à déterminer. Ainsi les niveaux d'effort tangentiels restent incertains. Les niveaux de pression atteints peuvent eux être évalués par des calculs éléments-finis sur les portées (Figure I.7).

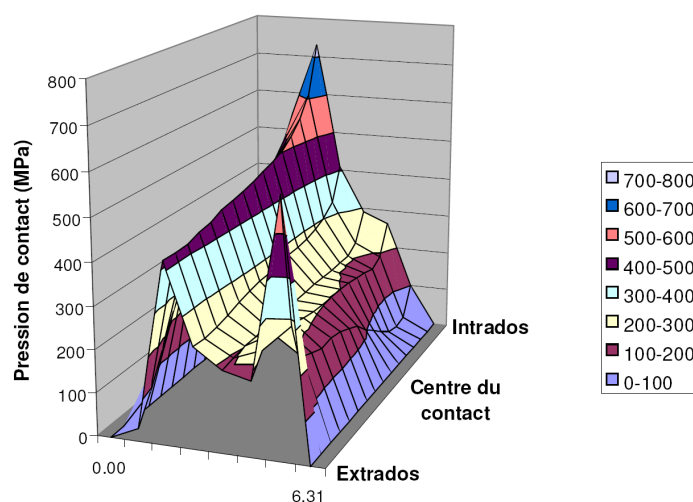


Figure I.7: Distribution de pression de contact entre le pied d'aube et l'alvéole du disque : données Snecma de l'aube à l'étage 4 (S. Deyber) [Paulin (2006)].

Il faut également considérer des macro-glissements qui interviennent lors de l'établissement du contact. Deux types de sollicitations imposées au contact sont généralement distingués (Figure I.8) :

- ✓ **Les sollicitations oligocycliques**, lors du démarrage et de l'arrêt du réacteur, qui correspondent au déplacement de l'aube dans son alvéole. Elles sont donc associées à de grands déplacements (25 à 100 $\mu$ m), à des fréquences très faibles et à une variation de l'effort centrifuge dans l'aube.
- ✓ **Les sollicitations polycycliques**, sont celles induites par les vibrations dues aux instabilités aérodynamiques durant le vol. Elles sont associées à une force centrifuge quasi-constante et à des amplitudes de débattement, au niveau du contact, très faibles (estimées inférieures à une dizaine de  $\mu$ m). Les fréquences correspondantes sont supposées être de l'ordre de quelques centaines de Hertz.

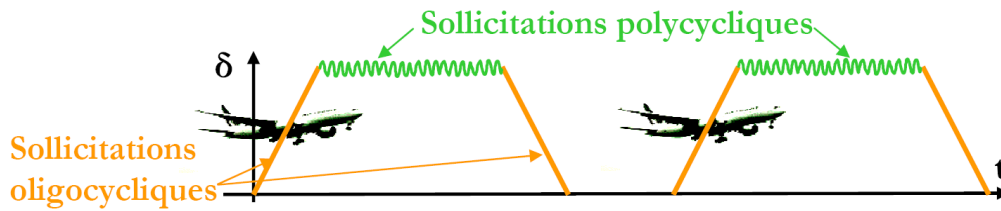


Figure I.8: Illustration des sollicitations appliquées au cours du vol [Mary (2009)].

Dans cette étude, l'accent est porté sur les sollicitations polycycliques, même si les gammes de fréquence et durées d'essais ne seront pas respectées pour des raisons de capacité des machines du laboratoire. L'étude des sollicitations oligocycliques est présentée dans de nombreux travaux dont les thèses pour Snecma : Mary (2009), Paulin (2006) et Fridrici (2002).

### I.1.3.2. Matériaux

Concernant les soufflantes des moteurs CFM, les aubes et le disque sont en alliage Ti-6Al-4V. Les alliages de titane sont très répandus dans le milieu aéronautique en raison d'une résistance à la corrosion et des propriétés mécaniques élevées pour une faible masse volumique: 4,4g/cm<sup>3</sup> (acier : 7,8 g/cm<sup>3</sup>).

Le Ti-6Al-4V (ou TA6V) est l'alliage de titane le plus couramment utilisé, représentant à lui seul plus de 50% du marché. Il se compose d'une structure mixte  $\alpha+\beta$ , stabilisée par l'aluminium (6%), élément  $\alpha$ -gène et le vanadium (4%), élément  $\beta$ -gène. L'aluminium durcit la phase  $\alpha$  en améliorant la résistance mécanique et la tenue en fluage, mais son pourcentage est limité à 7% pour éviter les précipitations locales de phase  $\alpha_2$  fragilisantes tels que le Ti<sub>3</sub>Al [Combres (1999)]. Le vanadium améliore la ductilité mais diminue la tenue à l'oxydation. Compte tenu de ses éléments d'alliage, sa température de transus  $\beta$  se situe vers 1000°C. La composition chimique de l'alliage de TA6V utilisé par Snecma pour l'usinage des disques et aubes fan est présentée en Tableau I-1. On notera que de nombreux autres composants sont présents sous forme de traces. Ces composants apparaissent lors des différents processus de fabrication ou d'usinage. L'hydrogène et l'oxygène sont ici précisés car il s'agit d'une pollution dangereuse dont les taux doivent être contrôlés précisément. L'hydrogène apparaît plutôt lors des phases d'usinage tandis que l'oxygène apparaît lors des traitements thermiques.

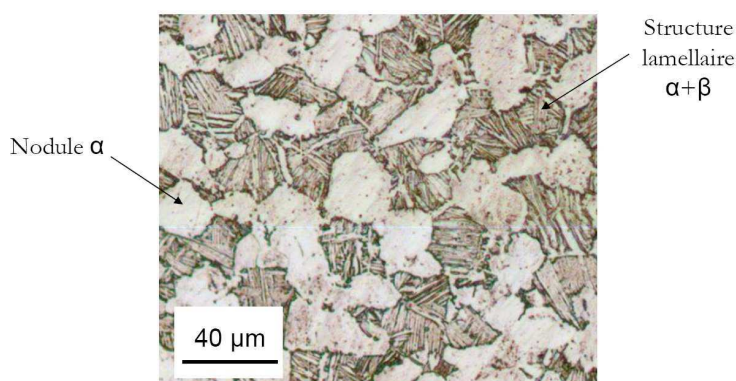
Eléments (% massique)	Al (%)	V (%)	O (ppm)	H (ppm)
Valeurs spécifiées min	> 5.50	>3.50		
Valeurs spécifiées max	< 6.75	< 4.50	< 2000	< 100
Valeurs mesurées	6.39	3.87	1811	< 60

Tableau I-1: Principaux composants chimiques du Ti-6Al-4V utilisé pour les aubes fans et disques.

La microstructure du TA6V dépend des traitements thermiques appliqués. Pour les applications industrielles, les principaux traitements thermiques apportés sur ce matériau sont le détensionnement, le recuit, la mise en solution et vieillissement [Combres *et al.* (1995)] :

- ✓ Le détensionnement a pour but de supprimer les contraintes résiduelles générées lors de leur mise en œuvre (matriçage, usinage, soudage,...). Généralement un cycle thermique à 525 - 550°C est réalisé durant 30 min à 4h suivi d'un refroidissement à l'air.
- ✓ Le recuit consiste à obtenir une structure d'équilibre stable et homogène. Un cycle thermique à 700 – 750°C est réalisé durant 1 à 3h suivi d'un refroidissement à l'air.
- ✓ La mise en solution suivie de la trempe à l'eau (maintien dans le domaine  $\alpha+\beta$ , en dessous de la température de transus  $\beta$  qui se situe vers 1000°C) et d'un vieillissement permet d'augmenter les caractéristiques mécaniques de l'alliage TA6V. On effectue successivement un chauffage à 900 – 970°C pendant 30 min à 1h, suivi d'un refroidissement très rapide réalisé par trempe à l'eau, puis un revenu à une température de 700°C pendant 4h avec arrêt à l'air.

La microstructure obtenue est alors duplex, formée de grains de phase  $\alpha$  (environ 60%), sous forme de nodule (diamètre de l'ordre de 20 à 30 $\mu\text{m}$ ) et de lamelles de phase  $\alpha + \beta$ . La microstructure peut être révélée au réactif de Keller : solution aqueuse contenant 1% d'acide fluorhydrique, 1,5% d'acide chlorhydrique et 2,5% d'acide nitrique (Figure I.9).



*Figure I.9: Microstructure du TA6V après trempe et recuit – Microscopie optique après attaque au réactif de Keller pendant 90 secondes.*

Les propriétés mécaniques générales du TA6V (Tableau I-2) ont été évaluées lors des travaux effectués sur l'amorçage des fissures dans l'alliage TA6V des disques de soufflantes [Le-Biavant-Guerrier (2000)].

Matériau	Module de Young E (GPa)	Dureté Vickers HV <sub>0.3</sub>	Coefficient de Poisson $\nu$	Limite d'élasticité $\sigma_e$ (MPa)
Ti-6Al-4V	119.4	360	0.286	970

*Tableau I-2: Propriétés mécaniques du TA6V*

### I.1.3.3. Fabrication des disques et aubes fan

Les disques et les aubes fan sont forgés à partir du même alliage de base : le Ti-6Al-4V Premium Quality (PQ). Le sigle PQ signifie que la tolérance sur la composition chimique est plus stricte que pour un alliage classique. Le matériau PQ est obtenu à partir d'une éponge de titane qui subit une purification suivant 3 techniques possibles :

- ✓ trois refusions à l'arc sous vide (VAR : Vacuum Arc Remelting). Le VAR permet de produire un alliage homogène.
- ✓ une fusion à foyer froid par faisceau d'électron ou EB (Electron Beam) suivie d'une VAR.
- ✓ une fusion à foyer froid par faisceau plasma ou PAM (Plasma Arc Melting) suivie d'une VAR.

Les deux dernières techniques ont l'avantage de comporter une phase où le métal circule dans un bac durant la fonte ce qui permet de faire décanter les impuretés qui sont ainsi éliminées. Le forgeage s'effectue à 940°C, dans le domaine  $\alpha$ - $\beta$  du matériau.

Les disques sont forgés à partir d'une billette de 250mm pour obtenir une préforme. Un forgeage traditionnel en matrice à la presse de 4000 tonnes et au pilon est utilisé. L'ébauchage est effectué en trois chaudes (une chaude correspond à un chauffage à 940°C, dans le domaine  $\alpha$ - $\beta$ , entre deux passes de forge). Ensuite, le disque est débouché et le forgeage final a lieu. Le traitement thermique suivant est alors appliqué : mise en solution à 940°C pendant une heure puis trempe à l'eau suivi d'un recuit à 700°C pendant deux heures et arrêt à l'air afin d'homogénéiser la structure. Les disques sont alors pré-usinés, contrôlés aux ultrasons (US) et au niveau de la microstructure (microscopie optique) puis usinés. Les contrôles US consistent principalement en la recherche d'inclusions hard  $\alpha$ , riches en azote et sites d'amorçage préférentiels dans le volume. Enfin les alvéoles (Figure I.5) sont grenillées afin de réduire encore le risque d'amorçage en surface.

Les aubes sont forgées à partir de billettes de diamètres 60mm. Tout d'abord, un chauffage local de la barre a lieu et de la matière est refoulée vers les zones de nageoire et de pied d'aube. Ensuite, le pied et la nageoire sont ébauchés en deux chaudes. Le forgeage final de l'aube se fait alors à la presse 8000 tonnes. Un traitement de recuit à 700°C suivi d'un arrêt à l'air est alors appliqué. Finalement, le pied et la nageoire sont usinés. La pale est alors finie de forge. On procède ensuite à un contrôle macrographique afin de s'assurer de la présence de la microstructure recherchée. Le pied de l'aube est alors grenillé et revêtu.

#### **I.1.4. La prédiction de la durée de vie à Snecma**

La démarche de dimensionnement utilisée à Snecma doit tenir compte des contraintes liées au contexte industriel. La méthodologie doit donc être rapide tout en restant évidemment fiable. De la même manière, le dimensionnement doit être relativement économique. En effet, appliquer une démarche très fine incluant un maximum de paramètres est très coûteux en temps et en moyen pour une valeur ajoutée pas forcément pertinente surtout que l'on ne considère pas un modèle simplifié mais bien un modèle 3D de l'ensemble mécanique complet.

.  
. .  
. .  
. .  
. .  
. .  
. .  
. .  
. .  
. .

La durée de vie prédite détermine les fréquences des opérations de maintenance. Le contexte de cette thèse entre donc dans l'optimisation des coûts de maintenance en fournissant des informations permettant d'optimiser le modèle de prédiction de la durée de vie du contact aube/disque.

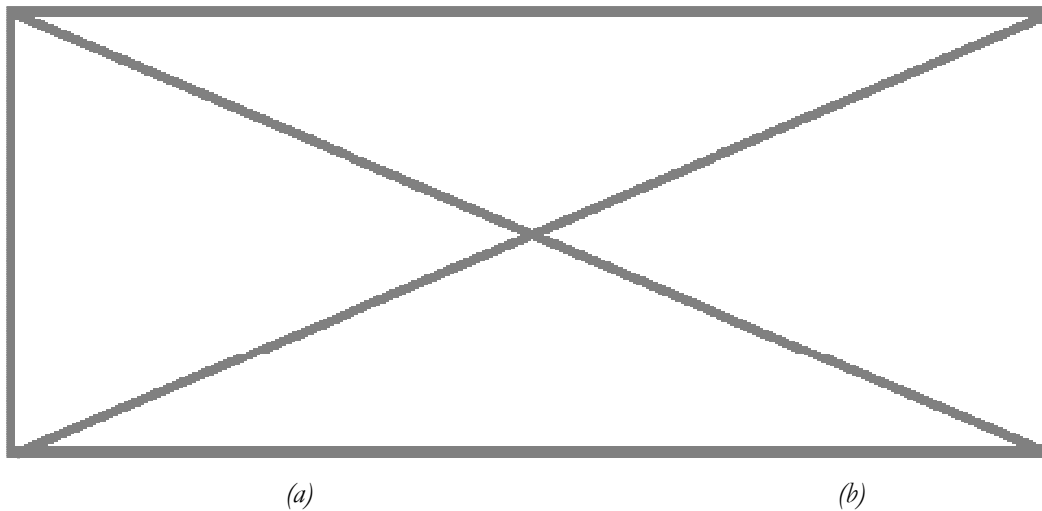


Figure I.10: (a) Image 3D du champ des contraintes maximale sur la portée, (b) vue transversale du champ du critère d'amorçage : localisation du site d'amorçage en sortie de portée.

### I.1.5. Objectifs industriels

Les seules données disponibles avant ce travail de thèse concernent des connaissances générales sur l'endommagement en fatigue ou en fretting du TA6V ainsi que sur le TA6V grenailé et revêtu. Les données brutes disponibles sur le fretting fatigue du TA6V ne concernent elles que les durées de vie à rupture en fatigue.

L'un des objectifs principaux de cette thèse est de fournir un moyen expérimental capable d'apporter des données précises sur l'endommagement en fretting fatigue. Ce moyen expérimental devra notamment permettre d'appliquer différentes combinaisons d'efforts et d'accéder à des informations quantitatives sur l'amorçage et la propagation des fissures.

L'objectif pour Snecma sera alors d'avoir les données manquantes dans les modèles de prédiction de durée de vie, données tenant compte de la complexité du chargement. De plus, une fois le moyen d'essai opérationnel, il doit permettre à Snecma d'étudier différents matériaux, revêtements, voir différentes géométries de contact.

Comme il a été présenté dans le chapitre I.1.2, il n'y a eu aucun accident mortel lié à rupture d'aube par fretting fatigue. Un surdimensionnement systématique des composants et une répétition des opérations de maintenance permettent de s'affranchir de ce risque. Ainsi l'objectif final de ces travaux de thèse est de mieux comprendre l'endommagement en fretting fatigue du contact aube/disque afin d'optimiser les systèmes, diminuer ainsi le surdimensionnement et réduire les opérations de maintenances.

Afin de mieux cerner la problématique de la fissuration au niveau du contact aube/disque, un certain nombre de notions sont importantes à définir. Il est de plus indispensable de dresser un bilan des connaissances actuelles sur ce sujet. Nous verrons aussi que cette étude industrielle permet de répondre à de nombreuses questions scientifiques en continuité avec les résultats déjà existants.

## I.2. L'endommagement en fretting

### I.2.1. Introduction

Le fretting est lié à des micro-déplacements tangentiels alternés entre deux pièces en contact. Il s'agit d'une science récente car observée pour la première fois en 1911 [Eden *et al.* (1911)]. La mise en évidence de débris d'oxydes de fer entre une éprouvette de fatigue en acier et un mors également en acier entraîne l'introduction du concept de fretting corrosion. C'est au milieu du siècle, que l'oxydation est progressivement vue comme une conséquence et non une cause du phénomène et le « fretting » est associé d'une part à l'usure par formation de débris induite par frottement, et d'autre part à la chute de la limite d'endurance en fatigue [McDowell (1952)]. Par la suite, des avancées qualitatives importantes sont apportées avec les concepts de cartes de fretting [Vingsbo *et al.* (1988)] et de régimes de fretting [Vincent *et al.* (1992)]. Une contribution considérable à la formalisation des résultats en fretting est apportée par Waterhouse dans son livre « Fretting corrosion » [Waterhouse (1972), Waterhouse (1981)].

### I.2.2. La caractérisation du contact et de la sollicitation de fretting

Les géométries de contact rencontrées dans les systèmes mécaniques sont souvent complexes. Afin de modéliser la plupart de ces contacts, trois cas de références sont en général définies (Figure I.11) suivant le nombre de dimensions étudiées:

- ✓ Contact sphère/plan : contact à une dimension formalisé par l'analyse de Hertz [Hertz (1882)] en indentation normale, l'analyse de la fissuration est relativement complexe car elle implique une description tridimensionnelle sous le contact qui est très coûteuse en temps de calcul. Cependant cette géométrie de contact a l'avantage d'être la plus simple à réaliser expérimentalement de part l'absence d'alignement du contact (contact ponctuel).
- ✓ Contact cylindre/plan : contact à deux dimensions, également décrit par la théorie de Hertz en appliquant les principes de l'élasticité linéaire. Cette configuration est souvent utilisée car elle permet de considérer une approche bidimensionnelle plus facile à modéliser [Proudhon (2005)].
- ✓ Contact plan/plan : contact à trois dimensions : configuration la plus proche des configurations industrielles. Cette géométrie est caractérisée par une forte discontinuité des profils de pression et de cisaillement en bordure du contact. Des solutions analytiques commencent à voir le jour [Alexandrov *et al.* (2001), Ciavarella *et al.* (2003b)].

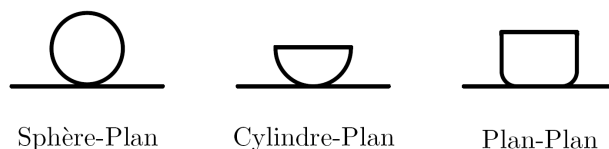


Figure I.11: Géométries types utilisées en Fretting.

Le fretting est caractérisé par un chargement tangentiel. Il faut donc formaliser, en plus du contact, les conditions de glissement qui définissent le fretting. Ainsi, le fretting se distingue du glissement alterné (grandes amplitudes de débattements) par une zone centrale du contact qui n'est jamais exposée à l'air ambiant : l'amplitude de débattement est plus faible que la dimension du contact. Cette description a été formalisée par Fouvry et al. [Fouvry (1997)] qui utilise le rapport  $e$  entre l'amplitude de glissement  $\delta^*$  et la demi largeur du contact dans la direction de glissement  $a_h$  (Équation I.1) :

$$e = \frac{\delta^*}{a_h} \quad \text{Équation I.1}$$

On dit que la condition de fretting est atteinte pour une valeur de  $e < 1$ . Ainsi la frontière entre les deux comportements peut-être tracée dans le graphe Force normale-Débattement (Figure I.12) :

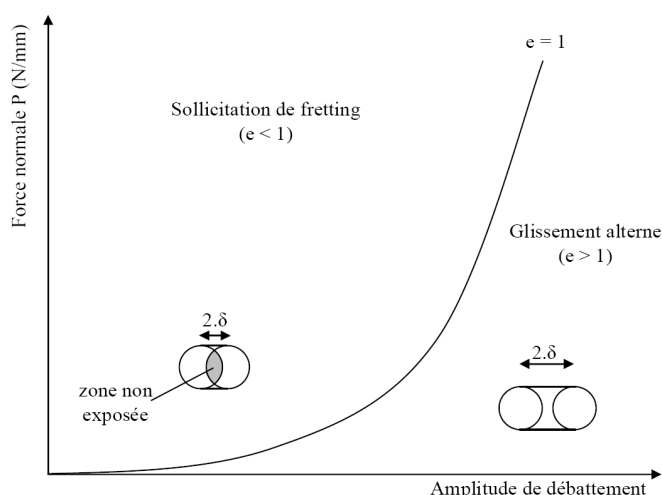


Figure I.12: Définition de la frontière entre le fretting et le glissement alterné.

### I.2.3. Conditions de glissement et critères de transition

Au sein même du phénomène de fretting il existe différents comportements auxquels sont liés différentes réponses en endommagement. Pour une géométrie de contact donnée, deux conditions de glissement peuvent être observées suivant les sollicitations normales et tangentielles appliquées (Figure I.13) :

- ✓ **Le glissement partiel** (*stick-slip condition*) : Il y a mise en glissement local des surfaces au niveau des extrémités de la zone du contact tandis que le centre reste collé. L'augmentation du déplacement entraîne l'augmentation des zones de glissements. Dans le cas d'un contact élastique, il y a donc un contact composite avec des zones collées où localement  $q(x,y) < \mu \cdot p(x,y)$  et des zones glissantes où  $q(x,y) = \mu \cdot p(x,y)$ . On retiendra donc qu'en glissement partiel, le rapport entre l'amplitude globale de la force tangentielle et de la force normale ne correspond pas à un coefficient de frottement. Dans le cas général, le cycle de fretting dans le plan force tangentielle-déplacement présente une forme elliptique en raison du glissement local et de la déformation plastique des massifs. Enfin, il est très important de noter que pour ce type de condition, la force tangentielle évolue avec le débattement. Le paramètre pertinent choisi pour le reste de cette étude est donc l'amplitude de la force tangentielle car l'étude



porte uniquement sur des conditions de glissement partiel (pas de comparaison avec d'autres régimes de glissement). Pour une géométrie de contact donnée, le chargement de fretting en glissement partiel est donc défini par la combinaison de deux efforts : la force normale  $F_n$  et la force tangentielle  $Q$ .

- ✓ **Le glissement total** (*gross-slip condition*) : Pour une valeur élevée du débattement (supérieure à une valeur seuil de transition  $\delta_t$ ) l'ensemble du contact devient glissant et le cycle de fretting (force tangentielle-déplacement) présente une forme quadratique. L'amplitude de la force tangentielle est indépendante de l'amplitude du déplacement imposé. Le coefficient de frottement peut ainsi être défini classiquement comme le rapport entre l'amplitude de la force tangentielle et la force normale appliquée.

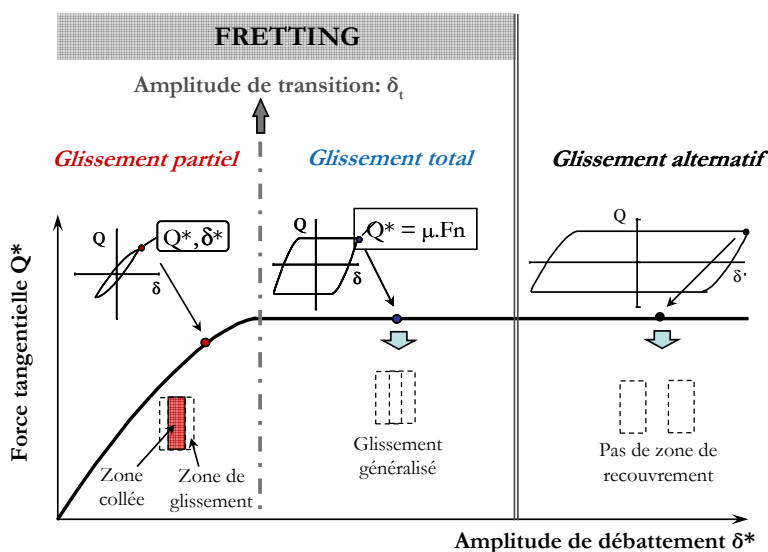


Figure I.13: Transition entre condition de glissement partiel et total pour une géométrie d'essai donnée [Mary (2009)].

La quantification de la condition de glissement est longtemps restée purement qualitative, fondée sur l'observation de la forme du cycle  $Q(t)-\delta(t)$ . Une forme elliptique est traditionnellement associée au glissement partiel alors qu'une forme trapézoïdale est associée à une condition de glissement total. Cette description qualitative est ambiguë et subjective, en particulier au voisinage de la transition. Pour éviter ces inconvénients, Fouvry [Fouvry (1997)] a proposé trois critères quantitatifs de transition établis à partir du formalisme de Mindlin [Mindlin (1949)] pour un contact sphère/plan élastique. La formulation de ces différents critères est illustrée dans la Figure I.14. :

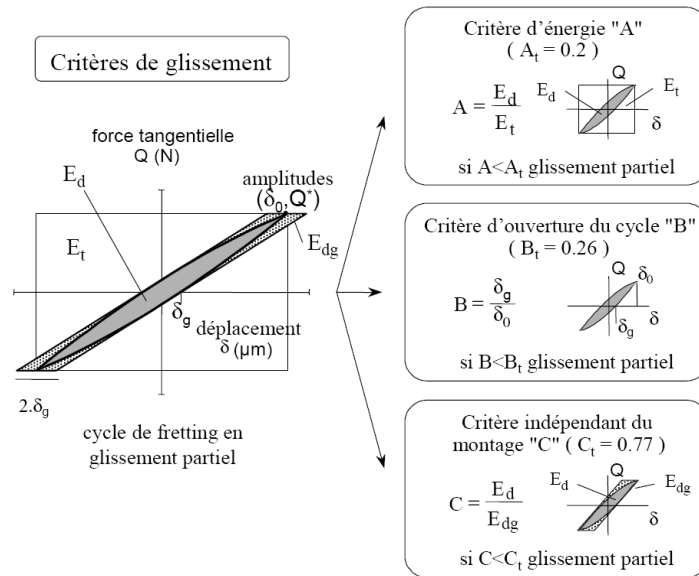


Figure I.14: Critères de transition permettant de quantifier la condition de glissement à partir d'un cycle de fretting [Fouvy (1997)].

- ✓ le critère énergétique A et le critère d'ouverture du cycle B dépendent de la complaisance du montage mais présentent une grande stabilité en termes de détermination de la transition de glissement.
- ✓ le critère énergétique C, indépendant du montage, implique un appareillage de fretting très performant en raison de la faible différence entre les valeurs de  $E_{dg}$  et de  $E_d$ .

La comparaison de A, B ou C avec les valeurs critiques associées (indépendantes du matériau)  $A_t$ ,  $B_t$ ,  $C_t$  permet de définir la condition de glissement. Le suivi en fonction du temps de A ou B et du rapport entre la force tangentielle et la force normale, facilite d'autre part l'identification des mécanismes tribologiques intervenants au niveau de l'interface pour les différents régimes de glissement. Ce couplage permet en particulier d'accéder à la valeur du coefficient de frottement local en glissement partiel.

## I.2.4. Carte de fretting : endommagement

Les réponses en termes d'endommagement dépendent des conditions de glissement. En plus des premières cartes de fretting introduites par Vingsbo [Vingsbo *et al.* (1988)], Colombié introduit la notion de buche de fretting qui est le tracé temporel du cycle de fretting ( $Q(t)$ ,  $\delta(t)$ ) [Colombié (1986)]. En se basant sur ces deux représentations, Vincent [Vincent *et al.* (1992)] rationalise l'approche de cartes de régimes de glissement avec la Carte de Sollicitation Locale (Running Condition Fretting Map) où sont distingués les régimes de glissement suivants (Figure I.15) :

- ✓ Le Régime de Glissement Partiel (RGP) pour lequel la condition de glissement partiel est observée durant tout l'essai
- ✓ Le Régime de Glissement Mixte (RGM) qui est obtenu lorsque des cycles en glissement partiel sont combinés à des cycles en glissement total : régime instable.
- ✓ Le Régime de Glissement Total (RGT) pour lequel la condition de glissement total est observée durant tout l'essai.

A la vue des endommagements généralement observés, les travaux de Blanchard [Blanchard (1991)] introduisent l'équivalent d'une carte de réponse du matériau associée à la carte de sollicitation. Cette carte est déterminée pour un nombre de cycles donné : les frontières évoluent avec le temps.

Cette approche permet de représenter simplement l'espace de chargement ( $P, \delta^*$ ) qui est décomposé en trois régimes de glissements associés à des formes de buches caractéristiques. Ces trois régimes activent une réponse différente du matériau. On peut noter que d'endommagement prépondérant en glissement partiel est la fissuration tandis que le glissement total engendre principalement de l'usure [Blanchard (1991), Fouvry (1997), Elleuch (2002), Proudhon (2005)]. **Ce travail se focalise uniquement sur l'endommagement par fissuration. Ainsi l'ensemble des essais considérés sont réalisés en régime de glissement partiel.** Cependant l'endommagement observé industriellement est une combinaison de tous les types de régimes de glissement.

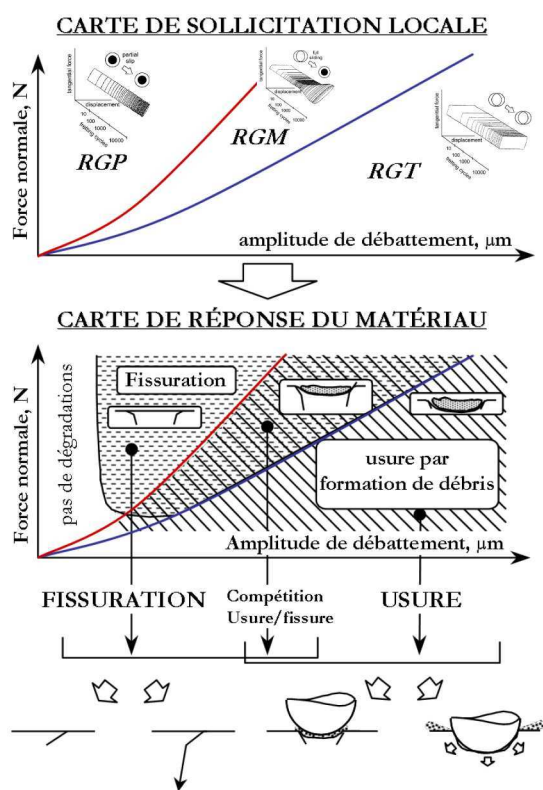


Figure I.15: Illustration des cartes de fretting: carte de sollicitation et carte de réponse du matériau [Fouvry (1997)].

Ce type de représentation est particulièrement utile d'un point de vue industriel. Elle permet, en effet, de voir, pour une configuration de contact donnée, les conditions de chargement à éviter, ou encore de suivre l'évolution du comportement global en fretting suivant quelques paramètres sensibles : matériaux, revêtements, etc...

### I.2.5. L'amorçage en fretting : approche fatigue

Les endommagements principaux rencontrés en fretting sont donc la fissuration et l'usure, auxquels on peut ajouter le grippage. Le comportement en usure du contact industriel, évoqué ici a déjà fait l'objet de nombreux travaux à l'Ecole Centrale de Lyon. Ces travaux ont permis à la fois de quantifier

l'usure et d'identifier les mécanismes de fissuration en fretting pour différentes configurations du contact (titane nu, grenailé, grenailé et revêtu, grenailé revêtu et lubrifié) [Fridrici (2002), Paulin (2006)], à différentes températures et pour différentes pressions de contact [Mary (2009)].

### I.2.5.1. Mécanismes d'amorçage

De nombreuses études présentent des observations de fissures de fretting en glissement partiel. L'ensemble des expertises 'post mortem' des échantillons rapporte un amorçage quasi-systématique en bordure de contact.

Afin de comprendre les conditions d'amorçage des fissures, il est nécessaire de décrire les distributions de contraintes pour un contact en glissement partiel. Ce formalisme est rappelé par Fouvry et al. [Fouvry *et al.* (2000)]. Le chargement de surface peut être décrit comme la somme d'un effort constant due à la force normale et d'un champ de cisaillement alternatif lié au chargement tangentiel, l'ensemble est décrit dans le cas élastique par Mindlin [Mindlin *et al.* (1953)]. Johnson a complété l'étude par un contact où les deux solides n'ont pas les mêmes propriétés élastiques [Johnson (1985)]. Ainsi, le chargement de surface pendant le cycle de fretting correspond à la superposition d'une pression de Hertz constante  $p(x)$  et d'une distribution de cisaillement alterné  $q(x)$  (Figure I.16). Le trajet de chargement est déterminé en combinant la description de Mindlin avec les équations du contact sphère / plan identifiées par Hamilton [Hamilton (1983)].

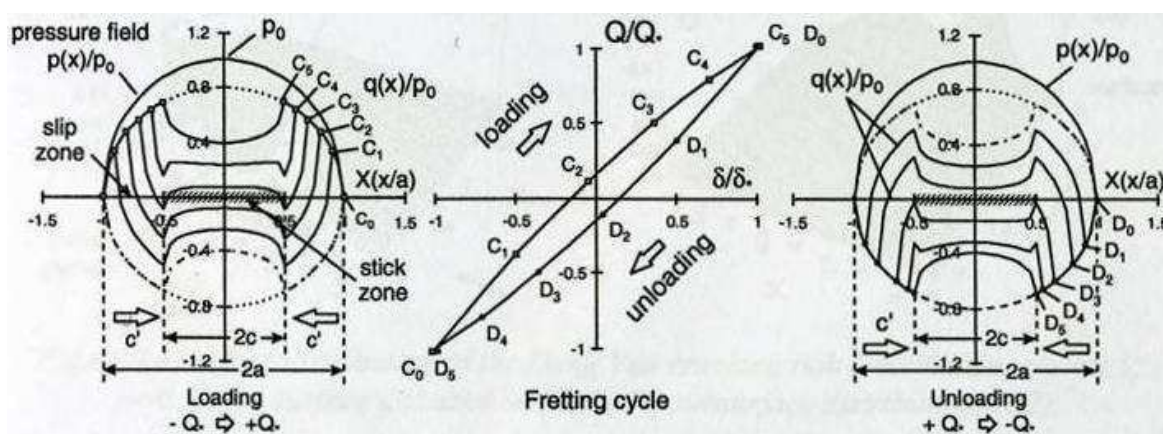


Figure I.16: Evolution de la distribution du profil de cisaillement et profil de la pression de contact pendant un cycle de fretting en glissement partiel ( $c/a=0.5$  et  $\mu=0.8$ ) [Fouvry *et al.* (2000)].

L'endommagement par fissuration en fretting est attribué au caractère cyclique de la sollicitation tangentielle, c'est-à-dire au phénomène de fatigue. Les notions générales de la mécanique de la rupture sont alors utilisées. L'amorçage suit donc les phases introduites par Lemaitre et Chaboche [Lemaitre *et al.* (1996)] :

- ✓ **Phase d'accommodation** : les concentrations de contraintes créent des microdéformations plastiques cycliques qui peuvent mettre en jeu des mouvements de dislocations et des élévations de températures locales. Ces concentrations de contraintes peuvent être générées au voisinage des défauts existants ou être induites par la géométrie de la pièce ou par le chargement appliqué.

- ✓ ***Phase d'amorçage*** : L'accommodation de déformations plastiques va induire l'amorçage d'une première fissure. Un point important qui caractérise l'amorçage est la longueur critique de la fissure amorcée. En général, on considère une longueur de l'ordre 10 à 20  $\mu\text{m}$  qui correspond à la limite de détection pour les systèmes d'observations conventionnels (microscope optique). Cette longueur est surtout du même ordre de grandeur que la taille des grains. **On retiendra que la phase d'amorçage est essentiellement contrôlée par le cisaillement.**
- ✓ ***Phase de propagation en mode II (stade I)*** : une fois amorcée, la fissure va commencer à se propager. Cette phase initiale de propagation est principalement contrôlée par le cisaillement. Ainsi, la fissure va suivre un plan orienté à  $45^\circ$  par rapport à la direction de la contrainte principale maximale. La cinétique de propagation est contrôlée par une dynamique propre aux fissures courtes [Proudhon (2005)]. La fissure va ainsi traverser quelques grains.

La description est complétée par une phase de propagation en mode I (stade II). Ce point sera abordé plus tard dans le chapitre portant sur la propagation des fissures.

### **I.2.5.2. La prédiction de l'amorçage : critères de fatigue**

Comme il a été souligné dans le chapitre I.2.5.1, la fissuration en fretting est cohérente avec une approche en fatigue du comportement du matériau. Les sollicitations de fretting sont multiaxiales car elles sont la combinaison d'une pression hydrostatique élevée et d'un champ de cisaillement alterné local en surface. Un critère multiaxial de fatigue permet donc de distinguer parmi tous les trajets de chargement, ceux qui endommagent la structure. Suivant la nature de l'état limite de la structure, celle-ci sera sollicitée en fatigue oligocyclique (faible nombre de cycles), ou en fatigue polycyclique (grand nombre de cycles). Nous utiliserons des critères relatifs à ce dernier cas. En effet, notre étude concerne essentiellement la détermination de la condition d'amorçage à grand nombre de cycles. Comme pour un chargement de fatigue, un chargement de fretting présente les mêmes caractéristiques de périodicité ( $\sigma(t) = \sigma(t + T)$ ). La démarche multiaxiale peut ainsi être transposée. Nous verrons cependant que l'hétérogénéité (gradient de contraintes) du chargement du contact nécessitera de prendre en compte les effets d'échelle.

#### ***$\alpha$ . Les critères multiaxiaux de fatigue***

Il existe de nombreuses familles de critères d'amorçages multiaxiaux [Hénaff *et al.* (2005)]. Trois ensembles d'approches paraissent correspondre à la configuration du fretting :

#### **☑ Approches « plan critique » ou critères de type Tresca**

Ces critères admettent comme paramètre principal une contrainte de cisaillement (scission). Notons que sous chargement statique, le critère de la contrainte de cisaillement maximale est connu sous le nom de critère de plasticité de Tresca. Sachant que durant le stade I la propagation se fait dans un plan de cisaillement, plusieurs auteurs ont conclu que le paramètre mécanique gouvernant l'amorçage d'une fissure est la contrainte de cisaillement. Toutefois, la contrainte normale sur le plan de cisaillement exerce, elle aussi, une influence sur la propagation d'une fissure de fatigue. Ainsi, il semble important de choisir comme paramètre gouvernant l'endommagement en fatigue une

combinaison des contraintes normale et de cisaillement agissant sur ce même plan (contrainte équivalente). Les différents critères de type Tresca se différencient par :

- la définition de la contrainte équivalente ;
- le choix du plan de propagation du stade I, communément appelé « plan critique ».

Parmi ces critères on peut citer le critère de Findley (1959), le critère de Mataka (1977), mais les plus utilisés sont le critère de Mc Diarmid (1991) et le critère Smith-Watson-Topper dit critère SWT (1970).

Pour ce dernier critère [Smith *et al.* (1970)], l'amorçage d'une fissure se produit dans le plan critique qui maximise le produit entre l'amplitude de déformation normale  $\varepsilon_a$  et la contrainte normale maximale  $\sigma_{\max}$  au cours d'un cycle. Le paramètre SWT  $\Gamma$  peut s'écrire :

$$\Gamma = \sigma_{\max} * \varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N)^{2b'} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N)^{b'+c'} \quad \text{Équation I.2}$$

Où, d'après les lois de Manson-Coffin et Ramberg-Osgood,  $\sigma'_f$  est le coefficient de tenue en fatigue,  $b'$  est l'exposant de déformation de fatigue,  $\varepsilon'_f$  est le coefficient de ductilité en fatigue,  $c'$  est l'exposant de ductilité en fatigue et  $N$  le nombre de cycles considérés. Ce critère SWT sera présenté plus en détail par la suite en chapitre V.

### ☑ Approches « tensorielles » ou critères de type Von Mises

Ces critères sont exprimés en fonction de la racine carrée du second invariant du déviateur des contraintes. On peut citer le critère de Sines (1959) qui utilise la pression hydrostatique moyenne sur un cycle et le critère de Crossland (1956). Ce dernier reflète bien l'influence d'une scission moyenne et d'une contrainte normale moyenne sur les limites d'endurance.

Ce dernier critère est exprimé comme une combinaison linéaire du maximum d'amplitude du second invariant  $\sqrt{J_2(t)}$  du déviateur des contraintes et de la valeur maximale de la pression hydrostatique pendant le chemin de chargement :

$$\xi_a + \alpha_c P_{h\max} < \tau_d \quad \text{Équation I.3}$$

où

$$\alpha_c = \frac{\tau_d - \sigma_d / \sqrt{3}}{\sigma_d / 3} \quad \text{Équation I.4}$$

Avec  $\tau_d$  la limite de fatigue en torsion alternée et  $\sigma_d$  la limite en flexion alternée.

Soit  $P_{h\max}$  le maximum de la pression hydrostatique :

$$P_{h\max} = \max_{t \in T} \left\{ \frac{1}{3} \text{tr}[\Sigma(t)] \right\} \quad \text{Équation I.5}$$

et  $\sqrt{J_2(t)}$  l'amplitude du second invariant définie à partir d'une double maximisation sur le cycle, et

$$\xi_a = \frac{1}{2} \max_{t_0 \in T} \left\{ \max_{t \in T} \left[ \frac{1}{2} (S(t) - S(t_0)) : (S(t) - S(t_0)) \right]^{1/2} \right\} \quad \text{Équation I.6}$$

où  $S$  est le déviateur du tenseur  $\Sigma$ .

☑ **Approches « microscopiques »**

Cette troisième approche, plus physique, intègre dans sa formulation l'impact des mécanismes locaux d'adaptation. Il s'agit des critères basés sur la démarche de K. Dang Van de 1973 à 1993 [Dang-Van (1993)]. Ainsi, Dang Van suppose qu'avant l'amorçage, la structure s'adapte élastiquement à toutes les échelles. Grâce à cette hypothèse, la connaissance des lois de comportement local n'est pas nécessaire. Il est en effet possible de déterminer le cycle de contrainte stabilisé aux échelles macroscopique et mésoscopique en supposant que le matériau est lui-même une structure composée de différents grains.

L'approche en fatigue de Dang Van considère que l'amorçage de la première fissure est observé dans un grain qui présente une direction de plan de glissement avec une direction compatible avec la direction macroscopique de chargement. Entouré par une matrice élastique, le grain subira d'abord une déformation plastique avant d'atteindre un état élastique d'adaptation. La stabilisation élastique et le durcissement associé correspondent à l'introduction d'un tenseur résiduel local  $\rho^*$ . Le chargement local stabilisé  $\hat{\sigma}(t)$  imposé au grain est alors considéré pour conduire l'analyse en fatigue. Il correspond à la somme du chargement macroscopique et du chargement résiduel stabilisé  $\rho^*$  :

$$\hat{\sigma}(t) = \Sigma(t) + \rho^* \quad \text{Équation I.7}$$

A partir du tenseur local de chargements  $\hat{\sigma}(t)$ , les deux composantes microscopiques de chargement, l'amplitude de cisaillement appliquée sur un plan défini par la normale  $\bar{n}$ ,  $\hat{\tau}(\bar{n}, t)$ , et la pression hydrostatique  $\hat{p}_h(t)$ , sont déterminées. La condition de non amorçage est alors exprimée par une double maximisation en ce qui concerne l'orientation de plan  $\bar{n}$  et l'évolution du temps (t) au cours de la période T.

$$\max_{\bar{n}} \left\{ \max_{t \in T} \left[ \|\hat{\tau}(\bar{n}, t)\| + \alpha_{DV} \cdot \hat{p}_h(t) \right] \right\} < \tau_d \quad \text{Équation I.8}$$

avec

$$\alpha_{DV} = \frac{\tau_d - \sigma_d/2}{\sigma_d/3} \quad \text{Équation I.9}$$

En 1994, Papadopoulos propose une évolution du critère de Dang Van basée sur le concept d'adaptation élastique qui doit mieux évaluer l'endommagement en fatigue dû aux trajets de chargements déphasés [Papadopoulos (1994)]. Dans ce modèle, le comportement des grains obéit à des lois d'écrouissage isotrope et cinématique. De plus, le critère est fondé sur l'utilisation de quantités issues de moyennes sur le volume élémentaire représentatif.

***β. Application au fretting***

La prédiction de l'amorçage en fretting consiste en général à calculer les champs de contraintes analytiques pour la géométrie de l'essai considéré, et d'appliquer un des critères de fatigue multiaxial.

Les champs de contraintes peuvent également être déterminés par la méthode éléments finis permettant ainsi d'inclure les effets de la plasticité, par exemple.

C'est avec les travaux de Petiot et al. [Petiot (1994)] que les approches de critères multiaxiaux de fatigue sont appliquées dans le cas de la fatigue du contact. Reprenant cette démarche, Szolwinski et Farris utilisent le critère SWT pour tenir compte de la contrainte moyenne [Szolwinski *et al.* (1996)]. A ces critères, on peut ajouter, parmi les critères appliqués au fretting, les critères de Dang Van et de

Fatemie-Socie. Une étude comparative de ces critères a été menée par Fouvry et al [Fouvry *et al.* (2002)].

Ces méthodes, basées sur le calcul du plan critique, permettent de calculer un certain nombre de paramètres pertinents tels que la localisation du site d'amorçage ainsi que l'angle d'amorçage de la fissure. La confrontation systématique des prédictions avec les résultats expérimentaux permet de comparer les résultats issus des modèles.

Un obstacle à cette méthodologie réside dans les gradients de contraintes extrêmement forts imposés par le contact dans le matériau (notamment en bordure de contact). Ceci explique la bonne prédiction de la position du point d'amorçage, mais de gros écarts sont observés lorsqu'il s'agit de corréliser les résultats expérimentaux du seuil d'amorçage, avec les prédictions théoriques basées sur des données de fatigue conventionnelle établies à partir d'une approche locale du trajet de chargement [Fouvry *et al.* (1998)]. L'analyse ponctuelle des contraintes est erronée du fait de la capacité du matériau à s'accommoder sous le contact. Ainsi, une des approches possibles consiste à dire que pour une prédiction fiable du risque d'amorçage des fissures, l'approche de fatigue locale, basée sur l'analyse des contraintes locales, doit être remplacée par une description de fatigue non locale considérant des chargements moyens sur un volume élémentaire représentatif. L'effet d'échelle est donc inclus dans le modèle en moyennant les champs de contraintes et de déformation sur un micro-volume de matière : Figure I.17.

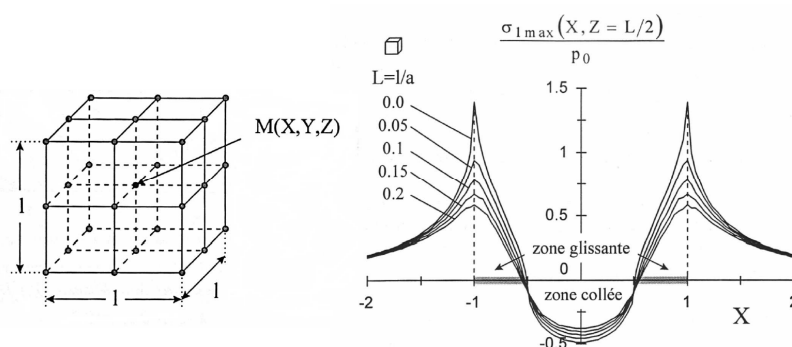


Figure I.17: Illustration de l'effet d'échelle introduit par Fouvry [Fouvry *et al.* (1998)]: les gradients de contraintes sont d'autant plus atténués que le volume de matière considéré est grand.

Fouvry montre que, pour l'acier, le micro-volume identifié pour retrouver les niveaux de chargement expérimentaux induisant l'amorçage peut être relié à une dimension caractéristique de la microstructure comme la taille de grain [Fouvry *et al.* (2000), Fouvry *et al.* (2002)]. Fridrici a déterminé cette grandeur caractéristique dans le cas du TA6V [Fridrici *et al.* (2005)] estimée à la taille du grain (environ 30  $\mu\text{m}$ ). Cependant les techniques de moyennation, dans une analyse 2D, sont nombreuses : sur un rectangle [Fouvry *et al.* (2000), Kubiak (2006)], une ligne dans la profondeur [Araujo *et al.* (2002)] ou encore sur un disque [Proudhon *et al.* (2005b)].

Ce dernier propose de plus une approche originale afin de déterminer le volume élémentaire basée sur la géométrie même du contact :

$$l_v = (a_h - c) \cdot \gamma \quad \text{Équation I.10}$$

où la taille du volume élémentaire  $l_v$  dépend de la longueur de la zone glissante ( $a_h - c$ ) (Figure I.18). Cette approche est validée dans le cas d'alliages d'aluminium mais présente des instabilités dans le cas



de l'acier. Cet effet d'échelle n'est pas capable de prédire précisément la frontière d'amorçage expérimentale. Cet écart met en doute la validité physique du calcul en particulier dans sa capacité à capturer les effets de la pression hydrostatique. En développant l'effet de P, Proudhon montre que pour deux niveaux de pression  $P_2 > P_1$  et une même force tangentielle  $Q^*_1 = Q^*_2$ , la taille du volume critique par rapport au contact est modifiée. Sur la Figure I.18, sont tracées les distributions de pression p et de cisaillement q pour deux valeurs différentes de la charge normale. Sur les deux tracés de cette figure, il apparaît que la sévérité du gradient de contrainte est différente malgré une valeur constante de  $Q^*$ .

La relation de l'Équation I.10 a ensuite été adaptée pour le cas des aciers par Kubiak qui propose la relation empirique suivante afin d'inclure l'effet de la pression hydrostatique : pour un cisaillement  $|q(c)-q(a_h)|$  et un état de tension  $|P_H(c)-P_H(a_h)|$  :

$$l_v = \alpha_c (a_h - c) |q(c) - q(a_h)| |P_H(c) - P_H(a_h)| \quad \text{Équation I.11}$$

où  $a_c$  est un coefficient associé au matériaux et au critère multiaxial de fatigue utilisé.

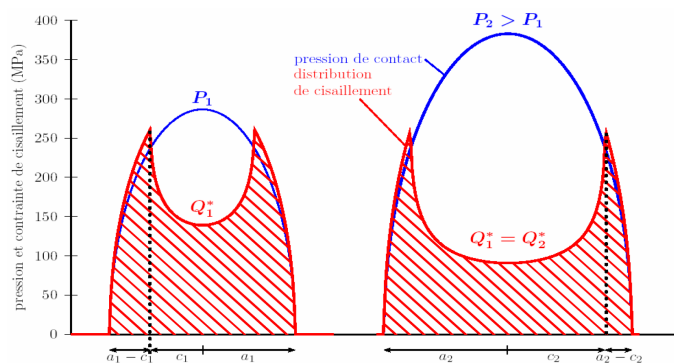


Figure I.18: *Changement de la zone glissante et gradient de contraintes en fonction de la pression du contact [Proudhon (2005)]*

L'effet de la moyennation sur un volume élémentaire est pourtant largement discuté par Naboulsi et Mall en utilisant le calcul par éléments finis [Naboulsi *et al.* (2003)]. Araujo introduit lui une technique originale [Bernardo *et al.* (2004), Bernardo *et al.* (2006)]: les auteurs utilisent la taille de maille comme effet d'échelle, tirant parti du formalisme de la méthode des éléments finis qui induit implicitement un effet de moyenne. Le problème récurrent de ce type de modèle est l'éloignement grandissant des paramètres physiques utilisés pour la prédiction de l'initiation de fissure de fretting. En effet, en plus des paramètres propres aux critères (par exemple 4 paramètres pour la loi SWT : Équation I.2), on vient ajouter les paramètres liés à la technique de moyennation. Ainsi, **l'utilisation des critères d'amorçage de fatigue combinée à une moyennation des contraintes reste aujourd'hui un verrou scientifique pour mieux prédire le risque d'amorçage en fretting**. L'objectif est de trouver une méthode capable de prédire un amorçage dans le plus grand nombre de cas, pour différents types de matériaux, différentes géométries de contact et différents gradients.

**Dans ce cadre, deux approches sont visibles quant à la détermination de la taille de moyennation (ce point sera approfondi dans le chapitre V) :**

- ✓ Utilisation d'un paramètre lié au contact lui-même : Fouvry et al. [Proudhon (2005), Kubiak (2006)]
- ✓ Utilisation d'un paramètre matériau : concept de 'critical distance' : Nowell et al. [Dini *et al.* (2006), Araujo *et al.* (2007)].

Parmi les travaux récents, certaines équipes tendent à considérer le fretting comme un effet d'entaille : modèles dits « crack analogue » [Giannakopoulos *et al.* (1997), Ciavarella *et al.* (2001), Ciavarella *et al.* (2003b), Ciavarella *et al.* (2003a), Ciavarella (2006)]. Le concept est alors d'identifier la sollicitation de fretting à une discontinuité de contrainte pouvant être comparée à celle générée par une éprouvette entaillée. Il est alors postulé que la durée d'amorçage est réduite à zéro et que la propagation dépendra de la concentration de contraintes liée aux conditions de chargement (ce point sera abordé dans le chapitre I.3.5.1).

## I.2.6. La propagation des fissures de fatigue

Après avoir atteint une taille critique, dont la signification physique sera discutée plus loin, la propagation d'une fissure peut-être décrite par la Mécanique Élastique Linéaire de la Rupture (MELR ou LEFM : Linear Elastic Fracture Mechanics). Cette description s'appuie sur une solution analytique des contraintes au voisinage de la pointe de la fissure et l'introduction du facteur d'intensité de contrainte  $K$ . Nous présentons ici les concepts généraux ainsi que les limites de la LEFM dans le domaine des fissures courtes.

### I.2.6.1. Le facteur d'intensité de contrainte

#### Les modes de fissuration

Dans les conditions de service, les fissures de fatigue se développent selon une direction qui est, à l'échelle macroscopique, perpendiculaire à l'axe de la contrainte principale. Dans de très nombreux cas, le chemin de fissuration sera donc perpendiculaire à la direction de traction qui tend à ouvrir la fissure. Ce type d'ouverture en tension est appelé mode I. Les autres modes de cisaillement, appelés II et III (Figure I.19), sont toutefois envisageables. Comme vu au chapitre I.5.2.1., la propagation en phase I en fretting s'effectue en mode II.

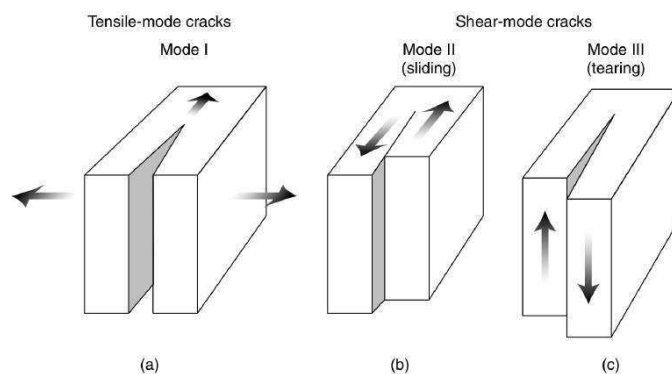


Figure I.19: Différents modes d'ouverture (a) mode I, ouverture en traction, (b) mode II ouverture en cisaillement dans le plan, (c) mode III, ouverture en cisaillement hors plan.

Définition du Facteur d'Intensité des Contraintes

Le facteur d'intensité des contraintes (FIC ou SIF : Stress Intensity Factor) a été introduit par Irwin [Irwin (1957)]. La Figure I.20 considère le cas d'une fissure de longueur  $2a$  dans une plaque soumise en mode I à une contrainte  $\sigma$  à l'infini. La théorie de l'élasticité permet de décrire le champ de contrainte au voisinage de la pointe de fissure à l'aide des relations suivantes:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{xx} = \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left( 1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \\ \sigma_{yy} = \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left( 1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \\ \tau_{xy} = \frac{\sigma\sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Équation I.12} \\ \text{Équation I.13} \\ \text{Équation I.14} \end{array}$$

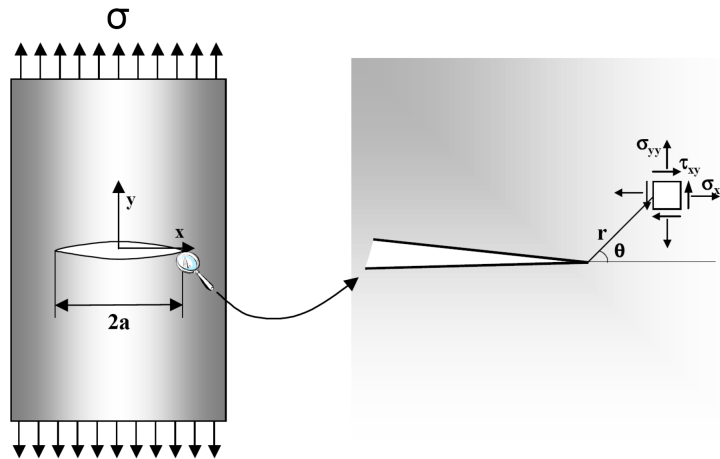


Figure I.20: Plaque infinie contenant une fissure en mode I.

On constate que lorsque  $r$  tend vers 0, les contraintes tendent vers l'infini. En réalité les contraintes en pointe de fissure sont finies du fait de l'activation de la plasticité, notamment pour les matériaux ductiles.

Ces solutions décrivant les champs de contraintes en pointe de fissure sont remarquables du fait que le terme  $\sigma\sqrt{\pi a}$  apparaît dans toutes les composantes du tenseur des contraintes. La distribution des contraintes et des déformations en pointe de fissure, est donc indépendante de la géométrie de la fissure et de la charge appliquée. Seule l'intensité du champ en est directement dépendante. On exprime l'équation sous la forme plus générale :

$$\sigma_{i,j} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_{i,j}(\theta) \quad \text{Équation I.15}$$

où  $K$  représente le **facteur d'intensité des contraintes** du mode considéré et s'exprime en  $\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$ . Dans le cas général  $K$  s'exprime ainsi :

$$K = \beta \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi a} \quad \text{Équation I.16}$$

où  $\beta$  représente un facteur de correction géométrique. Ce facteur  $\beta$  est sans dimension, mais dépend généralement de la longueur de fissure et de dimensions caractéristiques du problème considéré.

### I.2.6.2. Les cinétiques de propagation

Le comportement en fissuration par fatigue d'un alliage dans des conditions de sollicitations données (rapport de charge, température, environnement, sens de prélèvement, etc.) sera caractérisé classiquement par une courbe tracée sur un diagramme bilogarithmique. Sur ce diagramme, la vitesse de propagation mesurée  $da/dN$  est reportée en fonction de l'amplitude du facteur d'intensité de contrainte  $\Delta K$  déterminée à partir de l'amplitude de chargement et de la longueur de fissure (Figure I.21).

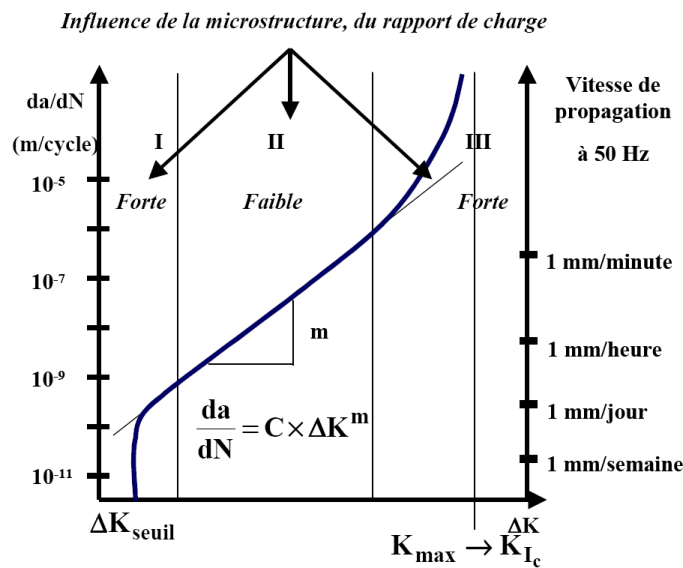


Figure I.21: Diagramme de Paris représentant la vitesse de fissuration en fonction de la variation du facteur d'intensité de contrainte pour un rapport  $R=const$  [Hénaff et al. (2005)].

L'allure de la courbe ainsi obtenue est généralement décrite par 3 domaines caractéristiques, désignés I, II, et III:

- ✓ le domaine I se caractérise par une rapide décroissance de la vitesse de propagation lorsque la valeur de  $\Delta K$  approche d'une valeur caractéristique. Cette valeur, notée  $\Delta K_{seuil}$ , est appelée seuil de propagation. En dessous de cette valeur, l'endommagement en pointe de fissure engendré par le chargement cyclique devient si faible qu'il est quasiment impossible de détecter expérimentalement une avancée de fissure. Ce domaine est, en outre, caractérisé par une forte influence de la microstructure, du rapport de charge et de l'environnement.
- ✓ dans le domaine II, la courbe présente généralement une partie linéaire sur un assez large intervalle. Cette linéarité traduit une dépendance en loi puissance de la vitesse de propagation par rapport à l'amplitude du facteur d'intensité de contrainte  $\Delta K$ :

$$\frac{da}{dN} = C * (\Delta K)^m \quad \text{Équation I.17}$$

Cette loi puissance est communément appelée loi de Paris [Paris et al. (1963)] et le domaine de vitesses de propagation dans lequel cette relation est vérifiée est appelée domaine de Paris. Il

convient de souligner que, même si des expressions similaires peuvent être obtenues de manière théorique, cette relation reste avant tout empirique.  $C$  et  $m$  sont donc des paramètres dépendant certes du matériau considéré, mais aussi des conditions d'essai (rapport de charge, environnement, ...)

- ✓ le domaine III correspond à une accélération de la propagation juste avant la rupture brutale. Celle-ci intervient lorsque la valeur maximale du facteur d'intensité de contrainte au cours du cycle  $K_{max}$  devient égale à une valeur critique caractéristique du matériau, notée  $K_C$  (ténacité). En pratique, ce dernier domaine ne présente que peu d'importance dans la mesure où il ne concerne qu'une très faible partie de la durée de vie en propagation et que le dimensionnement a précisément pour objet d'éviter de faire opérer la structure dans ce domaine.

### I.2.6.3. La transition fissure courtes-fissure longues

L'un des principaux problèmes rencontré lors d'un dimensionnement en propagation est associé au fait que les lois utilisées ont été établies à partir de vitesses mesurées sur des fissures dont la longueur est de l'ordre de la dizaine de millimètres. Or pour de nombreux composants, on doit raisonner sur des défauts beaucoup plus petits. De même, les exigences d'extension de durée de vie conduisent à extrapoler les lois de propagation à des tailles de défauts très petites.

L'expérience montre que les vitesses de propagation des fissures de petites dimensions peuvent être nettement supérieures à celles obtenues sur des fissures longues sollicitées dans les mêmes conditions nominales (Figure I.22). En particulier, les petites fissures peuvent se propager avec des vitesses relativement élevées pour des valeurs du facteur d'intensité de contrainte  $\Delta K$  inférieures à la valeur  $\Delta K_{seuil}$  déterminée sur fissures longues. L'utilisation de données établies à partir de fissures longues peut donc conduire à des surestimations importantes de la durée de vie en propagation.

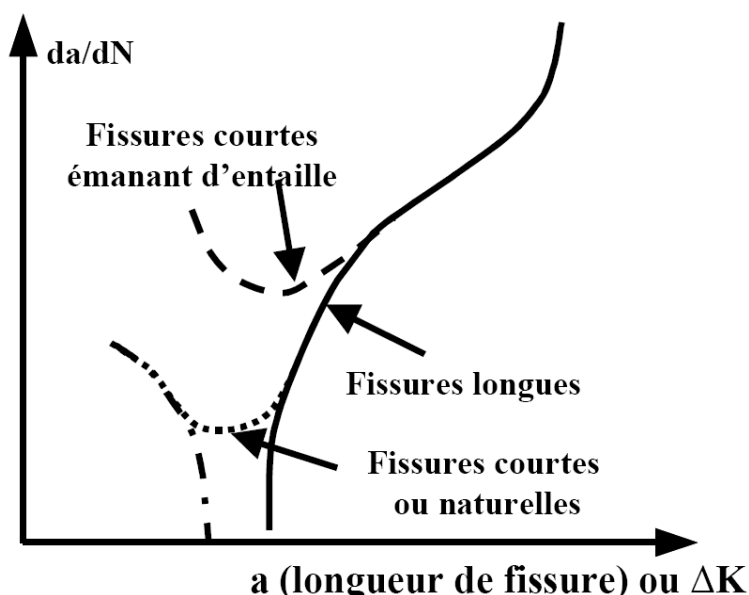


Figure I.22: Allure caractéristique des courbes de propagation de fissures courtes de fatigue par rapport aux fissures longues

L'utilisation des concepts de la mécanique de la rupture repose sur le principe de similitude. Ce principe indique que le champ de contraintes/déformations en pointe de fissure est le même pour des

conditions de chargement et de géométrie différentes dès lors que la valeur du paramètre caractérisant ce champ, c'est-à-dire le FIC  $K$  en condition de plasticité confinée, est la même. Il est clair ici que le principe de similitude n'est plus valable. Pour avoir des niveaux de  $\Delta K$  équivalents, on comparerait une fissure très longue, plane, sollicitée à faible contrainte ; et une fissure très courte, tridimensionnelle, sollicitée à forte contrainte où dans une forte concentration de contrainte. Par conséquent, le problème des fissures courtes peut également être vu comme un problème de non-validité de la mécanique de la rupture.

Pour bien comprendre le comportement des fissures courtes, Miller en 1993 [Miller (1993)] commence par distinguer trois types de fissures:

- ✓ les fissures micro-structurellement courtes pour lesquelles la longueur de fissure est de l'ordre de grandeur des caractéristiques métallurgiques (taille de grain par exemple),
- ✓ les fissures physiquement courtes dont la longueur  $a$  varie de 50 à 500  $\mu\text{m}$ ,
- ✓ et les fissures longues pour lesquelles  $a$  est supérieure à une certaine valeur (500  $\mu\text{m}$ ) et dont le comportement peut être décrit par la LEFM pour des niveaux de contrainte faibles ou par la mécanique de la rupture élasto-plastique (EPFM) pour des niveaux de contrainte élevés.

La difficulté majeure est cependant de déterminer les frontières de ces trois régimes de fissuration. Kitagawa et Takahashi [Kitagawa *et al.* (1976)] ont proposé une présentation des comportements en fatigue, pour des niveaux de contraintes faibles et élevées, dans un diagramme rappelé sur la Figure I.23 qui montre les seuils entre les fissures propageantes et non-propageantes.

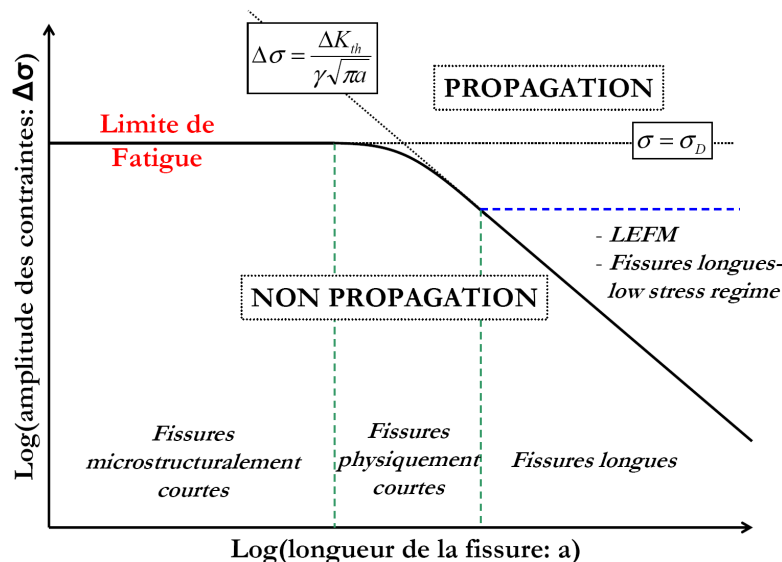


Figure I.23: Diagramme de Kitagawa-Takahashi

Sur ce diagramme on distingue deux droites :

- ✓ la première, horizontale, correspond à la limite de fatigue,
- ✓ la deuxième, correspond au seuil de propagation des fissures longues.

La zone inférieure, délimitée par ces droites, représente les conditions pour lesquelles une fissure ne se propage pas. Le point d'intersection permet d'approximer la transition entre le régime des fissures mécaniquement courtes, de celui des fissures longues.

#### I.2.6.4. Mécanismes de propagation : l'arrêt de la fissuration

##### *α. Constatations expérimentales*

Si l'on regarde les caractéristiques d'un essai de fretting, il apparaît que la fissure se propage sous l'influence des seuls chargements appliqués : l'effort normal et la force tangentielle. Or ces efforts ont une influence limitée dans la profondeur du matériau. La Figure I.24 présente le gradient de  $\sigma_{\max}$  dans la profondeur pour un contact sphère/plan. Il est remarquable que pour une profondeur donnée, et sans l'application d'un autre effort extérieur, la fissure n'est plus sous l'influence du contact et s'arrête.

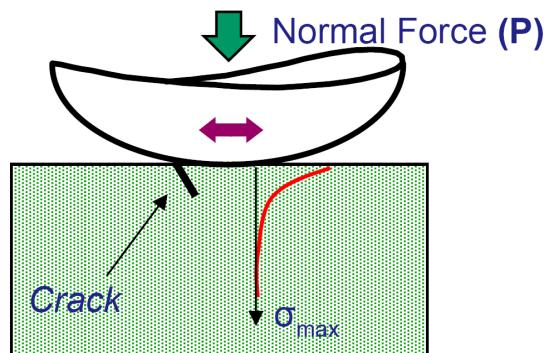


Figure I.24: Schéma d'un essai de fretting: position de la fissure et superposition du gradient de contrainte dans la profondeur en bord de contact.

Cet arrêt de fissuration a été mis en évidence expérimentalement notamment dans les travaux de Kubiak [Kubiak (2006)] qui montrent bien une stabilisation de la longueur de la fissure à partir d'un certain nombre de cycles (Figure I.25) : ici  $10^6$ .

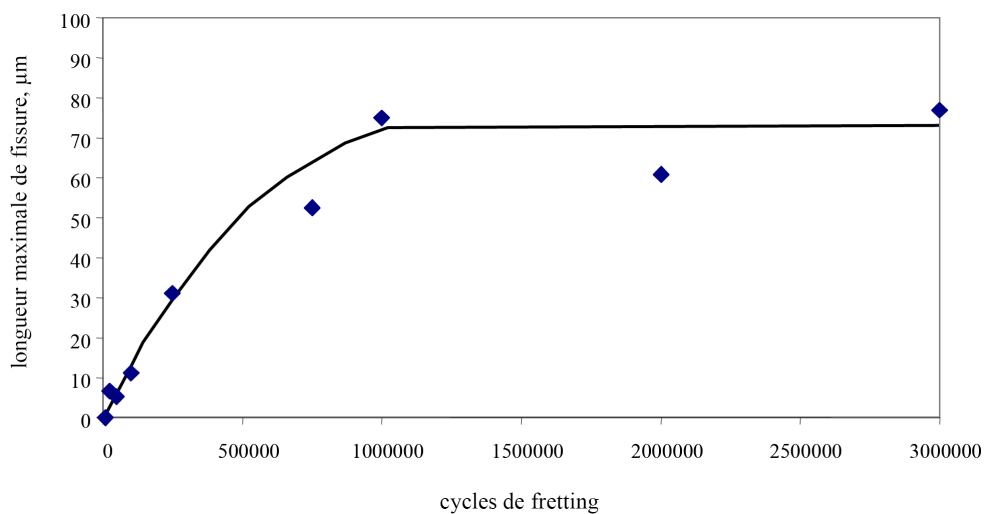


Figure I.25: Evolution de la longueur de la fissure en fonction du nombre de cycles imposé pour une condition de fretting fixée ( $p_{0\max}=700\text{MPa}$ ,  $Q^*=280\text{N/mm}$ ) [Kubiak (2006)].

Kubiak a, de plus, étudié l'influence de l'effort tangentiel, de la force normale et de la taille du contact sur la valeur maximale de fissuration (Figure I.26). La longueur maximale de la fissuration atteinte est d'environ 200 $\mu$ m. Il a été montré que la longueur maximale de propagation dépend avant tout du chargement tangentiel appliqué dans le contact, mais aussi de la pression hertzienne. L'augmentation de la force normale induit une augmentation de l'aire de contact, de la pression et de l'amplitude maximale de la force tangentielle admissible. Il est notable qu'une augmentation de la pression induit une augmentation de  $Q_c^*$  soit une augmentation du seuil d'amorçage. Ensuite, les cinétiques de propagation paraissent similaires. Cependant, plus la pression de contact est élevée et plus l'influence du contact est marquée de sorte que la propagation de la fissure est plus profonde.

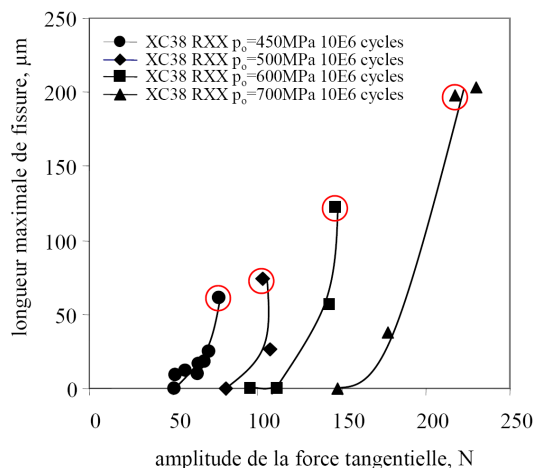


Figure I.26: Résultats expérimentaux de l'amorçage et de la propagation des fissures en glissement partiel, configuration cylindre/plan pour un rayon de cylindre  $R=XX$ mm [Kubiak (2006)].

Plusieurs auteurs se sont intéressés à l'influence du régime de glissement sur la profondeur maximale de fissuration [Elleuch (2002), Fridrici (2002), Kubiak (2006)]. Tous montrent que le maximum de fissuration intervient au niveau du régime de glissement mixte (Figure I.27). Si l'on regarde de plus près les travaux de Fridrici concernant le contact nu TA6V/TA6V, la profondeur maximum de fissure atteinte en fretting simple est de l'ordre de 170 $\mu$ m dans le cas le plus sévère.

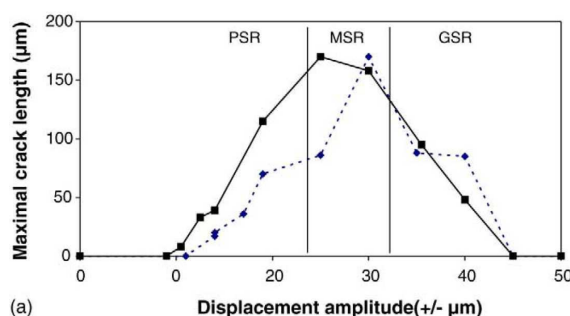


Figure I.27: Evolution de la longueur de fissuration maximale en fonction du débattement (trait plein: 100 000 cycles ; trait pointillé : 25 000 cycles) [Fridrici et al. (2005)].

Concernant les mécanismes même d'amorçage et de propagation en fretting, Proudhon propose un processus en 4 étapes dans le cas d'un alliage d'aluminium : Al2024A [Proudhon (2005)]. La Figure I.28 illustre ce processus :



1. Amorçage multiple dans la zone de glissement localisé dans les grains bien orientés. L'angle d'amorçage est d'environ 45-50°.
2. Croissance et coalescence des microfissures de fretting sous l'effet du chargement de contact (rupture du ligament les séparant selon un angle d'environ zéro degré).
3. Propagation dominée par le contact, la microstructure n'ayant que très peu d'effet. Sous l'effet de la sollicitation mécanique, cette phase est peu dispersée.
4. Propagation hors de la zone dominée par le contact, sous l'effet de la sollicitation cyclique dans le massif. La microstructure redevient prépondérante, introduisant de la dispersion et un front de fissure non uniforme. Lorsque  $N$  tend vers l'infini, la fissure s'arrête à la longueur critique  $l_c$  fonction de  $P$  et  $Q^*$ .

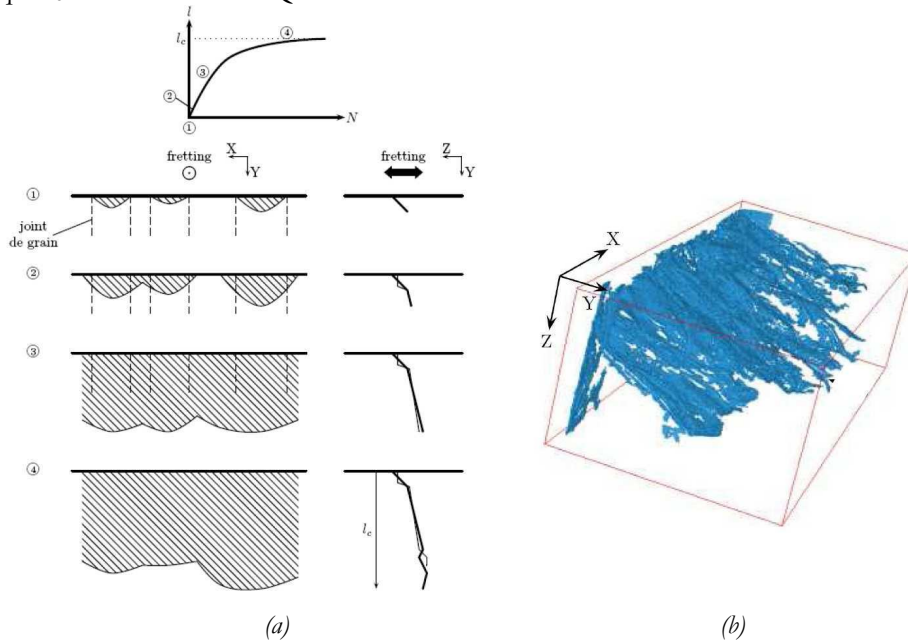


Figure I.28: (a) Mécanisme d'amorçage et de propagation des fissures de fretting dans l'alliage Al2024A, (b) rendu 3D de la surface reconstruite d'une fissure de fretting par tomographie [Proudhon (2005)].

### ***β. Modélisation***

En se basant sur l'approche du diagramme de Kitagawa-Takahashi qui introduit le seuil de propagation des fissures courtes, deux comportements de fissuration peuvent être observés suivant l'évolution du paramètre  $\Delta K/\Delta K_0$  [Araujo *et al.* (1999)] (Figure I.29):

- ✓ si l'évolution du facteur d'intensité de contraintes (FIC) entre dans une région de non propagation la fissure s'arrête,
- ✓ si l'évolution du FIC passe au-dessus de la région de non propagation la fissure se propage jusqu'à la rupture de la pièce.

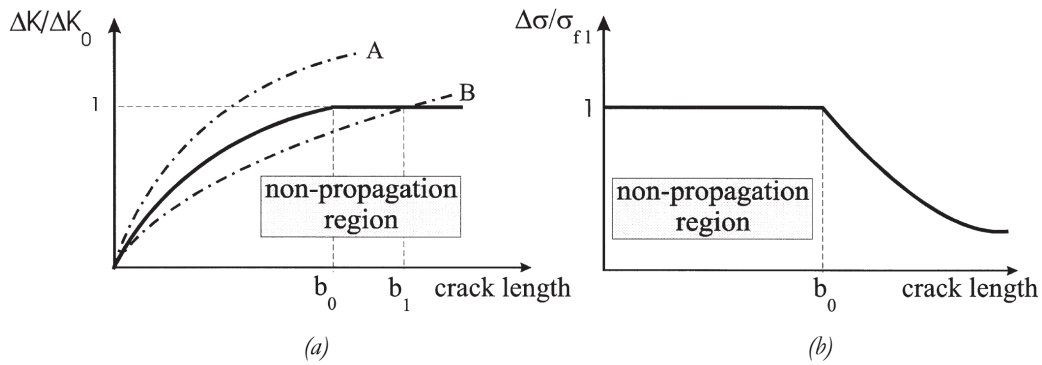


Figure I.29: Schéma présentant la méthodologie générale des fissures courtes: diagramme K-T avec le seuil de propagation en terme (a) de  $\Delta K$  ou (b) de  $\Delta\sigma$  [Araujo et al. (1999)].

Cette méthode de formalisation de la condition d'arrêt a été proposée en fretting par Araujo et Nowell [Araujo et al. (1999)]. Cette méthodologie dans le domaine des fissures courtes ( $a < a_0$ ) introduit une frontière d'arrêt de propagation des fissures sous la forme suivante :

$$\Delta K_{th} = \Delta K_0 \sqrt{\frac{a}{a_0}} \quad \text{Équation I.18}$$

La méthodologie visant à prédire la longueur maximale de fissuration consiste donc à obtenir la courbe  $\Delta K=f(a)$  et la valeur de transition entre fissures courtes et fissures longues. L'évolution du facteur d'intensité de contrainte peut être obtenue par différentes méthodes :

- ✓ Les fonctions de poids après calcul des champs de contraintes par les éléments finis [Chambon et al. (2006), Kubiak (2006)]
- ✓ Calcul éléments finis (intégrales de contour) [Proudhon (2005)]
- ✓ Méthode purement analytique de distribution des dislocations combinée au principe de superposition de Bueckner [Fouvry et al. (2008)].

Suivant cette approche, l'arrêt de propagation des fissures est déterminé si l'évolution du FIC croise la frontière définissant le domaine 'non propagation' dans ce cas, la fissure s'arrête (Figure I.30).

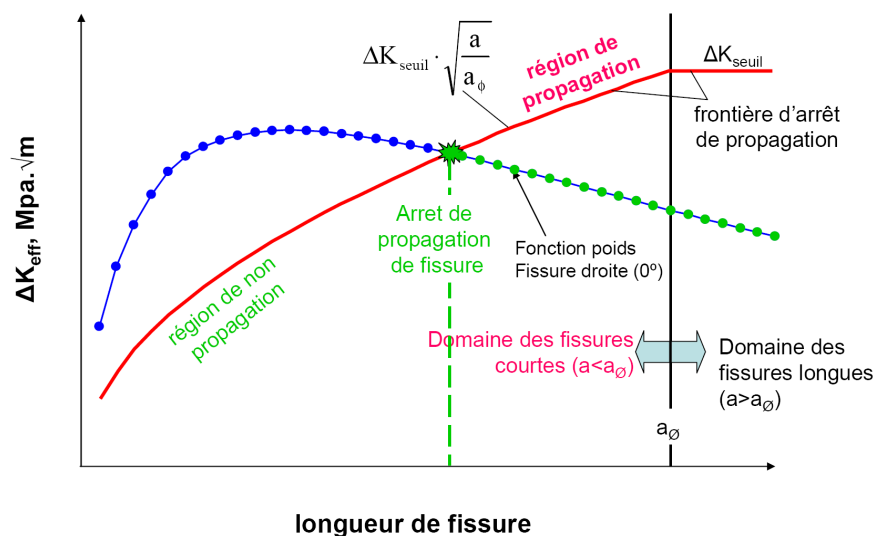


Figure I.30: Modèle théorique d'arrêt de propagation des fissures courtes proposé par Araujo et Nowell [Kubiak (2006)].

Kubiak, qui utilise une approche combinée EF et analytique (fonctions de poids) obtient une bonne prédiction des longueurs maximales de fissuration dans le cas du fretting de l'acier [Kubiak (2006)]. Il impute la dispersion des résultats aux effets induits par les différentes largeurs de contact et niveaux de pression imposés.

Cet effet pression est mis en évidence par Fouvry et Nowell [Fouvry *et al.* (2008)] qui utilisent une approche entièrement analytique. Une pression faible entraîne une bonne prédiction des maximums de fissuration tandis qu'une pression appliquée plus importante entraîne une sous évaluation de ces grandeurs (Figure I.32). Ces écarts sont reliés principalement à l'effet de l'accommodation plastique qui écarte des cas d'application des formalismes analytiques et devraient donc être réduits par une utilisation des éléments finis. Cependant, un calcul élasto-plastique peut induire des prédictions optimistes et donc dangereuse. **Une analyse purement élastique présente l'avantage d'être conservatrice.**

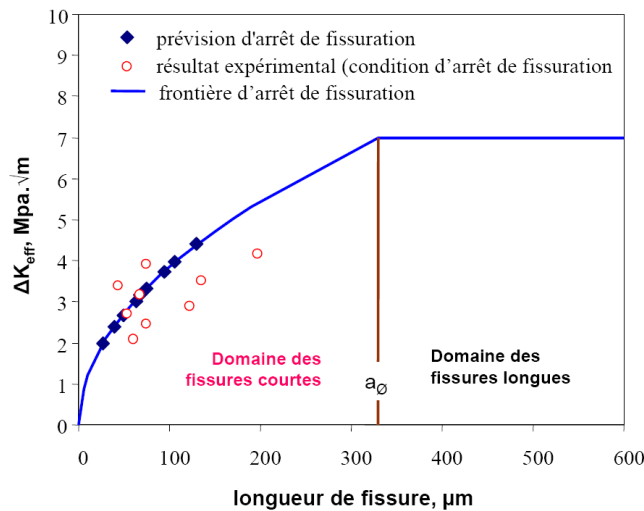


Figure I.31: Frontières expérimentales et théoriques d'arrêt de propagation des fissures de fretting [Kubiak (2006)].

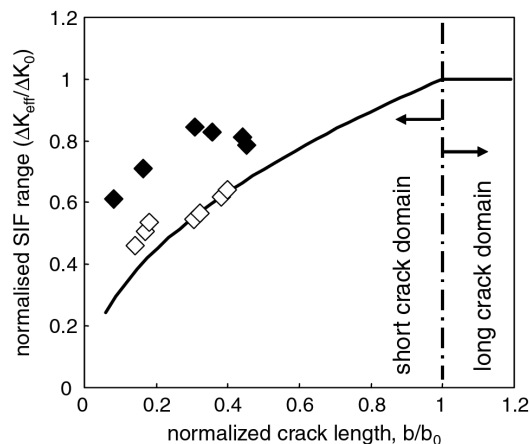


Figure I.32: Facteur d'intensité de contrainte normalisé en fonction de la longueur de fissure: comparaison entre le modèle d'arrêt de fissuration et l'expérimentation : cas d'un essai de fretting d'acier AISI1034, contact cylindre plan :  $\diamond$   $P=227N/mm$ ,  $\blacklozenge$   $P=540N/mm$  [Fouvry *et al.* (2008)].

## I.3. Les particularités du fretting fatigue

### I.3.1. Introduction

L'étude de la sollicitation de fretting fatigue apparaît en même temps que l'étude du fretting. Dès 1952, McDowell met en évidence que l'ajout d'une sollicitation de fretting à un essai de fatigue entraîne une forte baisse de la limite d'endurance [McDowell (1952)]. Les travaux sur le fretting fatigue s'accélérent depuis quelques années du fait du développement des moyens expérimentaux et des besoins grandissant des industriels de plus en plus confrontés à ce type de sollicitation [Waterhouse (1981), Hills *et al.* (1994), Hoepfner *et al.* (2000)].

La principale spécificité, vis-à-vis du fretting, est que l'application de l'effort de fatigue entraîne une propagation des fissures jusqu'à rupture de l'échantillon. On rejoint donc ici le vocabulaire de la fatigue et les notions de durée de vie, courbes de Wöhler, etc... sont applicables.

Cependant, les phénomènes fondamentaux mis en jeu lors de la rupture d'une éprouvette de fretting fatigue semblent encore assez mal connus car souvent la seule information disponible est la durée de vie totale de l'échantillon. Peu d'études présentent des essais interrompus ou expertisés autrement que par simple fractographie. Contrairement aux essais de fatigue conventionnels de propagation de fissures (éprouvettes 2D), les fissures s'amorcent et se propagent vers l'intérieur de l'éprouvette. La présence du contact rend difficile le suivi de la propagation en surface. Ceci explique que les données disponibles sur les cinétiques de propagation en fretting fatigue soient très rares.

### I.3.2. L'essai de fretting fatigue

L'essai de fretting fatigue correspond à la combinaison d'un chargement de fretting et d'un chargement de fatigue. Le fretting contrôle l'amorçage des fissures et contribue à la propagation initiale de celles-ci.

De nombreux types d'essais permettent de reproduire ce type de sollicitation. On peut en citer quelques exemples : essai de fretting fatigue torsion [Hills *et al.* (1994)], essai de fretting fatigue par traction sur câbles [Zhou *et al.* (1996), Périer *et al.* (2009)], essai de poutre encastrée entre deux poinçons [Hills *et al.* (2009)] ou encore essais technologiques reproduisant le vrai contact industriel [Nowell *et al.* (2006), Golden (2008)].

Cependant l'essai le plus utilisé est l'essai fretting fatigue sur éprouvette de fatigue en traction. Cet essai, qui est aussi le plus complexe à mettre en place, a beaucoup évolué sous l'impulsion de l'équipe de D. Nowell et D.A. Hills. **Ce dispositif a l'avantage de correspondre à l'essai conventionnel de fretting et à l'essai classique de fatigue. Les données obtenues sont donc directement comparables et exploitables.** L'éprouvette de fatigue est soumise à des sollicitations de fatigue et un patin vient appliquer une force normale spécifique. Le déplacement relatif entre le patin et l'éprouvette de fatigue génère la sollicitation de fretting. La rupture d'un échantillon en fretting fatigue est essentiellement due à la contrainte cyclique de fatigue qui permet la propagation des fissures. La comparaison des courbes d'endurance en fretting fatigue avec la courbe d'endurance en fatigue simple permet de calculer les coefficients d'abattement en fretting fatigue. La détermination de l'abattement en fretting fatigue suppose une maîtrise du chargement de fretting par rapport à la sollicitation de

fatigue imposée. Autrement dit, l'établissement de coefficients d'abattement représentatifs suppose le tracé de courbes d'abattement en fretting fatigue pour un chargement de fretting constant.

Le montage initial comporte un seul vérin [Hills *et al.* (1988), Nowell *et al.* (1990)] et a ensuite été repris par de nombreuses équipes [Szolwinski *et al.* (1996), Kubiak (2006), Muñoz *et al.* (2007), Rossino *et al.* (2009)]. Ce montage a permis de nombreuses avancées dans la connaissance du fretting fatigue, en fournissant un grand nombre de données expérimentales principalement sous la forme de courbes de Wöhler. L'influence de nombreux paramètres a pu ainsi être discutée, des résultats seront présentés par la suite ainsi que des comparaisons avec le fretting ou la fatigue. La principale limitation de ce dispositif est la combinaison des deux sollicitations qui sont forcément en phase.

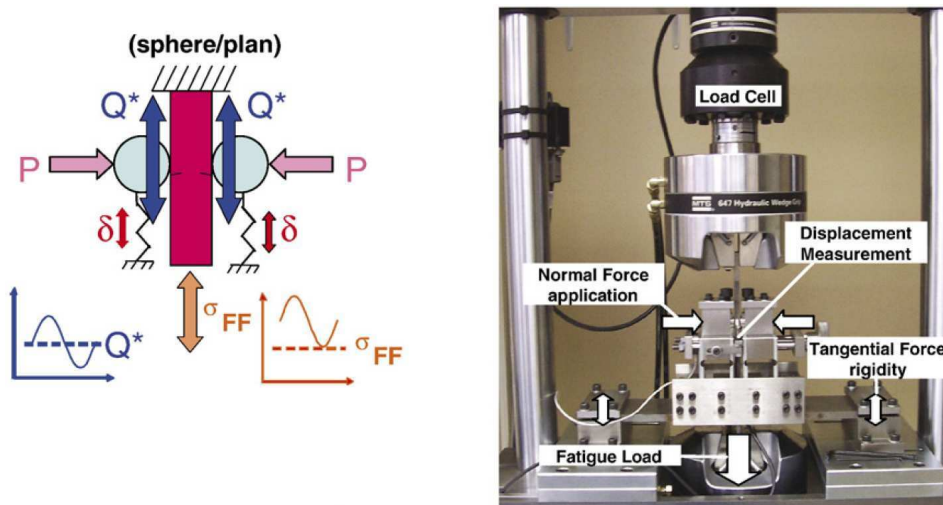


Figure I.33: Schéma et photographie de l'essai fretting fatigue mono-vérin sur le modèle de Nowell [Kubiak *et al.* (2006)]

Une évolution majeure de ce dispositif mise en place par Nowell *et al.*, consiste en une machine comportant deux vérins [Fellows *et al.* (1997)] : un vérin appliquant l'effort de fatigue et un autre l'effort de fretting (Figure I.34 (a)). Cette machine, reprise ensuite par l'équipe de Lee et Mall [Namjoshi *et al.* (2001), Lee *et al.* (2006)], a permis d'étendre les gammes de chargement étudiées et, également, de découpler physiquement les deux sollicitations et ainsi reproduire les sollicitations réelles subies par le contact aube/disque (Figure I.34 (b)).

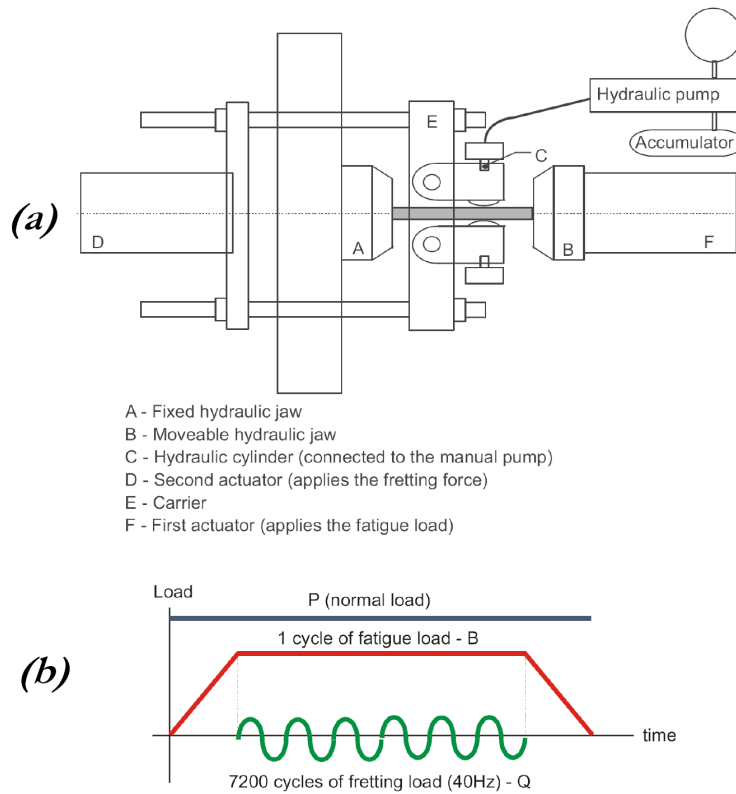


Figure I.34: (a) Schéma du dispositif de fretting fatigue à deux vérins et (b) sollicitation représentative d'un contact aube/disque associée [Fellows et al. (1997), Arango et al. (2009)].

### I.3.3. Le Contact : phénomène d'excentricité

Sur une trace de fretting fatigue, un décalage de la zone collée par rapport à l'axe médian du contact est observé (Figure I.35). On définit ainsi une excentricité de la zone collée 'e' équivalente à la distance entre l'axe médian du contact et l'axe médian de la zone collée normalisée par la demi-largeur de contact  $a_h$ .

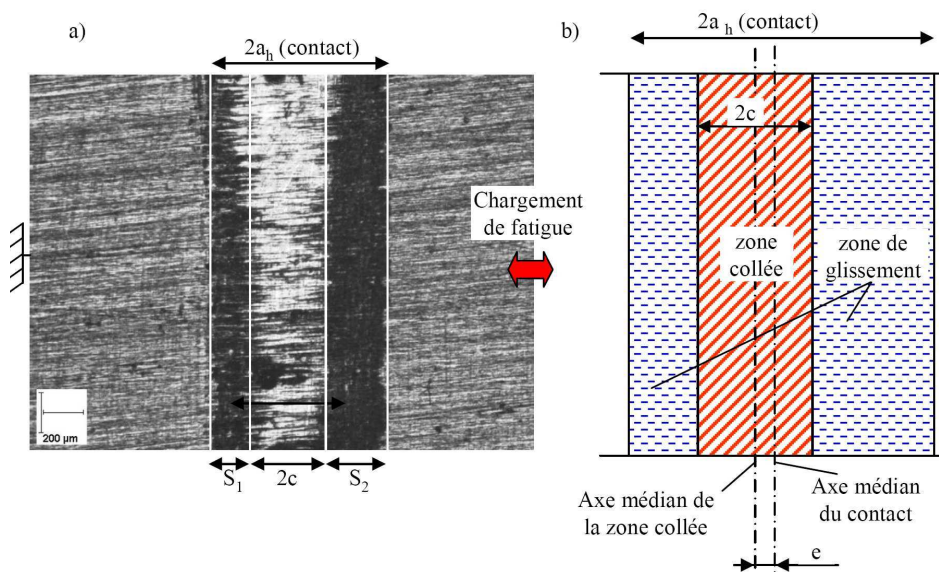


Figure I.35: Phénomène d'excentricité de trace de fretting fatigue (a) image microscopique d'une trace de fretting après essais fretting fatigue de 1 000 000 cycles, (b) Schéma d'un phénomène d'excentricité de contact [Kubiak (2006)].

Cette excentricité est associée à une dissymétrie entre la zone de glissement en amont et en aval du chargement de fatigue. Hills et Nowell [Hills *et al.* (1994)] ont largement étudié cet aspect. Ils montrent que cette excentricité est induite par la déformation relative de l'éprouvette soumise au chargement de fatigue (Figure I.36).

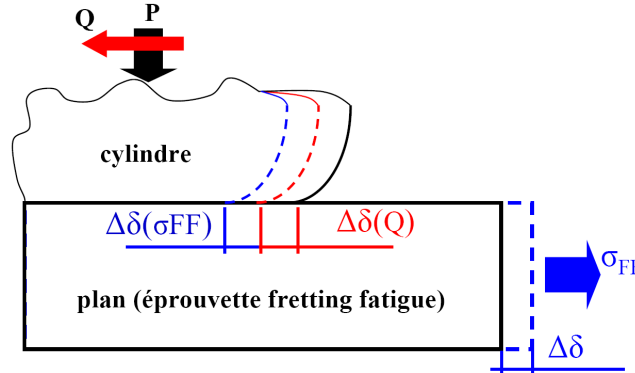


Figure I.36: Influence du chargement de fatigue sur la zone de glissement pendant le cycle de fretting fatigue.

Considérant une description élastique du contact en fretting fatigue, ils explicitent la valeur de l'excentricité 'e' aux travers des relations suivantes :

$$e = \frac{\sigma \cdot a_h}{4 \cdot \mu \cdot p_0} \quad \text{Équation I.19}$$

avec :  $\sigma$  la contrainte de fatigue,  $a_h$  la demi largeur du contact,  $p_0$  pression maximale hertzienne. Cette excentricité, de la zone collée, implique que pour un contact tel que  $x \in \{-a, a\}$  la zone collée est comprise entre les positions  $x = e - c$  et  $x = e + c$ .

On rappelle que la demi-largeur de la zone collée est donnée par la relation suivante :

$$\frac{c}{a_h} = \left( 1 - \frac{Q^*}{\mu \cdot P} \right)^{1/2} \quad \text{Équation I.20}$$

La distribution du cisaillement pour cette condition de glissement partiel est alors exprimée par la relation suivante (Figure I.37) :

$$q(x) = \mu \cdot p_0 \cdot \left( 1 - \left( \frac{x}{a_h} \right)^2 \right)^{1/2} + q'(x) \quad \text{Équation I.21}$$

où  $q'(x)$  représente la perturbation induite par la zone collée. Ainsi dans la zone collée  $x \in \{e - c, e + c\}$  (autrement dit  $|x - e| < c$ ) on a  $q'(x) = 0$ . Dans les zones latérales de glissement telles que,  $x \in \{-a_h, e - c\}$  et  $x \in \{e + c, a_h\}$  soit  $a_h > |x - e| > c$ , l'expression de  $q'(x)$  est donnée par la relation :

$$q'(x) = -\mu \cdot p_0 \cdot \frac{c}{a_h} \left( 1 - \left[ \frac{(x - e)}{c} \right]^2 \right)^{1/2} \quad \text{Équation I.22}$$

On retiendra que cette formulation reste valide uniquement pour  $e + c \leq a$  soit :

$$\frac{\sigma \cdot a_h}{\mu \cdot p_0} \leq 4 \cdot \left[ 1 - \left( 1 - \frac{Q^*}{\mu \cdot P} \right)^{1/2} \right] \quad \text{Équation I.23}$$

L'analyse de Nowell et Hills est élastique et ne permet pas de prendre en compte le comportement élasto-plastique du matériau. Des calculs FEM, intégrant le comportement visco-élasto-plastique du matériau ont été réalisés. Une extension conséquente de l'aire de contact liée aux déformations plastiques activées par les chargements de fatigue et de fretting est observée [Kubiak (2006)].

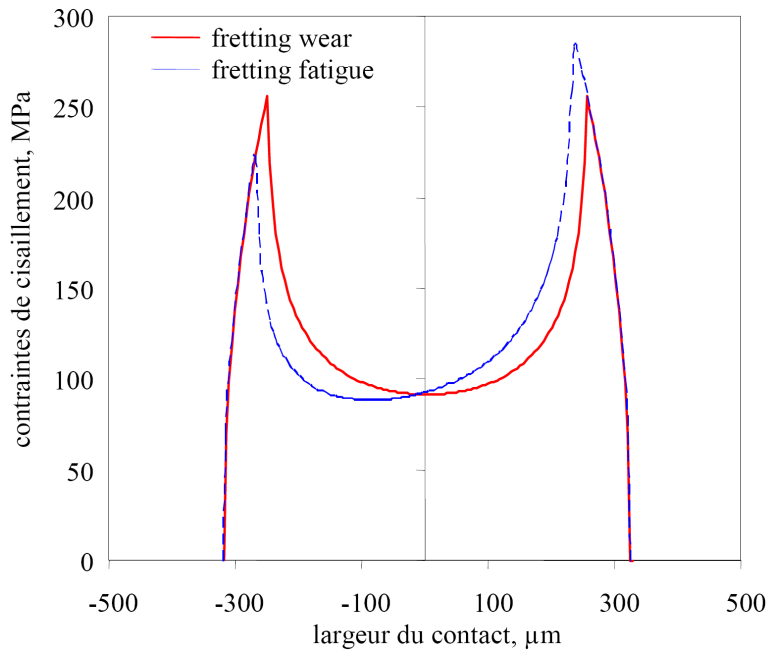


Figure I.37: Distribution des contraintes de cisaillement générées dans les contacts soumis à des chargements de fretting wear et de fretting fatigue : analyse élastique, contact cylindre plan XC38/XC38 [Kubiak (2006)].

## I.3.4. L'endommagement

### I.3.4.1. La fissuration

La fissuration peut se décomposer, comme dans le cas du fretting, en une phase d'amorçage et une phase de propagation. Il est généralement admis que l'amorçage est piloté par l'effort au niveau du contact tandis que la propagation est gérée par la contrainte de fatigue. Il n'existe que peu de données sur l'analyse comportementale de la fissure en fretting fatigue et l'analyse de l'influence du chargement de contact par rapport à la sollicitation de fatigue. En effet, pour quantifier la cinétique de fissuration, il est essentiel de connaître l'impact relatif du contact et de la fatigue tout au long du trajet de propagation.

#### *α. Amorçage*

L'analyse expérimentale de l'amorçage reste souvent qualitative fondée sur l'expertise du site d'amorçage et de la direction de la première propagation. Nakasawa [Nakasawa *et al.* (1992)], pour une configuration plan/plan, indique que la position du site d'amorçage évolue en fonction de la condition de glissement. Pour des efforts normaux importants et des domaines de glissement faibles, le site d'amorçage se situe en bordure du contact. Au fur et à mesure de l'extension du domaine de



glissement, on observe une multi-fissuration et une fissure principale plus rapprochée de la zone collée. Buckley considère que l'amorçage se produit en bordure de contact, là où les contraintes de traction sont les plus élevées [Buckley (1985)]. Il se produit une déformation plastique locale caractérisée par le cisaillement de bandes de glissement. Cette analyse se rapproche fortement de la description de Forsyth. D'autres auteurs, au contraire, positionnent le site d'amorçage au centre de la zone de glissement [Kuno *et al.* (1989)] ou même à la frontière avec le domaine collé. L'analyse globale de nombreuses publications confirme la proposition de Nakasawa : il semble que le site d'amorçage principal dépend énormément de la condition de glissement et de l'extension du domaine de glissement et, dans une certaine mesure, des caractéristiques du matériau. La condition de glissement influe aussi sur le phénomène de multi-fissuration.

Concernant le calcul du risque d'amorçage, cette phase ayant les mêmes caractéristiques que pour l'essai de fretting, la méthodologie associée est exactement la même que dans le cas du fretting. Les champs de contraintes sont déterminés soit par calcul EF, soit par calcul analytique [Hills *et al.* (1994)]. Ensuite les risques d'amorçage sont calculés par l'intermédiaire des critères multiaxiaux d'amorçage.

L'inconvénient majeur est que peu de critères fournissent un nombre de cycles à amorçage associé. Les modèles de prédiction de durée de vie sont donc souvent incomplets. Ce point sera détaillé dans le chapitre I.3.5.

### *β. Propagation*

Le processus de fissuration en fretting fatigue jusqu'à rupture suit le mécanisme proposé par Lemaitre et Chaboche [Lemaitre *et al.* (1996)]. Ainsi on retrouve les phases d'amorçage et de propagation de fretting : phase d'accommodation, phase d'amorçage, phase de propagation en mode II (stade I). L'effort de fatigue propageant la fissure une phase supplémentaire vient s'ajouter : **la phase suivante de propagation en mode I (stade II) sous chargement de fatigue.**

Dans cette dernière phase de propagation, la fissuration est principalement gouvernée par le chargement de tension (contrainte principale maximale). Une déviation de la fissure (passage stade I – stade II) est alors observée. La fissure se propage alors suivant un mode I (stade II) perpendiculaire à la contrainte de traction, ceci jusqu'à rupture de la pièce (éprouvette).

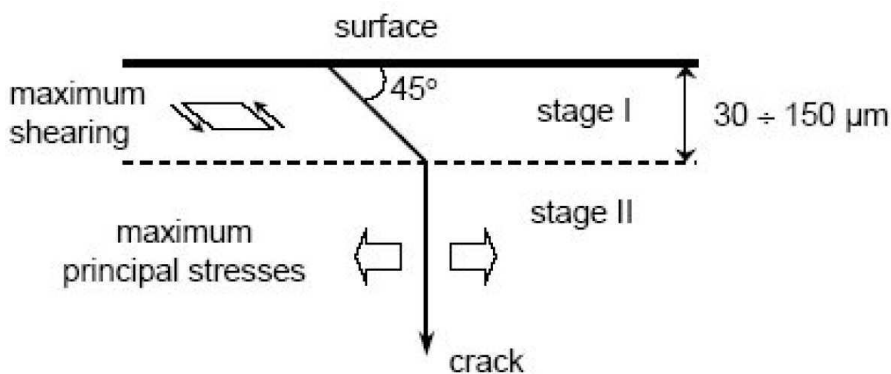


Figure I.38: Croissance d'une fissure de fatigue en stade I et II d'après [Forsyth (1961)]

Le double comportement fissures courtes-fissures longues décrit en fretting (chapitre I.2.6.3) se retrouve en fretting fatigue. Bleuzen résume les différentes étapes de fissuration transposées aux courbes de Wöhler en fonction des conditions de sollicitation de fretting fatigue et de la durée de l'essai [Bleuzen (1988)] (Figure I.39).

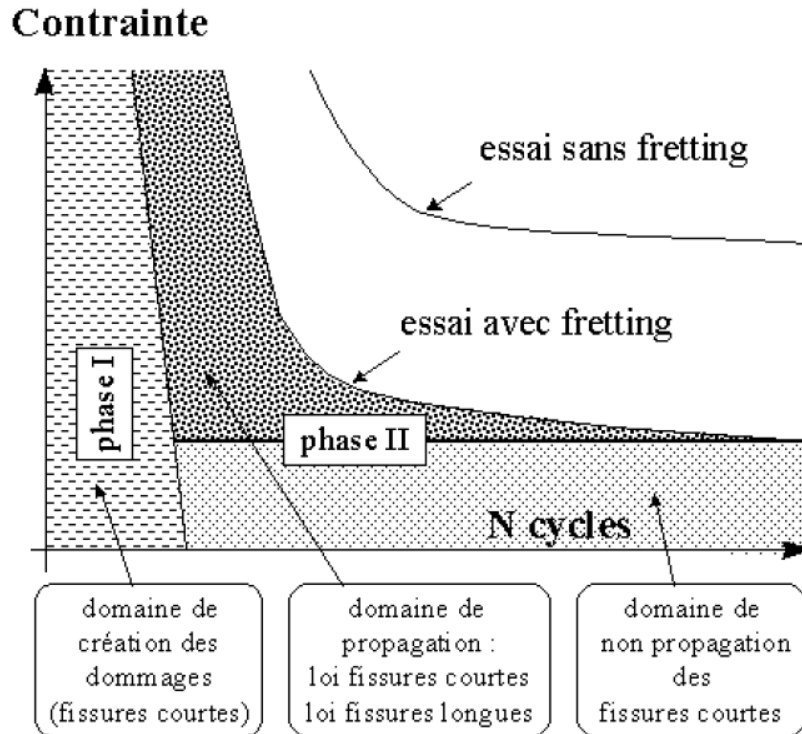


Figure I.39: Schématisation du processus conduisant à la rupture des éprouvettes de fretting fatigue [Bleuzen (1988)].

### $\chi$ . Carte de fretting fatigue

En 2006, Kubiak et Fouvry proposent un formalisme afin de représenter rapidement les conditions d'amorçage ou de rupture en fretting fatigue [Kubiak (2006)]. Ce concept consiste à identifier pour les différents niveaux de sollicitation de fatigue le seuil d'amorçage ou de rupture associé à un chargement critique de fretting ( $\sigma_{FF1}$ ,  $Q^*_{FF1}$ ), ( $\sigma_{FF2}$ ,  $Q^*_{FF2}$ ), ... ceci pour une géométrie et un nombre de cycles définis. Ce genre de diagramme a de nombreux avantages (Figure I.40) :

- ✓ Mise en évidence de trois domaines : domaine de non-amorçage, domaine d'amorçage avec arrêt de fissuration, domaine de propagation jusqu'à rupture.
- ✓ L'influence des efforts de fretting et de fatigue sur l'endommagement est directement visible.
- ✓ En superposant les données expérimentales, une comparaison peut-être effectuée rapidement entre l'endommagement expérimental et celui prédit [Fouvry *et al.* (2009b), Fouvry *et al.* (2009a)].
- ✓ Une telle cartographie peut-être réalisée pour différentes géométries permettant de mettre en évidence une influence des paramètres géométriques du contact (effet du gradient).

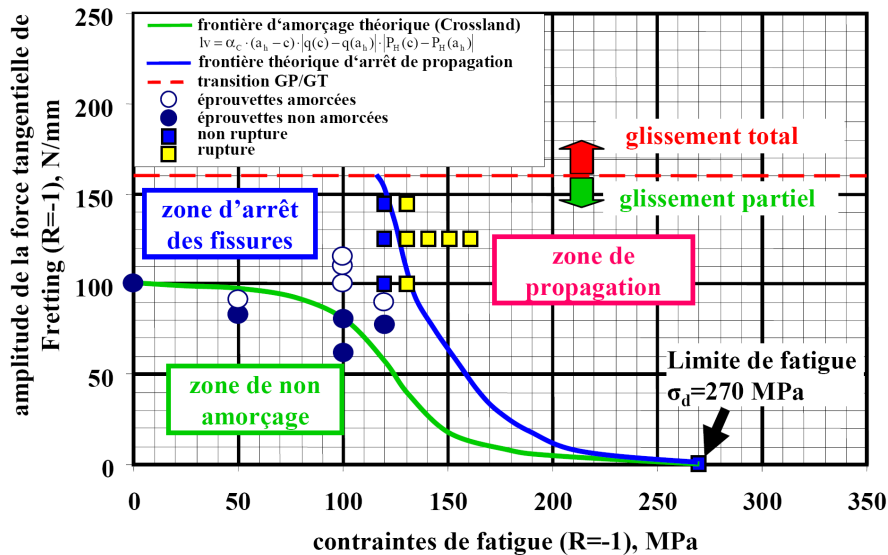


Figure I.40: Concept de « Carte Fretting Fatigue »: contact cylindre/plan XC38/XC38 à  $10^6$  cycles [Kubiak (2006)].

### I.3.4.2. L'arrêt de fissuration

Comme le montre le diagramme de la Figure I.40, il existe encore une zone de non propagation des fissures. C'est-à-dire que suivant les conditions de chargement, la sollicitation est trop faible pour propager la fissure. Ceci peut-être quantifié en reprenant la méthodologie proposée par Araujo et Nowell présenté au chapitre I.2.6.4. En traçant les trajets de chargement d'essais de fretting fatigue, Kubiak montre que pour une valeur d'effort de fatigue, la courbe d'évolution du  $\Delta K$  peut entrer dans la zone d'arrêt de fissuration, frôler la frontière ou encore passer au dessus de la zone d'arrêt (Figure I.41).

Kubiak souligne que les conditions d'arrêt de fissuration identifiées expérimentalement sont très proches de la frontière théorique. A part le résultat obtenu pour  $Q^*=100$  N/mm, les longueurs de fissure associées aux conditions d'arrêt de propagation sont importantes et correspondent à la transition fissures courtes / fissures longues. Ce résultat tend à confirmer l'hypothèse que ces fissures, très longues, ne sont pratiquement plus influencées par le chargement de contact et donc que la condition d'arrêt de fissuration apparaît essentiellement gouvernée par la contrainte de fatigue.

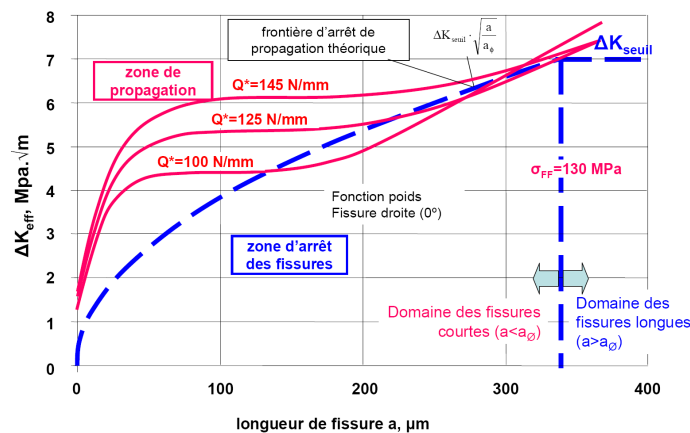


Figure I.41: Modélisation des trajets de chargement associés aux conditions d'arrêt de fissuration établies pour les trois contacts de fretting  $Q^*=100, 125, 145$  N/mm et une sollicitation de fatigue  $\sigma_{FF}=130$  MPa : contact cylindre/plan XC36/XC38 [Kubiak (2006)].

### I.3.4.3. L'influence des paramètres majeurs

#### Influence de l'usure

L'effet de l'usure sur les durées de vie des composants est un paramètre très important car la plupart des composants industriels soumis à de la fatigue de contact sont en condition de glissement total. La sollicitation considérée est alors du fretting fatigue usure. Dès 1988, Vingsbo montre l'importance de la prise en compte de l'usure [Vingsbo *et al.* (1988)]. En effet, l'usure entraîne une augmentation très importante de la durée de vie (Figure I.42). Ces résultats sont retrouvés par la suite par l'équipe de Mall [Jin *et al.* (2002), Lee *et al.* (2006)].

La principale explication réside dans le fait que l'usure tend à enlever la matière et donc à retirer les fissures initiées en fretting. Vu qu'une augmentation du débattement entraîne une augmentation de l'usure et du volume de matière retiré, plus le débattement est important plus les fissures de fretting sont effacées. Lee et Mall ont montré que la valeur de glissement relatif, pour laquelle la durée de vie en fretting fatigue est minimale (50  $\mu\text{m}$  sur la Figure I.42 (b)), est indépendante des variables de fretting que sont la force tangentielle et la pression de contact [Jin *et al.* (2002)].

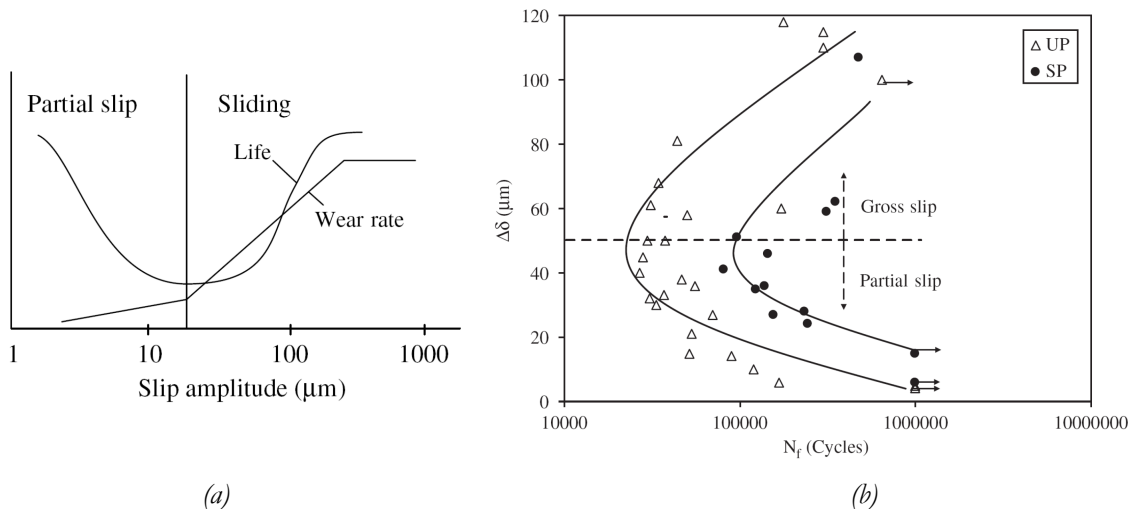


Figure I.42: (a) Diagramme de l'évolution de la durée de vie en fretting fatigue et du taux d'usure en fonction de l'amplitude de débattement [Vingsbo *et al.* (1988)], (b) amplitude de glissement en fonction de la durée de vie en fretting fatigue pour des éprouvettes grenillées (●) ou non (Δ) [Lee *et al.* (2006)] – éprouvettes en TA6V.

La Figure I.42 (b) montre également l'influence bénéfique du grenillage qui entraîne un gain important en termes de durée de vie due aux contraintes résiduelles de compression. Kubiak et al. montrent le même effet lié au grenillage sur un acier [Kubiak *et al.* (2006)].

#### Influence du contact : gradient de pression

Compte tenu de l'ensemble des études citées, il est clair que l'amorçage des fissures en fretting fatigue dépend, comme dans le cas du fretting, des conditions de contact. Les géométries de contact ainsi que les pressions appliquées vont avoir une influence car elles modifient le gradient de contrainte en profondeur.

Un premier paramètre de contact est la géométrie. Jin et al. étudient le comportement en fretting fatigue pour deux géométries de poinçon : plan/plan et cylindre/plan [Jin *et al.* (2002)]. L'intérêt est

porté sur l'évolution du rapport  $Q/P$  qui correspond au coefficient de frottement quand les conditions de glissement total sont atteintes. Ainsi les auteurs montrent de manière logique que le coefficient de frottement diminue quand la pression augmente (Figure I.43) rejoignant ainsi les observations de Fouvry et Duo [Fouvry *et al.* (2004)] Ces derniers présentent de plus une relation affine entre le coefficient de frottement et l'inverse de la pression maximale de contact pour un contact cylindre/plan :

$$\mu_t = \mu_{t0} + \frac{\beta}{P_0} \quad \text{Équation I.24}$$

Cependant de manière surprenante, Jin et al. montrent également que pour un même  $P$  mais différentes géométries, donc différentes pressions et différents gradients de contrainte, le même  $Q/P$  et, donc, le même coefficient de frottement est observé.

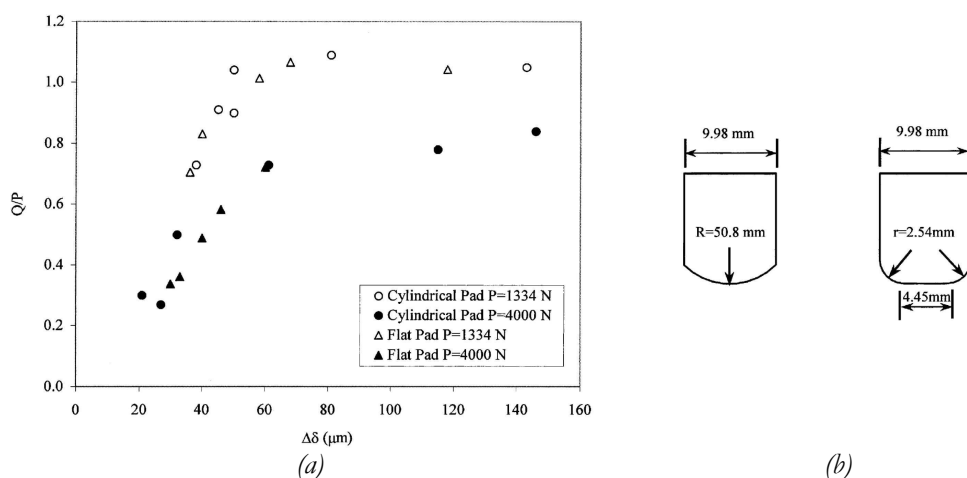


Figure I.43: (a) Evolution du rapport  $Q/P$  en fonction du débattement de fretting imposé  $\Delta\delta$  en fretting fatigue pour deux géométries de contact (plan/plan et cylindre/plan) et deux forces normales appliquées  $P$ , (b) géométries des poinçons associées [Jin *et al.* (2002)].

Proudhon et al. ont eux mis en évidence l'importance de l'amplitude du gradient de contrainte sur l'amorçage en fretting en réalisant des essais avec des poinçons de même rayon et en appliquant des forces normales différentes [Proudhon *et al.* (2005a)]. Les expertises sur les amorçages de fissures ont montré que, plus la force normale augmente, plus les fissures sont amorcées prématurément (Figure I.44 (a)). Une représentation directe dans un plan ( $P, Q, N$ ) permet de mettre cet effet en avant très simplement (Figure I.44 (a)). Ces résultats rejoignent les travaux de Petiot qui a montré qu'une augmentation de la force normale entraîne une diminution de la durée de vie en fretting fatigue [Petiot (1994)].

Nowell réalise lui des essais à même pression maximale de Hertz mais change les rayons afin de modifier les tailles de contact et donc le gradient de contrainte sous le contact [Nowell (1988)]. L'auteur montre l'existence d'un seuil en taille de contact entraînant une forte chute de la durée de vie (Figure I.44 (b)). Cet effet est également observé par Nakazawa [Nakasawa *et al.* (1992)].

L'effet d'échelle implique donc qu'un modèle se basant uniquement sur une contrainte appliquée ne pourra prédire correctement les durées de vie. Ce point sera détaillé dans le chapitre I.3.5.

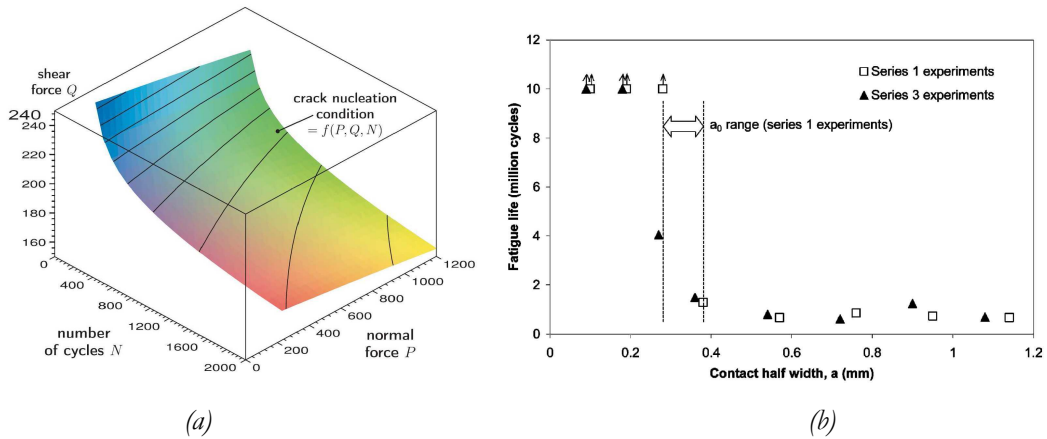


Figure I.44: Effet d'échelle: (a) représentation des conditions de fissuration en fretting dans un espace  $(P, Q, N)$  à iso-rayon de poinçon [Proudhon et al. (2005a)], (b) évolution de la durée de vie en fretting fatigue en fonction de la taille du contact de Hertz à iso-pression maximale de contact [Nowell (1988)].

### Influence d'autres paramètres

Certains paramètres d'essais seront maintenus constants pour toute cette étude. Parmi ceux-là certains pourraient avoir une influence sur le comportement tribologique ou sur la fissuration. On peut citer la fréquence et la température. Cependant très peu de données sont disponibles, du fait de la difficulté expérimentale de faire varier ces paramètres sur des plages suffisamment étendues sur un essai de fretting fatigue. Certains auteurs ont regardé l'influence de la fréquence de fretting uniquement sur des essais à 1 Hz ou 200 Hz montrant un abaissement de la durée de vie à haute fréquence [Cortez et al. (1999)] (Figure I.45 (a)). L'influence de la température a commencé à être étudié en 2002 [Sahan (2002)], cependant les températures atteintes restent faibles (250°C) vis-à-vis du matériau étudié et aucune influence n'a été observée (Figure I.45 (b)).

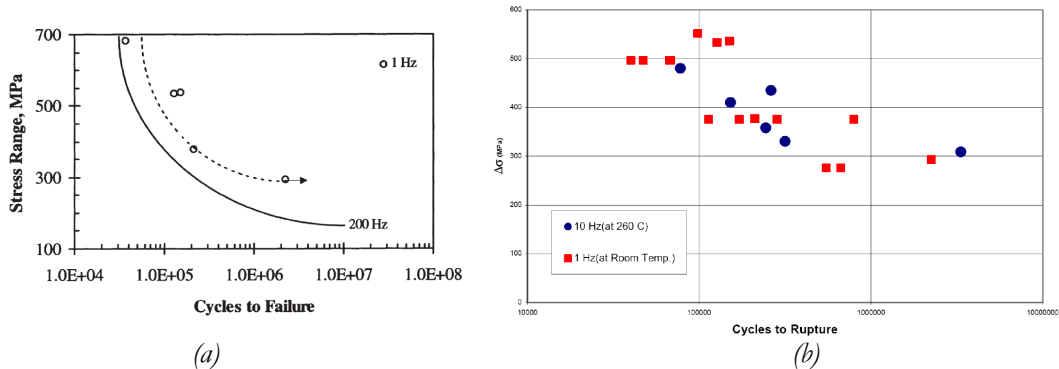


Figure I.45: Courbes de Whöler de durée de vie en fretting fatigue: (a) influence de la fréquence (1Hz:  $\circ$ , 200Hz:  $\square$ ) [Cortez et al. (1999)] et (b) influence de la température (température ambiante:  $\blacksquare$ , 260°C:  $\bullet$ ) [Sahan (2002)].

### I.3.5. Prédiction des durées de vie

De nombreuses méthodologies ont été proposées afin de prédire les durées de vie en fretting fatigue. Toutes ces méthodologies ont en commun de dissocier des durées de vie suivant les différentes étapes de la fissuration. En général, le point clef variant d'un modèle à l'autre est la méthode d'identification du nombre de cycles à amorçage. Dans cette partie, nous présentons les trois techniques les plus couramment utilisées ainsi que les dernières voies de développement.

### I.3.5.1. Modèles basés sur le concept de 'Crack Analogue'

Le concept de 'crack analogue' (Figure I.46 (a)) revient à effectuer une équivalence entre les champs de contraintes et de déformation tirés de l'analyse classique des contacts à bords vifs [Johnson (1985)] et les champs en pointe de fissure prédits par la mécanique classique de la rupture. Ce concept a été appliqué pour la première fois pour déterminer des durées de vie en fretting fatigue par Giannakopoulos et al. [Giannakopoulos *et al.* (1997)]. Dans ce cas, l'amorçage intervient dès le début de l'essai et l'auteur calcule une durée de vie qui est la somme d'un nombre de cycles à propagation en fissures courtes et d'un nombre de cycles à propagation en fissures longues.

**La propagation en fissures courtes** est caractérisée par un angle de propagation  $\Phi_{in}$  et une longueur de propagation  $l_c$  (Figure I.46 (a)). L'avance de la fissure est pilotée par les amplitudes des facteurs d'intensité de contraintes locaux  $\Delta k_1$  et  $\Delta k_2$  (Équation I.25). La longueur  $l_c$  correspond à la valeur où le FIC en tension devient supérieur au seuil du FIC en mode I effectif :  $\Delta K_{th}$ .

$$\begin{aligned} k_1 &= a_{11}(\phi).K_I + a_{12}(\phi).K_{II} \\ k_2 &= a_{21}(\phi).K_I + a_{22}(\phi).K_{II} \end{aligned} \quad \text{Équation I.25}$$

Où

$$\begin{aligned} a_{11}(\phi) &= \frac{1}{4} \left( 3 \cdot \cos \frac{\phi}{2} + \cos \frac{3\phi}{2} \right) \\ a_{12}(\phi) &= -\frac{3}{4} \left( \sin \frac{\phi}{2} + \sin \frac{3\phi}{2} \right) \\ a_{21}(\phi) &= \frac{1}{4} \left( \sin \frac{\phi}{2} + \sin \frac{3\phi}{2} \right) \\ a_{22}(\phi) &= \frac{1}{4} \left( \cos \frac{\phi}{2} + 3 \cdot \cos \frac{3\phi}{2} \right) \end{aligned} \quad \text{Équation I.26}$$

**La propagation en fissures longues** est orthogonale au champ de contrainte uniforme de fatigue. Elle est caractérisée par une profondeur maximale  $h_c$  où le FIC atteint  $K_c$  : la ténacité du matériau.

Dans les deux cas, les nombres de cycles correspondants sont calculés par l'intermédiaire de la loi de Paris en utilisant des coefficients différents pour les deux phases de propagation.

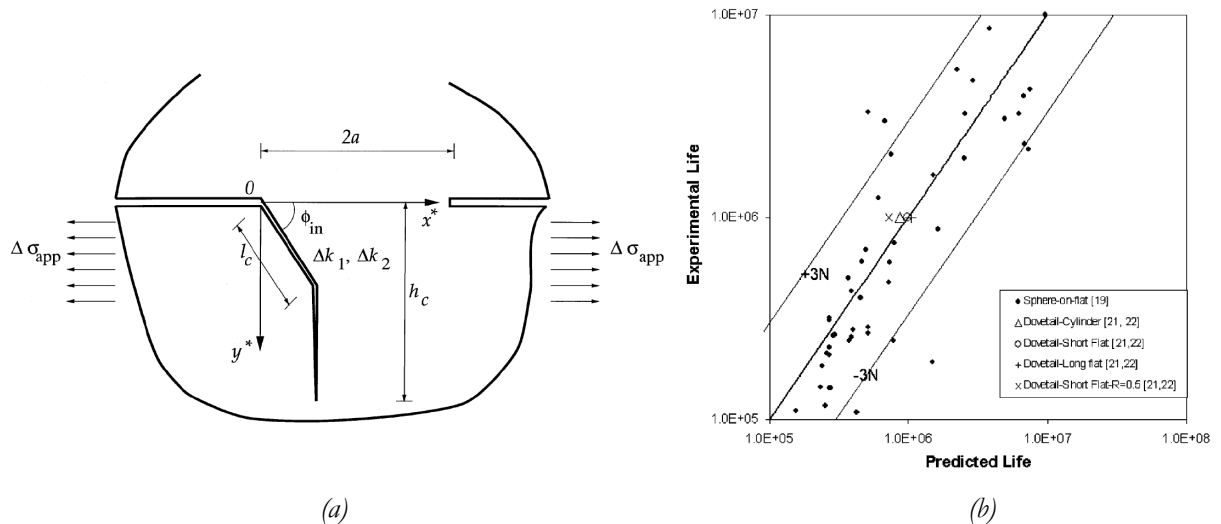


Figure I.46: (a) Analyse du chemin de fissuration en fretting fatigue en utilisant le concept de 'crack analogue' [Giannakopoulos et al. (1997)] et (b) comparaison entre les durées de vie prédites et expérimentales en fretting fatigue pour différentes géométries [Conner et al. (2003)].

La confrontation de ce modèle avec les résultats expérimentaux [Conner et al. (2003)] montre une bonne corrélation (Figure I.46 (b)). Cependant, les auteurs préconisent d'ajouter un terme dans le calcul du nombre de cycles afin d'inclure une phase liée à l'amorçage du premier défaut.

Chambon propose une évolution du modèle où la fissuration suit 3 phases [Chambon et al. (2006)] : Figure I.47 (a). Le concept de 'crack analogue' est utilisé pour déterminer le nombre de cycles à amorçage (phase 1). Une approche classique utilisant les fonctions de poids est utilisée pour calculer les FIC pour les deux phases suivantes de propagation : propagation inclinée de la fissure initiale (phase 2) et propagation finale orthogonale à la contrainte de fatigue (phase 3) : Figure I.47.

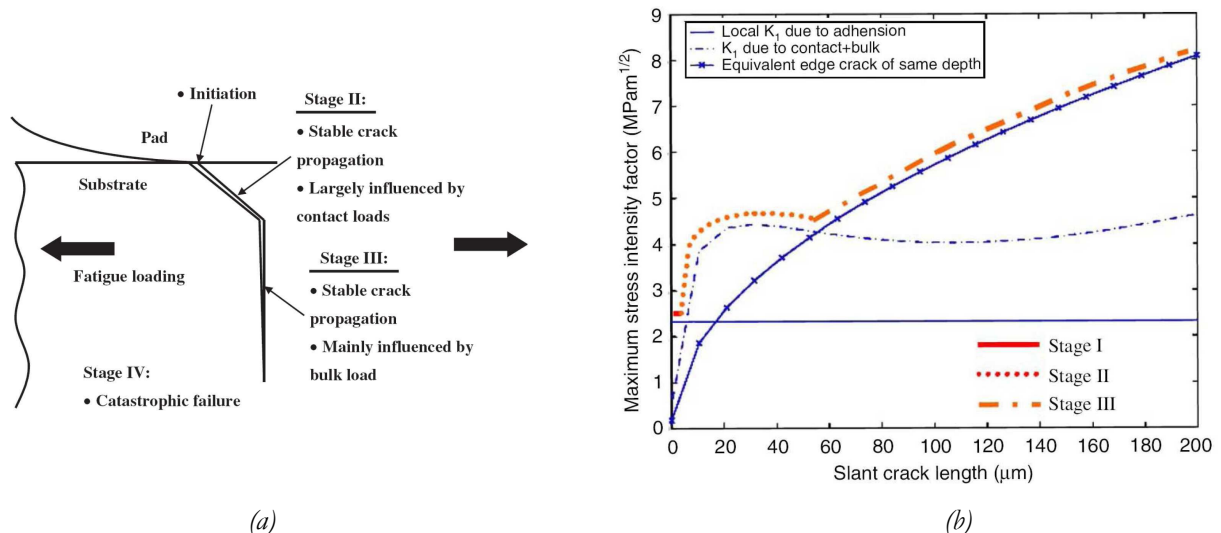


Figure I.47: (a) Schéma des différentes phases de propagation en fretting fatigue d'après le modèle de Chambon et (b) évolution des FIC correspondant à chaque phase [Chambon et al. (2006)].

Le critère de basculement d'une phase à l'autre est très simple : dès que le FIC de la phase suivante devient supérieur à celui de la phase en cours, le pilotage de la fissuration change de régime.



### I.3.5.2. Modèles basés sur les critères multiaxiaux de fatigue

Une autre approche consiste à déterminer le nombre de cycle à amorçage en utilisant un critère multiaxial de fatigue. Dans ce type de démarche, appliquée notamment par Navarro [Navarro *et al.* (2002), Muñoz *et al.* (2007), Navarro *et al.* (2008)], la durée de vie totale est calculée suivant trois étapes. Le nombre de cycles à l'amorçage est calculé suivant un critère multiaxial de fatigue : McDiarmid, SWT, FS ou Crossland. Ensuite les durées de vie à propagation sont déterminées en utilisant la mécanique de la rupture élastique linéaire suivant deux phases : propagation en fissures courtes puis fissures longues (Figure I.48). Après avoir étudié différentes géométries de contact, différents critères et différentes longueurs à l'amorçage, les auteurs montrent que le choix de la longueur à initiation est plus important que le choix du critère lui-même.

Ce type de modèle fournit encore une fois de bon résultats cependant les comparaisons sont effectuées uniquement sur des données expérimentales concernant les durées de vie à rupture.

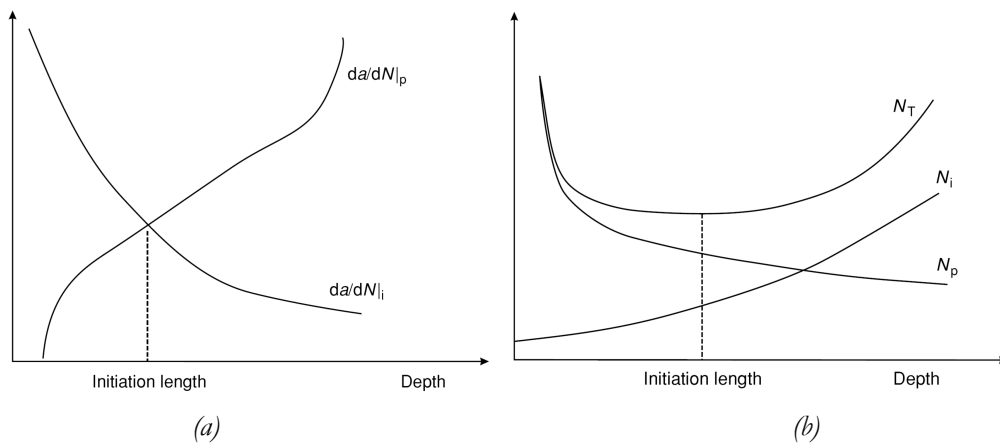


Figure I.48: (a) Evolution des taux d'endommagement en phase d'amorçage et de propagation de la fissure et (b) nombre de cycles associés d'après le modèle de Navarro [Navarro *et al.* (2002)].

### I.3.5.3. Modèles combinant expérimental et modélisation

Kubiak propose une autre approche en 2006 [Kubiak (2006)]. La durée de vie est, encore une fois, ramenée à la somme d'un nombre de cycles à amorçage  $N_a$ , d'un nombre de cycles à propagation en fissure courte  $N_{FC}$  et d'un nombre de cycle en propagation en fissure longue  $N_{FL}$  (Figure I.49). Cependant l'auteur s'écarte des démarches précédentes de par la méthode utilisée pour calculer chacune de ces valeurs :

- ✓  $N_a$  est déterminé expérimentalement par l'intermédiaire d'essais de fretting.
- ✓  $N_{FC}$  est déterminé en utilisant la loi de propagation des fissures courtes proposée par l'équipe de Vormwald [Döring *et al.* (2006)] cumulant une loi de Paris avec le calcul des intégrales de contour (méthode EF).
- ✓  $N_{FL}$  est calculé avec une loi de Paris classique comme pour les modèles précédents (EF puis calcul analytique).

Ce modèle a donc l'avantage, en plus de considérer un nombre de cycle à rupture, un nombre de cycle à amorçage qui provient d'essais expérimentaux. Néanmoins, même si ce modèle intègre des valeurs expérimentales autres que la durée de vie totale, les valeurs d'amorçage considérées n'incluent pas l'effet de la contrainte de fatigue.

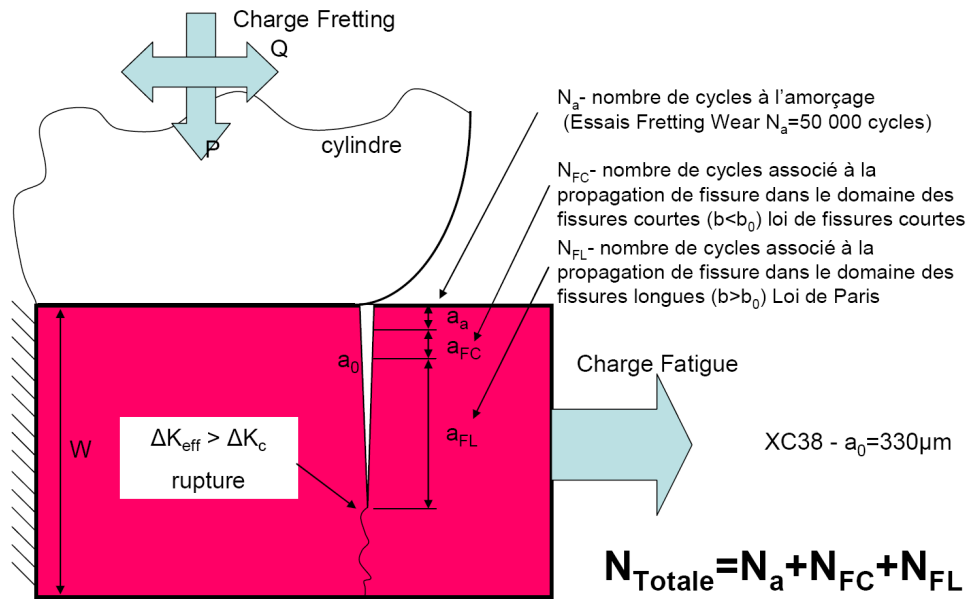


Figure I.49: Détermination du nombre de cycles à rupture des éprouvettes de fretting fatigue suivant le modèle de Kubiak [Kubiak (2006)].

#### I.3.5.4. Dernières évolutions

La prédiction de la durée de vie étant l'enjeu principal pour les industriels, de nombreuses études sont en cours afin d'optimiser les modèles. Parmi les voies de développement les plus avancées, on peut citer l'utilisation de la technique d'X-FEM pour simuler la propagation des fissures ou la prise en compte de l'usure dans les calculs de DDV.

##### Modèle X-FEM :

L'application de la technique d'X-FEM au fretting fatigue par Giner [Giner *et al.* (2008)] permet d'effectuer un calcul de propagation par éléments finis du début à la fin. Cependant l'utilisation de cette technique n'enlève pas le problème lié à la formation du défaut initial : taille du défaut et nombre de cycles à amorçage. Mais le calcul EF a l'avantage d'être plus précis dans le calcul par les fonctions de poids, de plus il permet de voir évoluer la fissure et notamment le chemin de propagation. Cette technique est donc très prometteuse mais doit être appliquée avec beaucoup de recul quant aux paramètres d'entrée du modèle EF (sensibilité au maillage), et encore une fois le modèle souffre d'un manque quand aux données d'amorçage.

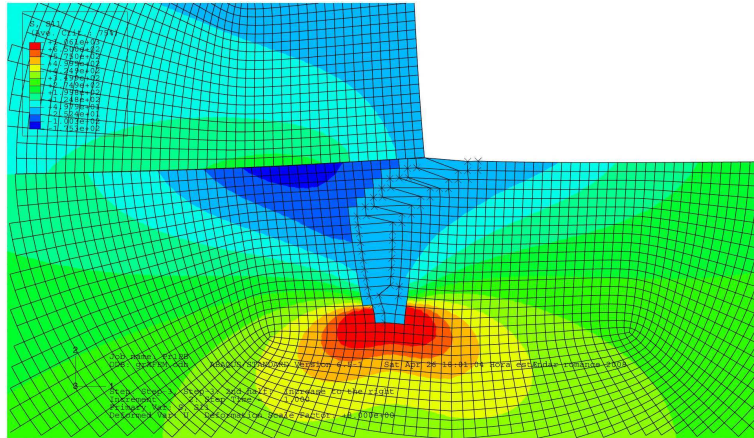


Figure I.50: Vue générale du champ de contrainte en fretting fatigue avec une fissure en X-FEM à l'instant de traction maximale [Giner et al. (2008)].

Les travaux sur la X-FEM de Ribeaucourt et al. [Ribeaucourt *et al.* (2007)] peuvent également être cités. Ces derniers se focalisent principalement sur l'implémentation du frottement sec entre les deux lèvres de la fissure

**Modèle prenant en compte l'usure :**

L'évolution majeure suivante consiste à considérer l'ensemble des endommagements possibles en fretting fatigue pour le cas de valeurs de glissement plus importantes. Ainsi Madge propose un modèle prenant en compte la fissuration (amorçage et propagation) et l'usure [Madge *et al.* (2007a), Madge *et al.* (2007b), Madge *et al.* (2008)] :

- ✓ L'amorçage des fissures est déterminé par un critère SWT combiné à une loi de Miner de cumul des dommages
- ✓ La propagation des fissures est calculée par une loi de Paris
- ✓ L'usure est pilotée par une loi classique d'Archard.

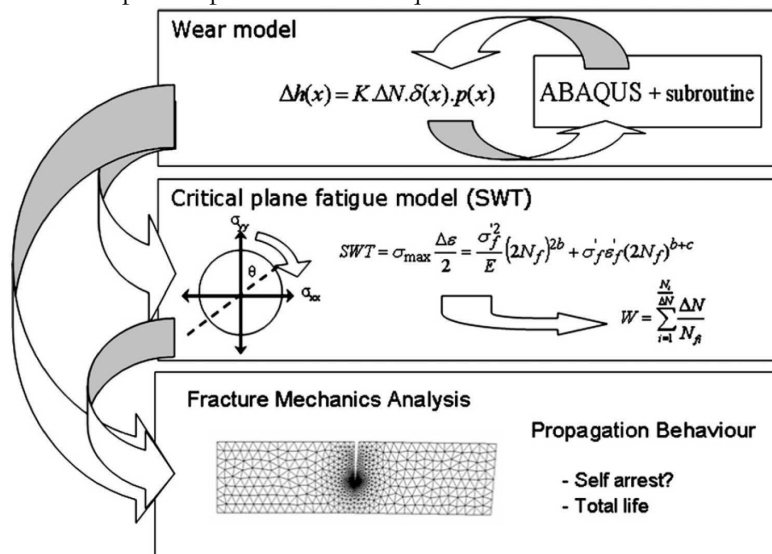


Figure I.51: Schéma des trois étapes du modèle de calcul d'endommagement proposé par Madge combinant usure-amorçage-propagation [Madge *et al.* (2008)].

Les premiers résultats obtenus par les auteurs montrent une forte influence de la modification de la géométrie du contact, liée à l'usure, sur le comportement en propagation. Par exemple l'effet de minimum de durée de vie pour une valeur seuil de débatement, présentée au chapitre I.3.4.3, est retrouvé. De plus, ce type de méthodologie très lourd en calcul peut également prédire un arrêt éventuel de la fissuration.

**Modèle prenant en compte la cristallographie :**

Des modèles incluant un nombre plus important de paramètres matériaux ont également été établis. En effet, les travaux de Dick et Cailletaud ont permis d'inclure, dans un modèle 3D du contact cylindre/plan TA6V/TA6V, la cristallographie ainsi que des paramètres tels que l'orientation des grains et les lois de comportement [Dick *et al.* (2006), Dick *et al.* (2008)] : Figure I.52 (a). Ces auteurs se sont intéressés aux évolutions à différentes échelles : micro et macro. Ils ont ainsi montré que :

- ✓ La quantité de déformation plastique dépend de l'orientation et de la forme des grains.
- ✓ Le profil de pression subit des modifications importantes par rapport au profil théorique de Hertz.
- ✓ Dans la prédiction de l'amorçage en utilisant le critère de Dang Van, une modification du critère est nécessaire : l'amplitude des contraintes est remplacée par l'amplitude des contraintes de Von Mises (paramètre Dang Van HCF) : Figure I.52 (b).

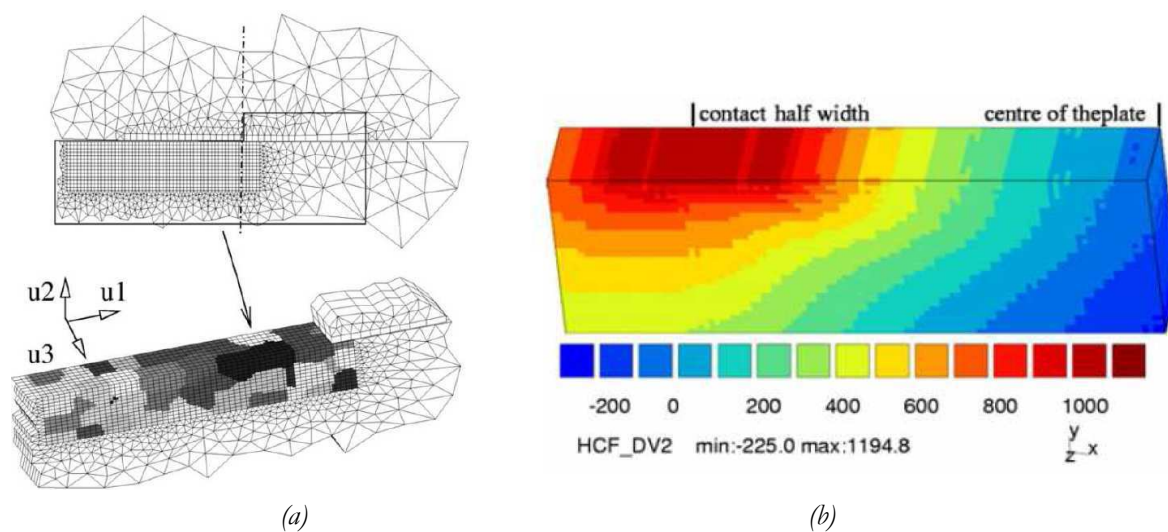


Figure I.52: (a) Modèle EF 3D, (b) champ du paramètre de Dang Van HCF :  $P = 333 \text{ N/mm}$ , amplitude de déplacement :  $50 \mu\text{m}$ .

## I.4. Problématique scientifique et démarche associée

Fellows dit en 1997 en conclusion de son article : « Il est décevant que ces essais ne séparent pas entièrement les phases d'initiation et de propagation dans la vie de la fissure ». En effet, parmi l'ensemble des travaux présentés dans ce chapitre, le plus grand manque réside dans l'absence d'informations expérimentales sur l'amorçage en fretting fatigue.

Le mécanisme même de propagation de fissure depuis l'amorçage jusqu'à la rupture est peu connu. Seules les analyses de fractographie fournissent des indices. Mais au-delà d'une connaissance qualitative de la fissuration, les modèles de prédiction de durée de vie souffrent de l'inexistence de données quantitatives sur l'amorçage des fissures en fretting fatigue. Les auteurs sont réduits à poser des hypothèses et à réaliser des études d'influence sur ces hypothèses, ou encore des données d'essais de fretting simple sont utilisées. De plus, les lois de propagation utilisées dans les modèles n'ont jamais pu être vérifiées expérimentalement.

Au travers de cette étude de thèse, dans laquelle Snecma est à la recherche d'une quantification de l'endommagement, nous développerons l'outil expérimental permettant de fournir des données expérimentales sur l'amorçage et la propagation des fissures en fretting fatigue. Ces données seront ensuite utilisées dans un modèle de prédiction de durée de vie. Ainsi la démarche associée est la suivante :

- ✓ Développement au sein du LTDS d'un outil expérimental de fretting fatigue à deux vérins avec pilotage indépendant des efforts de fatigue et de fretting.
- ✓ Instrumentation de ce dispositif afin d'accéder aux données quantitatives et qualitatives sur la fissuration.
- ✓ Détermination des méthodologies d'essai associées.
- ✓ Réalisation d'essais pour des configurations choisies : étude quantitative et qualitative de la fissuration.
- ✓ Mise au point d'un modèle de prédiction de la durée de vie incluant les données expérimentales de fretting fatigue sur l'amorçage.

La démarche utilisera de plus la capacité d'un moyen d'essai à deux vérins afin d'étudier la compétition entre la fatigue et le fretting sur les phases d'amorçage et de propagation en découplant physiquement les deux sollicitations et en simulant ainsi expérimentalement des essais dits 'vol', représentatifs des sollicitations réelles vu par le contact aube/disque.

## Chapitre II.

---

# Démarche expérimentale

---

En considérant les problématiques et la démarche de thèse, exposées dans le chapitre précédent, il convient de présenter en premier l'ensemble des paramètres expérimentaux de cette thèse. Ce chapitre vise donc à introduire les caractéristiques des contacts qui ont été étudiés. Nous verrons ainsi les spécificités, autant en termes de géométrie, qu'en termes d'efforts appliqués.

Ensuite, l'ensemble des moyens d'essai seront présentés. Une attention plus particulière sera apportée au nouveau moyen d'essai de fretting fatigue à deux vérins et aux méthodologies d'essais associés qui ont dû être développés au cours de cette étude.

Enfin, l'instrumentation de suivi quantitatif de la fissuration par suivi de potentiel sera présentée avec la procédure de calibration et l'analyse de la précision de la technique.

**Plan du chapitre II :**

<b>II.1. Configuration du contact</b>	<b>- 71 -</b>
II.1.1. Géométrie	- 71 -
II.1.2. Conditions expérimentales	- 72 -
<b>II.2. L'essai de fretting</b>	<b>- 73 -</b>
II.2.1. Dispositif expérimental	- 73 -
II.2.2. Méthodologie d'expertise des fissures en fretting	- 74 -
II.2.3. Détermination des conditions d'amorçage	- 76 -
II.2.4. Analyse du comportement du contact	- 76 -
<b>II.3. L'essai de fretting fatigue</b>	<b>- 77 -</b>
II.3.1. Dispositif expérimental	- 78 -
II.3.2. Particularités de l'essai	- 79 -
II.3.3. Méthodologies d'essais associées	- 81 -
II.3.4. Sollicitations de fretting fatigue	- 83 -
II.3.5. Techniques d'expertises associées	- 84 -
II.3.5.1. Analyses <i>post mortem</i>	- 84 -
II.3.5.2. Pistes d'analyses <i>in situ</i> de la propagation	- 85 -
<b>II.4. Le suivi de fissuration par suivi de potentiel</b>	<b>- 86 -</b>
II.4.1. Généralités	- 86 -
II.4.2. Mise en place du dispositif sur les essais de fretting fatigue	- 87 -
II.4.3. Calibration	- 91 -
II.4.3.1. Introduction	- 91 -
II.4.3.2. Calibration empirique	- 92 -
II.4.3.3. Analyse de la précision de la technique	- 96 -
II.4.4. Conclusions	- 100 -

## II.1. Configuration du contact

### II.1.1. Géométrie

Afin de répondre à la problématique industrielle, le contact à considérer doit se rapprocher du contact réel aube/disque de soufflante. Ce contact peut être modélisé en laboratoire par un contact plan/plan. Dans le système industriel, l'aube est de plus grenailée et revêtue alors que le disque est lui simplement grenailé. Le contact industriel induit donc de nombreux paramètres : géométrie, efforts (normaux et tangentiels), grenailage, revêtement auxquels il faut ajouter la plasticité compte tenu des niveaux de chargement imposés.

Cependant un premier objectif de cette thèse est de développer un nouveau moyen d'essai expérimental : le nombre de paramètres étudiés durant l'étude est donc volontairement réduit. C'est pourquoi **l'ensemble de l'étude est réalisées sur matériaux nu (TA6V) pour les deux antagonistes**. De façon à évaluer l'impact de la géométrie du contact, il a été choisi d'étudier deux configurations de contact : une géométrie cylindre/plan et une géométrie plan/plan (Figure II.1) :

- ✓ Contact cylindre/plan : Ce contact est choisi car il s'agit d'une des configurations les plus étudiées dans la littérature et cette configuration permet de considérer une approche bidimensionnelle plus facile à modéliser. Le rayon de courbure du poinçon est fixé à  **$R = xx$  mm** afin de se rapprocher des travaux antérieurs.
- ✓ Contact plan/plan : Cette géométrie vise à se rapprocher du contact industriel. Il s'agit donc d'un contact à échelle 1 en termes de dimensions et d'efforts. Ainsi, **le poinçon plan a une portée de  $x$  mm et un rayon de sortie de portée égale à  $x$  mm**.

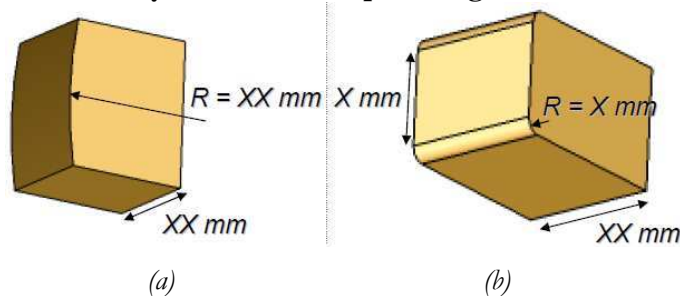


Figure II.1: Image CAO des poinçons (a) cylindre et (b) plan.

La largeur du contact est la même pour les deux géométries, elle est fixée à  **$xx$  mm**. Dans ces conditions, un état de contraintes planes est obtenu dans le plan central comme le montre l'annexe 1 qui présente un modèle éléments finis (EF) 3D de l'essai fretting fatigue.

Le matériau a été prélevé directement dans un disque fan de réacteur, l'ensemble de la matière étudiée provient du même disque (sauf précision contraire). Quoiqu'il en soit le lot de matière a de plus été caractérisé au sein de Snecma afin d'obtenir les propriétés mécaniques spécifiques du lot de matière considéré. Quand bien même, le procédé de fabrication du TA6V étant de nos jours, tout à fait maîtrisé, la dispersion des propriétés mécaniques d'un lot à l'autre quoiqu'extrêmement faible, existe. Aussi, l'utilisation d'un seul et même lot limite cette dispersion.



En ce qui concerne l'état de surface initial des échantillons, ce dernier est constant avec une rugosité de  $R_a = xx \mu\text{m}$  pour l'ensemble des surfaces considérées et a été vérifiée par mesures au profilomètre 3D.

### II.1.2. Conditions expérimentales

Deux chargements différents sont appliqués pour les deux géométries du contact. En effet, comme indiqué précédemment, le contact cylindre/plan caractérise une configuration du type académique tandis que le contact plan/plan représente le contact industriel à l'échelle 1. Les chargements appliqués sont les suivants :

- ✓ Contact cylindre/plan : le paramètre imposé est **une pression maximale de contact de Hertz de xxx MPa** (Snecma) [Hertz (1882)]. Ceci correspond à **une force normale de xxx N/mm** d'après les paramètres matériaux et géométriques (Équation II.1). L'effort normal global appliqué est donc de xxx N. Cette valeur d'effort a de plus l'avantage de ne pas entraîner de plastification en surface. La Figure II.2 (a) présente une superposition du profil de pression de contact entre un modèle EF élastique et le calcul analytique de Hertz [Hertz (1882)].

$$p_0 = \sqrt{\frac{F_N \cdot E^*}{\pi \cdot R}} \quad \text{Équation II.1}$$

Avec  $E^*$  le module de Young équivalent,  $R$  le rayon de contact et  $F_N$  la force normale linéique.

- ✓ Contact plan/plan : le paramètre imposé, déterminé par le bureau d'étude Snecma est **une pression moyenne de contact de xxx MPa**. L'effort normal associé est calculé à l'aide d'un modèle EF élastique qui est comparé avec les formulations analytiques décrites par Alexandrov [Alexandrov *et al.* (2001)] dans la Figure II.2 (b). **La force normale associée identifiée est de xxx N/mm, soit un effort global appliqué de xxx N.**

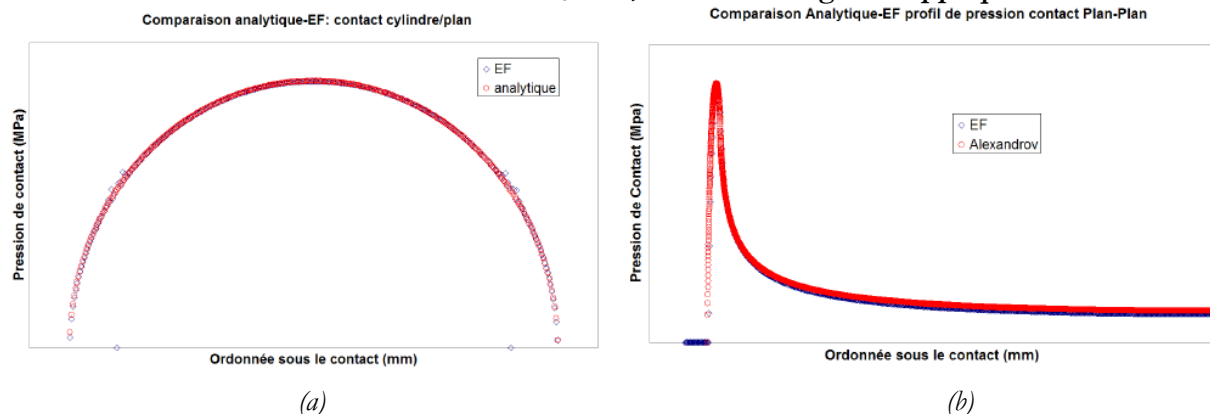


Figure II.2: Profils des pressions de contact (a) du contact cylindre/plan (comparaison EF et formulation analytique de Hertz) et (b) du demi contact plan/plan (comparaison EF et formulation analytique de Alexandrov).

Il est remarquable que les valeurs d'efforts appliquées soient très importantes. Les montages expérimentaux associés devront donc être dimensionnés en conséquence et capables de supporter ces fortes charges.

Le passage d'une configuration de contact à l'autre tient à des considérations pratiques et non à un souci de maintenir l'un des paramètres du contact constant. En effet, ce travail de thèse ne vise pas à étudier l'influence des variables liées au contact. Cependant les gradients de contact obtenus en profondeur sont radicalement différents pour les deux géométries. Une comparaison des gradients de contraintes maximales en profondeur (sous le point de  $\sigma_{max}$  maximale en surface) à l'aide d'un modèle EF élastique montre que le contact plan/plan est nettement plus contraignant que le contact cylindre/plan, d'une part, par une valeur de  $\sigma_{max}$  maximale bien plus grande et, d'autre part, par un gradient de contrainte beaucoup plus marqué (Figure II.3). Il faut noter que les valeurs présentées sont obtenues à partir d'un modèle élastique ce qui explique des valeurs de contraintes obtenues de l'ordre de xxx MPa dans le cas du contact plan/plan. La prise en compte de la plasticité, qui sera présentée dans le chapitre 5 permettra de réduire considérablement les contraintes dans le cas du contact plan/plan.

**L'écart qui existe entre les gradients de contraintes appliqués permettra à cette étude d'appréhender l'effet des gradients sur l'amorçage des fissures en fretting fatigue.**

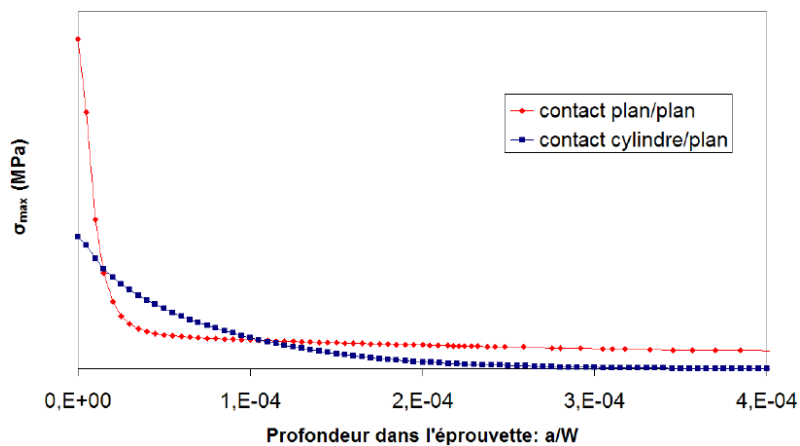


Figure II.3: Evolution de la contrainte maximale  $\sigma_{max}$  en sous couche pour les deux géométries étudiées (modèle EF élastique), illustration des gradients de contraintes.

## II.2. L'essai de fretting

### II.2.1. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental doit permettre d'établir un contact, d'exercer un effort normal sur ce contact et d'appliquer une sollicitation de fretting entre ces deux corps. Un bâti de traction/compression MTS spécialement dédié à cette recherche a été développé. Un montage spécifique, dont un schéma est présenté en Figure II.4 (a), a été conçu et mis au point pour étudier ces sollicitations de fretting.

Le dispositif est composé de deux parties : une partie mobile, actionnée par un vérin hydraulique sur laquelle est fixé le plan (Figure II.5) et une partie fixe sur laquelle est fixé le poinçon. Le déplacement relatif est mesuré par le biais d'un extensomètre de précision placé au dessus du contact et les efforts tangentiels et normaux sont enregistrés par des capteurs de force. Tous les essais sont réalisés en condition de glissement partiel : le paramètre de pilotage est l'effort tangentiel. Cette instrumentation permet en plus de connaître la force normale  $F_N$  et l'amplitude de glissement  $\delta$  grâce à l'extensomètre.

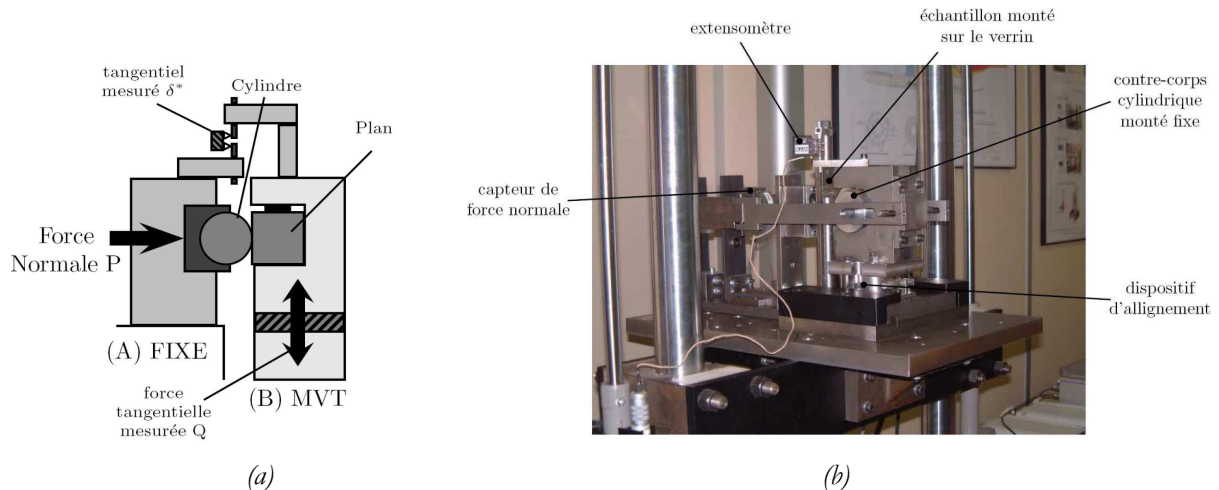


Figure II.4: (a) Représentation schématique de l'essai de fretting simple, (b) photographie du montage de fretting [Proudhon (2005)].

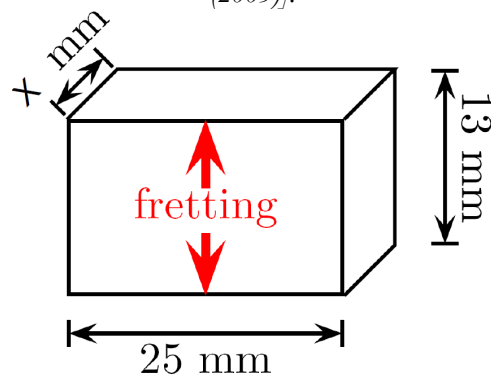


Figure II.5: Géométrie des plans pour les essais de fretting simple.

Il convient de préciser que l'ensemble des essais a été réalisé à température et taux d'humidité ambiants. L'influence de ces paramètres ne sera pas considérée.

## II.2.2. Méthodologie d'expertise des fissures en fretting

Il est désormais connu que le principal endommagement engendré en fretting en condition de glissement partiel est de la fissuration. Une fois amorcée, la fissure se propage sous l'interface. Cependant, sans sollicitation extérieure de fatigue, la fissure s'arrête. Aussi, l'unique technique disponible pour quantifier l'endommagement est l'analyse destructive dont la méthode est décrite dans la Figure II.6. Cette mesure est donc réalisée à un nombre de cycle donné : il n'est alors pas possible de suivre l'avancée de la fissure au cours de l'essai.

Le contrôle consiste à couper l'échantillon en deux après avoir réalisé plusieurs essais sur le même bloc de matière (Figure II.6 (a)). L'échantillon est alors enrobé, poli miroir (Figure II.6 (c)) et observé sous microscope optique (Figure II.6 (d)). La longueur de la fissure est alors directement mesurée (Figure II.7). Les étapes de polissage et d'observation sont alors répétées 4 fois supplémentaires en repartant d'un polissage à gros grains. Cette procédure vise à obtenir 5 valeurs de longueurs de fissure par essai et pour des plans de mesures suffisamment éloignés suivant l'axe médian de l'interface. Ainsi, l'expertise de 5 plans de mesure permet d'avoir une représentation suffisamment globale du plan de fissuration. En effet, un seul plan expertisé peut induire des artéfacts de mesure et une dispersion vis-à-vis des longueurs de fissuration.

La longueur finale de la fissure est alors obtenue par moyenne simple des 5 valeurs mesurées. Il est important de noter que **les valeurs mesurées correspondent à la distance entre le point d'initiation de la fissure et le point situé à la pointe de la fissure (Figure II.7) : cf annexe B.**

En général, une attaque chimique au réactif de Keller de 90 secondes est appliquée après le polissage. Cette attaque permet de minimiser un éventuel bouchage des fissures lors de la phase de polissage<sup>1</sup>. Cependant une attaque chimique révèle aussi les joints de grain qui peuvent dans certains cas perturber la lecture du chemin de fissuration.

Cette technique de mesure des fissures permet de détecter les fissures à partir de quelques microns. La limitation venant principalement de la qualité de l'enrobage, de l'état de surface de l'échantillon et de la qualité des optiques du microscope utilisé.

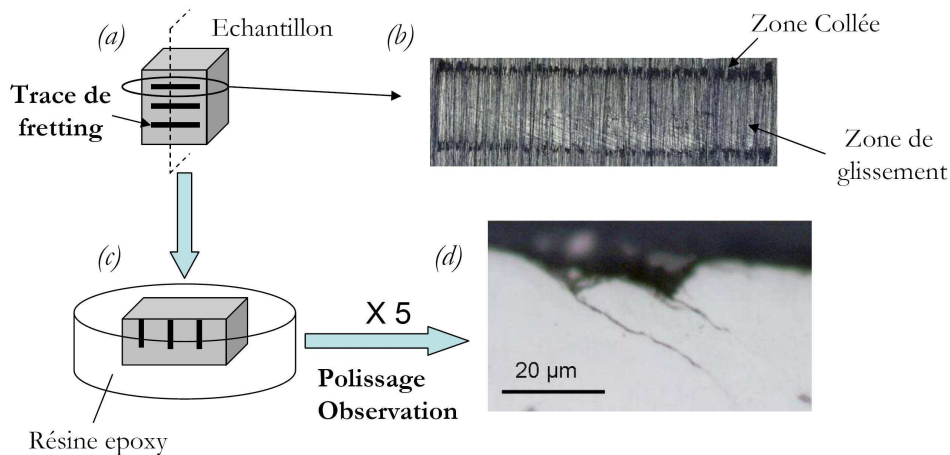


Figure II.6: Méthodologie d'expertise de l'endommagement par fretting sous glissement partiel.

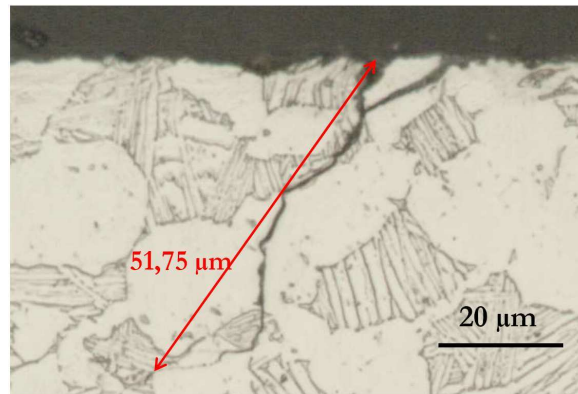


Figure II.7: Photographie d'une fissure de fretting après une attaque chimique au réactif de Keller et mesure de la longueur de fissuration.

La méthodologie d'expertises permet de tester l'influence de différentes sollicitations et de tester leur impact sur l'endommagement pour une géométrie de contact donnée. L'objectif est donc souvent d'identifier un seuil d'amorçage pour une endurance spécifiée. Toutefois, il faut noter que cette méthodologie est lourde à mettre en œuvre de part le caractère destructif de l'investigation et des longues phases de polissage et d'observation.

<sup>1</sup> Le non-bouchage des fissures est déjà en partie assuré par une technique particulière de polissage : entre chaque papier, un polissage manuel est effectué où l'échantillon est maintenu en position sur le disque de polissage de telle sorte que le sens de rotation du disque corresponde au sens d'éjection des débris de la fissure.

### II.2.3. Détermination des conditions d'amorçage

Une première analyse de l'endommagement consiste à identifier le seuil d'amorçage des fissures. Pour cela, la démarche de H. Proudhon et al. est adoptée [Proudhon *et al.* (2006)] : pour un contact donné, l'effort normal est fixé et l'amplitude de la force tangentielle imposée est augmentée progressivement. Pour chaque essai, une amplitude de force tangentielle  $Q^*$  est appliquée pour un nombre de cycles donné.

L'expertise des traces de fretting permet de tracer l'évolution de la longueur des fissures en fonction de  $Q^*$ . Par extrapolation suivant l'axe des abscisses, le seuil d'amorçage des fissures  $Q_c^*$  est déterminé. En généralisant cette démarche pour différents  $P$ , il est possible d'identifier les conditions d'amorçage des fissures de fretting en glissement partiel dans l'espace de chargement  $(P, Q^*, N)$ .

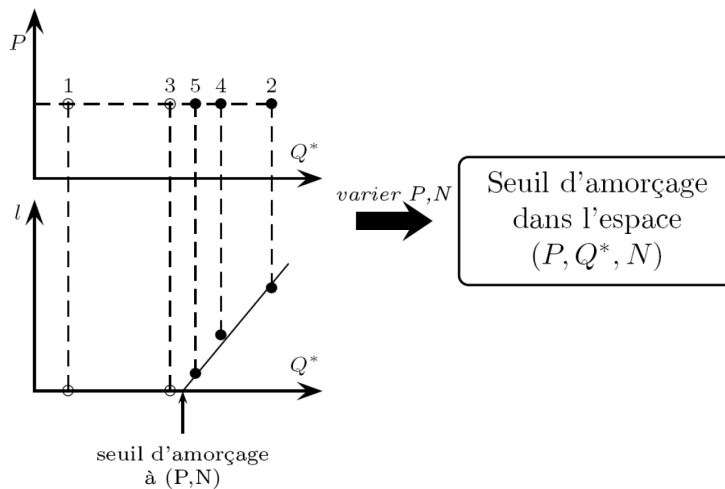


Figure II.8: Méthode de détermination des conditions d'amorçage des fissures de fretting [Proudhon *et al.* (2006)].

Dans le cadre de ce travail  $P$  sera toujours maintenu constant et seul le plan  $(Q^*, N)$  sera utilisé. Cette approche est tout à fait similaire à une identification de courbe de Whöler à amorçage en fretting.

### II.2.4. Analyse du comportement du contact

La première étape, en vue d'étudier et d'identifier l'amorçage en fretting, consiste à identifier les conditions de glissement pour le contact considéré. La démarche la plus couramment adoptée pour cartographier les conditions et régimes de glissement d'un tribo-système donné repose sur la méthode dite des « débattements variables » [Voisin (1992), Fouvry (1997)]. Le principe est d'appliquer une force normale constante et d'augmenter graduellement, par paliers, l'amplitude de débattement imposée  $\delta^*$  (Figure II.9 (a)). Un essai de débattement variable permet ainsi de définir l'amplitude  $\delta_t$  et le coefficient  $\mu_t$  de transition entre les conditions de glissement partiel et glissement total, pour un jeu de conditions fixé (force normale, température, configuration de contact...). L'intérêt principal de cette méthode repose sur sa simplicité et sa rapidité.

On notera toutefois que cette méthode présente l'inconvénient de ne pas tenir compte de l'évolution du contact avec le nombre de cycles imposé. Autrement dit, la méthode ne tient pas compte de l'histoire du chargement relatif aux cycles imposés durant les étapes précédentes.

Cependant, la valeur  $\mu_t$  obtenue par cette méthode est relativement fiable. **Pour le contact cylindre/plan étudié la valeur de  $\mu_t$  a été déterminée égale à xx** (Figure II.9 (b)). Proudhon et al. montrent que la valeur  $\mu_t$  est représentative du coefficient de frottement local opérant dans la zone de glissement des contours en glissement partiel. Ainsi, pour l'analyse mécanique de nos contacts en glissement partiel, on considère que  $\mu_{G.P.} = \mu_t = xx$ .

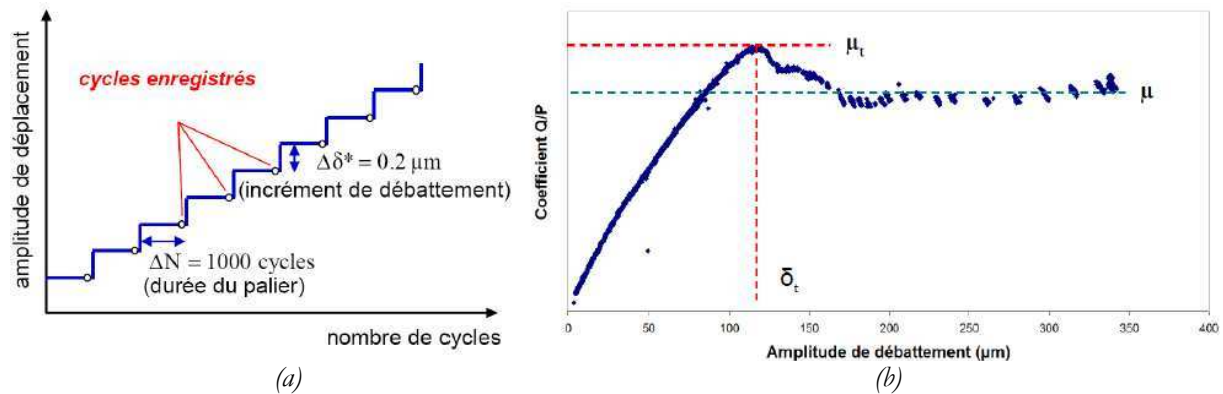


Figure II.9: (a) Illustration de la méthode du débattement variable et (b) courbe de débattement variable obtenue en fretting pour le contact cylindre/plan ( $F_N = xxx \text{ N}$ ): détermination du coefficient de frottement à la transition (GP/GT)  $\mu_t$  et du coefficient de frottement stabilisé  $\mu$ .

La même méthodologie a été appliquée pour contact plan/plan. Cependant, les niveaux de chargement extrêmement élevés n'ont pas permis d'atteindre les conditions de glissement total. Un grippage, voire un soudage, des deux antagonistes a été observé ou encore une plastification telle, qu'elle a nécessité l'interruption de l'essai. En effet, les niveaux de chargement fournis par le bureau d'étude Snecma correspondent à un contact revêtu et lubrifié. Or, le cas considéré ici est un contact avec le même matériau pour les deux antagonistes ce qui représente la configuration la plus défavorable en ce qui concerne le comportement tribologique. Ceci met donc en avant la fonction du revêtement et du lubrifiant. Ainsi la valeur de  $\mu_t$  sera considérée comme identique pour les deux géométries du contact.

### II.3. L'essai de fretting fatigue

Le LTDS dispose d'un essai de fretting fatigue dit 'mono-vérin' qui a été développé dans le cadre de la thèse de Kubiak [Kubiak (2006)] (cf. chapitre I.3.1). Ce dispositif, le plus répandu, permet de reproduire une sollicitation de fretting fatigue sur une éprouvette équivalente de fatigue. Cependant les deux efforts (force tangentielle et contrainte de fatigue) sont obligatoirement couplés en phase, ce qui n'est pas le cas sur un montage double vérins comme illustré par Nowell [Fellows *et al.* (1997)] (chapitre I.1.3.1).

Le cœur de cette étude est donc la mise en place d'un dispositif de fretting-fatigue double vérins sur le principe de Nowell. Cependant, ce montage se distingue de ceux présentés dans la bibliographie par un certain nombre de spécificités que nous allons présenter dans ce chapitre.

### II.3.1. Dispositif expérimental

Le montage expérimental de fretting fatigue à deux vérins du LTDS est présenté en Figure II.10. L'éprouvette est fixée entre deux mors : un mors fixe et un mors mobile via un vérin de fatigue (3 sur la Figure II.10). Un plateau de fretting permet d'établir un contact sur l'éprouvette et d'appliquer la force normale qui appuie le poinçon sur la surface. Ce plateau de fretting est relié par des guides à un second vérin : vérin de fretting (1 sur la Figure II.10). Le poinçon peut se déplacer de haut en bas suivant l'action du vérin supérieur. Les trois efforts sont donc appliqués au matériau (Figure II.10 (b)) : effort normal, contrainte de fatigue et force tangentielle de fretting où chaque effort est piloté de façon indépendante. Toutefois, cette version du montage ne permet pas un pilotage de l'effort normal. Ce dernier est maintenu constant durant tout l'essai. Une particularité de l'essai est sa capacité à réaliser des essais à l'échelle 1 en termes d'effort. Ainsi les capacités maximales sont de 30kN pour la force normale, 250kN pour la fatigue et 100kN pour le fretting.

La photographie de la Figure II.10 (c) montre le contact expérimental avec la combinaison des trois efforts et la fissuration (flèche noire) qui apparaît en bords de contact.

L'ensemble des efforts et déplacements sont enregistrés en cours d'essai :

- ✓ Déplacements : les déplacements des vérins sont mesurés par LVDT<sup>2</sup>, tandis que le glissement relatif au niveau du contact est mesuré par un capteur laser fixé au plateau de fretting qui mesure le déplacement par rapport à un miroir collé sur le côté de l'éprouvette à hauteur du contact.
- ✓ Efforts : un ensemble de capteurs mesure les efforts de fatigue et de fretting Ce point sera abordé dans la partie II.3.2.

Parmi les détails pratiques, notons que l'éprouvette a été dessinée de telle manière que la section utile ait une longueur minimale afin de limiter l'allongement de l'éprouvette sous l'effet de la contrainte de fatigue (Figure II.10 (d)). En effet, le plateau de fretting étant suspendu au vérin supérieur, le risque d'instabilité, lié au déplacement de ce dernier suivant l'allongement de l'éprouvette sous le contact, est grand. C'est pourquoi une limitation des déplacements du vérin de fretting est toujours souhaitable.

---

<sup>2</sup> *Linear Variable Differential Transformer : capteur électrique passif (inductif) de déplacements linéaires, résolution de l'ordre de 0,1  $\mu$ m.*

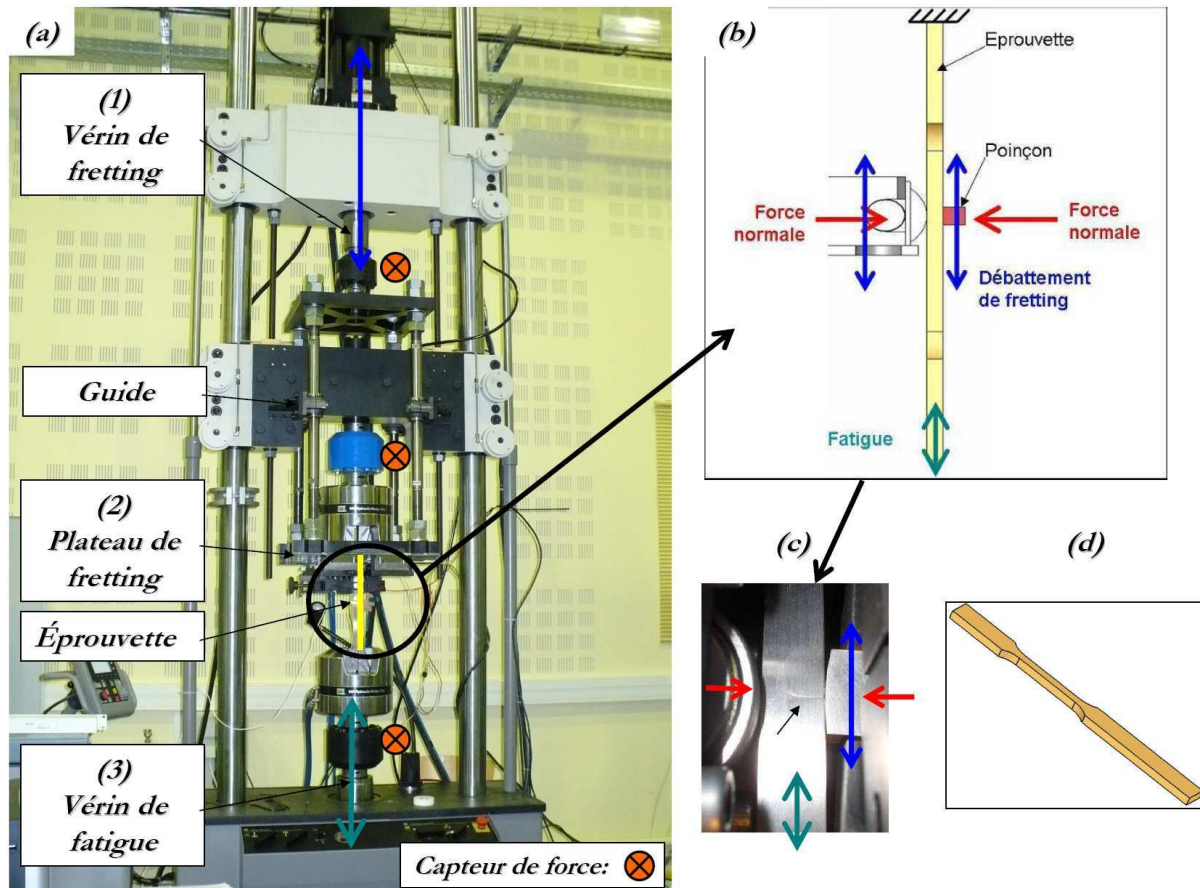


Figure II.10: (a) photographie du montage expérimental de fretting fatigue à double vérins, (b) schéma de principe du montage, (c) zoom sur le contact et (d) éprouvette associée.

### II.3.2. Particularités de l'essai

Le montage double vérin a été optimisé en de nombreux points afin de se démarquer des montages existants et surtout d'assurer la précision et la qualité des essais. Les principaux développements concernent : la mesure de la force tangentielle, le rattrapage de l'usure et le caractère mono-contact de l'essai.

#### La mesure de la force tangentielle de fretting :

Le dispositif d'essai initial comporte deux capteurs de force : un capteur de fatigue de 250kN (capteur fatigue\_1 Figure II.11 (a)) et un capteur de fretting de 100kN (capteur\_fretting) situé au plus près du vérin de fretting. Ce système permet de contrôler l'ensemble des essais voulus dans de bonnes conditions. Néanmoins, il est important de noter que le plateau de fretting où le contact est établi est éloigné du vérin via des tiges de 80 cm. Par ailleurs, la masse embarquée par le vérin de fretting est relativement importante. Aussi, outre la force de contact, la force mesurée par le capteur au niveau du vérin de fretting est fortement perturbée par la force d'inertie induite par le déplacement du montage de fretting. Un écart significatif peut donc être observé entre la valeur (de pilotage) lue par le capteur de fretting et la valeur réelle de l'effort tangentiel imposée au niveau du contact. Afin d'assurer une lecture propre de la force de fretting, un second capteur de 250kN a été ajouté au niveau du mord fixe (capteur fatigue\_2 Figure II.11 (a)). Comme le montre la Figure II.11 (b), un capteur fournit donc



la valeur de la force de fatigue  $F_1$  (force de pilotage de l'effort de fatigue) au niveau de la partie inférieure de l'éprouvette alors qu'un second capteur mesure la force  $F_2$  au niveau de la partie supérieure de l'éprouvette. Dans le cas d'un essai conventionnel de fatigue on a  $F_1 = F_2$ . Dans le cas d'un essai de fretting fatigue, un simple bilan des forces permet de montrer que l'effort de fretting est tel que :

$$Q = F_1 - F_2 \quad \text{Équation II.2}$$

Cette méthodologie permet de mesurer l'effort tangentiel directement sur l'éprouvette en faisant abstraction de l'ensemble du montage : mesure de l'effort par différence des deux capteurs de fatigue. Ainsi l'effort tangentiel est piloté avec le capteur de fretting mais est adapté en fonction de la lecture de la mesure par la méthode différentielle.

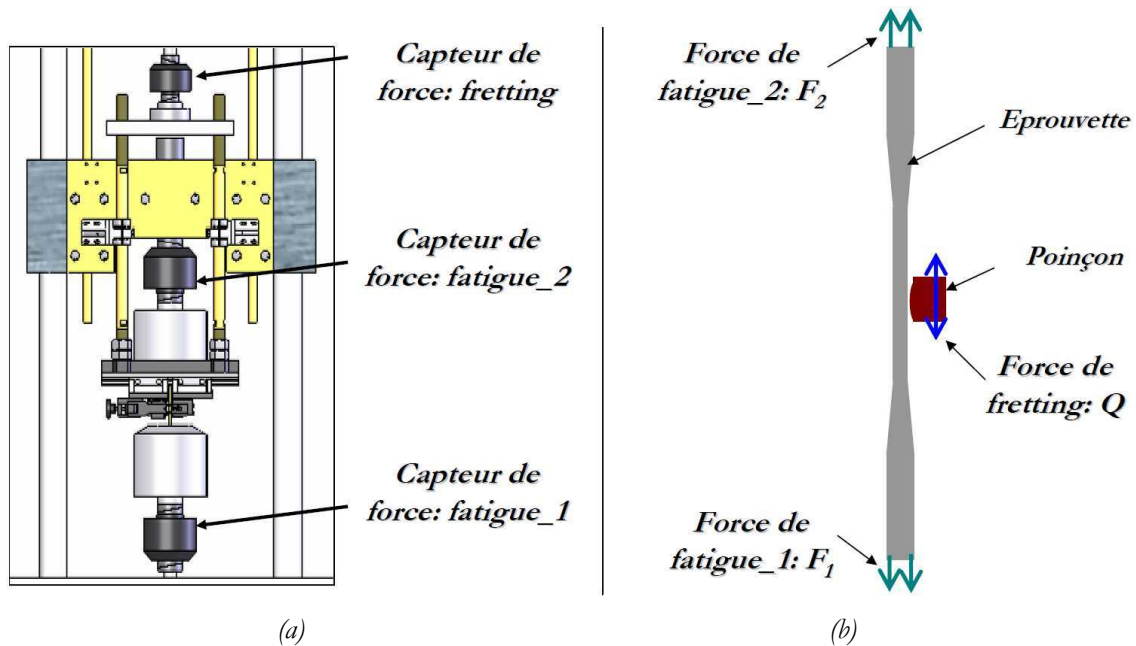


Figure II.11: (a) Schéma de principe de montage avec description des capteurs de forces associés, (b) visualisation des efforts mesurés par chaque capteur.

#### Le rattrapage de l'usure :

La seconde amélioration du dispositif concerne le contrôle de la force normale. La déformation axiale de l'éprouvette sous l'effort de fatigue entraîne une déformation transversale de l'éprouvette (effet Poisson). Afin d'assurer la stabilité de la force normale, le plateau de fretting a été divisé en deux ensembles mobiles (Figure II.12) afin de pouvoir suivre les déformations de l'éprouvette dans l'axe normal au contact. Ce système permet de garantir une force normale constante durant l'essai.

L'intérêt majeur de ce dispositif réside dans de futurs développements où un asservissement complet de la force normale sera possible.

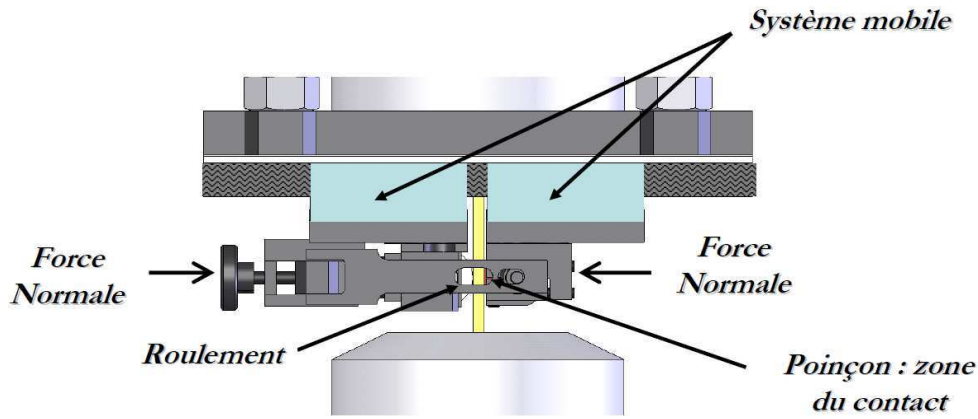


Figure II.12: Schéma du plateau de fretting: visualisation des positionnements du roulement, du contact et du système mobile permettant un contrôle de la force normale.

#### Essai mono-contact :

Comme le montrent les figures Figure II.10 et Figure II.12, la configuration est telle qu'un roulement est placé en vis-à-vis du poinçon contre l'éprouvette afin d'empêcher une flexion de celle-ci. Les autres essais présentés dans la littérature placent, eux, un second poinçon entraînant une fissuration sur deux faces de l'éprouvette. La solution développée au LTDS présente plusieurs avantages. D'une part, l'analyse d'un seul contact limite les dispersions liées par exemple à un désalignement du poinçon. D'autre part, il est possible de suivre l'évolution d'une seule fissuration. Ce système a l'inconvénient d'être dissymétrique (en termes d'effort tangentiel) vis-à-vis de la machine mais c'est la seule configuration possible pour suivre une fissuration. En effet, dans le cas d'un contact symétrique, l'analyse d'une fissure sur un côté peut être perturbée par la présence d'une fissure amorcée et propagée de l'autre côté. La présence du roulement engendre cependant une perturbation du champ des contraintes qui peut influencer les propriétés de fissuration, notamment en propagation. Les modèles EF qui seront réalisés au cours de ce travail incluront donc la présence de ce roulement dans l'analyse mécanique.

### **II.3.3. Méthodologies d'essais associées**

La mise en place d'un nouveau moyen expérimental nécessite de créer des méthodologies expérimentales adaptées. Celles-ci doivent prendre en compte les points suivants :

- ✓ La qualité des signaux de pilotage de l'essai,
- ✓ La précision des mesures,
- ✓ La répétabilité des essais,
- ✓ La qualité de la mise en place du contact,
- ✓ La durabilité du matériel,
- ✓ ...

Nous limiterons ici la description à quelques points critiques spécifiques à l'essai fretting fatigue double vérins.

### La qualité des signaux et leurs validations

Réaliser des essais avec des niveaux d'efforts très élevés entraîne de nombreux problèmes. Les composants utilisés sont des pièces massives et lourdes qui sont mises en vibration. Ceci entraîne d'importantes perturbations liées aux efforts d'inertie. L'obtention de signaux propres n'est alors pas aisée. C'est pourquoi des accéléromètres ont été placés à l'intérieur des différents capteurs mobiles utilisés :

- ✓ Capteur de fatigue afin de compenser l'inertie des mors de 80kg.
- ✓ Capteur de fretting afin de compenser l'effort d'inertie induit par la masse du montage de fretting qui est de l'ordre de 200kg.

Une compensation d'inertie est donc appliquée sur les efforts de fatigue et de fretting. Cette compensation est optimisée en faisant vibrer les structures à vide (sans éprouvette) pour des fréquences et des déplacements représentatifs des essais visés et en réglant les paramètres de compensation de telle sorte que la contrainte lue soit la plus proche possible de zéro.

A ces réglages, il faut ajouter un compensateur de signal de type PID et les compensateurs de commande de type 'peak to valley' ou de type 'peak and phase' qui permettent de caler les signaux réellement appliqués avec les signaux de commande.

### La mise en place du contact

Une analyse fiable en fretting fatigue implique nécessairement un parfait alignement du poinçon. Un désalignement rendra inexploitable l'essai. La qualité d'un contact se voit, a posteriori, après l'essai, suivant si la trace de fretting est bien rectangulaire et non trapézoïdale, l'essai peut alors être considéré comme bon. Ce type de considération n'existe pas pour le contact sphère plan qui ne nécessite aucun alignement. Les contacts cylindre/plan (contact 2D) nécessitent 1 alignement suivant l'axe vertical. En revanche, le contact plan/plan nécessite un double alignement suivant l'axe vertical et horizontal. Les alignements sont réalisés grâce à une lumière placée en vis-à-vis et qui permet de vérifier si le contact s'effectue bien sur toute la largeur du contact ou sur toute la portée du poinçon plan. Cette technique permet de réaliser des contacts très bien alignés, compte tenu du fait que le pouvoir séparateur angulaire maximal de l'œil est de  $1/3000$  radian soit 3,33 micromètres à 10 cm.

### Les modes de pilotage

Cette recherche se focalise sur l'endommagement par fissuration pour des conditions stabilisées de glissement partiel. Pour l'ensemble des essais réalisés dans cette étude, les signaux utilisés pour le pilotage sont les signaux de force, pour les efforts de fatigue et de fretting. Le principal problème vient de la commande de l'effort de fretting. En effet cette condition nécessite une très grande stabilité du contact ce qui est le cas ici compte tenu des efforts très importants appliqués. En effet, la moindre instabilité peut entraîner un décalage de la zone de contact au fur et à mesure de l'essai comme cela a été observé pour des essais de tests effectués avec des éprouvettes en aluminium pour des efforts plus faibles.

Les niveaux de charges élevés sont donc ici un avantage car tous les essais conduits ont pu être pilotés en force sans observer de décalage de la zone de contact. Ainsi tous les essais ont été réalisés avec des

chargements de fretting parfaitement oscillants sinusoidalement entre les valeurs  $+Q$  et  $-Q$ . Afin d'assurer l'aspect symétrique du chargement de fretting et limiter l'excentricité du contact, notre protocole expérimental a consisté à mettre en place le contact lorsque la moitié de la force de fatigue est appliquée.

### II.3.4. Sollicitations de fretting fatigue

Deux types de sollicitations de fretting fatigue ont été considérés durant cette étude suivant le mode de combinaison des efforts : sollicitation 'en phase' et sollicitation 'vol' (Figure II.13). Ces combinaisons d'efforts ont été choisies afin de répondre aux différentes problématiques étudiées.

#### Essai 'en phase'

Pour cette configuration d'essai, les efforts de fretting et de fatigue sont appliqués en phase. On applique autant de cycles de fretting que de cycles fatigue. Cette configuration vise à évaluer l'influence relatives du fretting et de la fatigue vis-à-vis de l'endommagement de par leurs amplitudes de chargement.

Le rapport de charge de fatigue  $R_\sigma$  est de 0,01 tandis que le rapport de charge de fretting  $R_Q$  est de -1. Ces rapports de charge sont représentatifs de la configuration industrielle étudiée. La fréquence des essais constante est fixée à 10 Hz.

#### Essai 'vol'

Dans cette configuration, des plateaux de fatigue sont combinés à des sollicitations sinusoidales de fretting afin de se rapprocher des sollicitations réelles observées au niveau du contact aube/disque. Cette combinaison des chargements permet de découpler physiquement les efforts de fretting et de fatigue. Un nombre plus important de cycles de fretting est réalisé. Le paramètre influent est donc le nombre de cycles de fretting  $N_{fr}$  appliqué par cycles de fatigue  $N_{fa}$  :  $N_{fr}/N_{fa}$ . Les rapports de charges sont les mêmes que pour les essais en phase. La fréquence de fretting est de 10 Hz alors que la durée du plateau, et donc la fréquence de fatigue, est fonction du ratio  $N_{fr}/N_{fa}$ .

Concernant le pilotage de ces essais, il est important de noter que lors des rampes de fatigue, le fretting est piloté en force nulle afin que le plateau de fretting se déplace en même temps que la déformation de l'éprouvette sous l'action du chargement de fatigue. Ainsi, le contact de fretting reste toujours au même endroit au niveau de l'éprouvette.

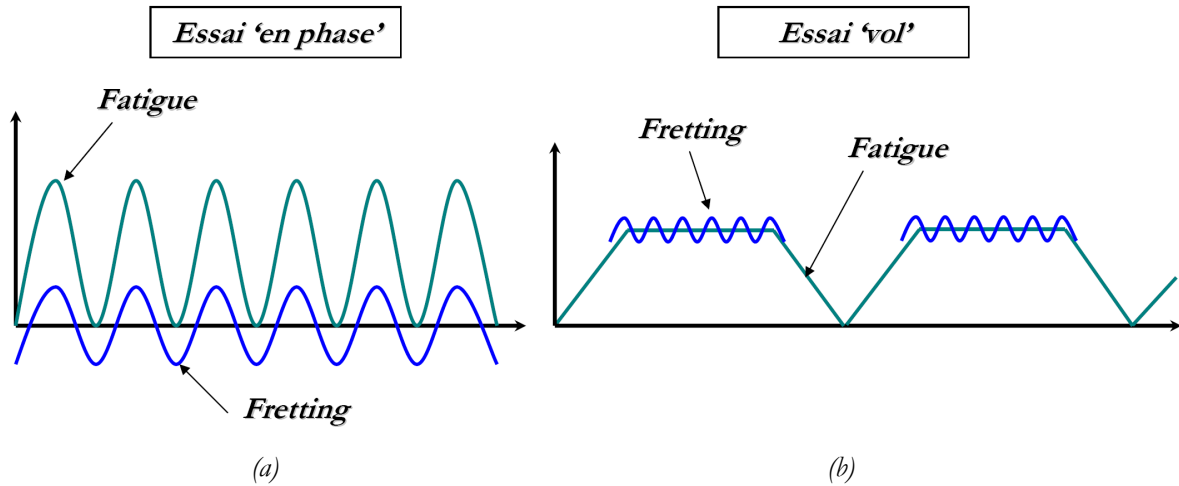


Figure II.13: Type de sollicitations étudiées: essai fretting fatigue (a) 'en phase' ou (b) en configuration 'vol'

Ainsi, dans le cadre principal de cette thèse qui vise à évaluer les influences séparées des chargements de fretting et de fatigue sur l'amorçage en fretting fatigue, trois types d'essais sont conduits avec le formalisme qui suit :

- ✓ **Essai de fretting** :  $Q > 0$  N/mm,  $\sigma = 0$  MPa,  $N_{fr}/N_{fa} = 1$ .
- ✓ **Essai de fretting fatigue 'en phase'** :  $Q > 0$  N/mm,  $\sigma > 0$  MPa,  $N_{fr}/N_{fa} = 1$ .
- ✓ **Essai de fretting fatigue 'vol'** :  $Q > 0$  N/mm,  $\sigma > 0$  MPa,  $N_{fr}/N_{fa} > 1$

### II.3.5. Techniques d'expertises associées

Il n'existe que peu de données sur le suivi de la fissuration en fretting fatigue. En effet, la quasi-totalité des études ne considèrent que les durées de vie totales de l'éprouvette. Les quelques analyses effectuées sont presque toutes réalisées *post mortem*. Ce problème est inhérent au fretting où souvent seule une analyse destructive est réalisable.

#### II.3.5.1. Analyses *post mortem*

Les essais interrompus sont expertisés classiquement suivant la même technique que pour l'expertise des essais de fretting simple (§ II.2.2.). Une fois l'essai réalisé, la trace est coupée suivant son axe médian et la 'cross section' est expertisée afin d'évaluer les longueurs des fissures et le chemin de fissuration. La seule différence réside dans le fait que pour ce type d'essai, les deux parties de l'éprouvette en vis-à-vis sont enrobées ensemble et donc 5 phases de polissage-observation fournissent 10 points de mesures.

Les essais conduits à rupture seront observés classiquement par fractographie au MEB. Cette technique a été complétée par des analyses originales par profilométrie 3D afin d'évaluer les angles de propagation.

### Fractographie

Cette technique consiste simplement à couper l'éprouvette afin d'isoler les deux échantillons avec les faciès de rupture supérieur et inférieur. Les faciès de rupture sont ensuite observés sous Microscope Electronique à Balayage (MEB). Cette analyse fournit des informations sur les modes de fissuration grâce aux différents types de faciès reconnaissables (stries de fatigue, rivières, etc...). Les faciès de rupture permettent de plus d'identifier le caractère inter ou transgranulaire de la fissuration où encore de localiser les sites d'amorçage.

### Profilométrie

La profilométrie fournit des informations sur la topographie des surfaces. Le matériel utilisé ici est un VEECO, profilomètre par interférométrie laser. Dans le cadre des recherches en fretting wear, cette technique a été souvent utilisée afin de déterminer les volumes d'usure. Pour cette étude, les profils 3D des faciès de rupture sont utilisés afin de quantifier les angles de propagation des fissurations. Ainsi, en comparant le plan de propagation relevé par profilométrie 3D avec le plan perpendiculaire à la surface, il est possible de quantifier l'évolution angulaire du plan de propagation.

### **II.3.5.2. Pistes d'analyses *in situ* de la propagation**

De nombreuses techniques existent afin de suivre quantitativement ou qualitativement la fissuration en fatigue : jauges, extensomètres, empreintes silicones, etc... Nombre de ces techniques ne sont pas applicables en fretting fatigue soit à cause du contact lui-même, soit à cause de l'encombrement du montage.

Une des techniques les plus répandues en fatigue est le suivi de fissuration optique. Cette procédure a déjà été appliquée en fretting fatigue par Arora et al. [Arora *et al.* (2007)] afin de fournir des données à amorçage et des données en propagation. Les auteurs ont ainsi pu détecter des fissures de surface de l'ordre de 50  $\mu\text{m}$  et également suivre leur croissance jusqu'à 3 mm. Cette technique bien que prometteuse a été tout d'abord envisagée puis écartée. En effet la section carrée de la section utile de l'éprouvette, combinée à des conditions de déformations planes au cœur de l'éprouvette entraîne un amorçage et une propagation initiale à cœur. Contrairement aux éprouvettes de fatigue issues des normes ASTM, où l'épaisseur très faible comparée aux deux autres dimensions entraîne instantanément une fissure traversante, l'éprouvette de fretting fatigue induit une fissure qui peut s'amorcer (et se propager) à cœur et en coin sans traverser l'échantillon. Ainsi les mesures lues en surface ne correspondent pas forcément à la longueur réelle de la fissure. De plus, l'encombrement de montage impliquerait un système de mesure et une méthodologie très lourde.

Au cours de ce travail de thèse, une tentative de suivi de fissuration par suivi de l'offset du vérin de fatigue a été réalisée. L'effort de fatigue étant piloté en force lors de l'essai de fretting fatigue, la croissance d'une fissure modifie la raideur de l'éprouvette de sorte que l'amplitude de déplacement ainsi que la position médiane du vérin de fatigue sont modifiés : plus la fissure se propage, plus la valeur moyenne de déplacement du vérin descend. Cependant la corrélation entre l'évolution de la

fissure et le débattement du vérin s'est révélée être trop imprécise pour quantifier de façon fiable la propagation des fissures.

## II.4. Le suivi de fissuration par suivi de potentiel

Afin d'atteindre les objectifs fixés, un suivi quantitatif de fissuration in situ est apparu indispensable. Les méthodes citées précédemment ne pouvant être appliquées, l'intérêt a été porté sur la technique sûrement la plus répandue en fatigue des matériaux : le suivi de fissuration par suivi de potentiel électrique ('Potential Drop Technique' ou PDT). Cette technique très connue est encadrée par un ensemble de normes ASTM quand elle est appliquée aux essais de fatigue [ASTM (2007)]. Néanmoins, aucune norme ou procédure n'existe dans le cas du fretting fatigue. Le seul travail concernant un suivi de fissuration par suivi de potentiel dans le cas du fretting fatigue a été réalisé au Japon par Kubota et Kondo [Kondo *et al.* (2004), Kubota *et al.* (2008a), Kubota *et al.* (2008b)], pour des essais de fretting fatigue en flexion et sous atmosphère contrôlée.

### II.4.1. Généralités

Le principe de détermination d'une longueur de fissure de fatigue à partir d'une mesure de tension a été introduit pour la première fois par Barnett [Barnett *et al.* (1952)]. La base physique est très simple : si une éprouvette est traversée de haut en bas par un courant continu, une fissure ouverte entraîne une diminution de la section conductrice de l'éprouvette. La résistance électrique d'un matériau étant inversement proportionnelle à la section conductrice (Équation II.4), cela implique que pour une intensité de courant continue, la propagation d'une fissure ouverte entraîne une augmentation de la différence de potentiel de part et d'autre de la fissure.

$$U = R.I \quad \text{Équation II.3}$$

$$R = \frac{l}{\gamma.S} \quad \text{Équation II.4}$$

où  $U$  est la différence de potentiel entre les deux points du matériau distants d'une longueur  $l$ ,  $I$  l'intensité du courant,  $\gamma$  la conductivité du matériau et  $S$  la section conductrice.

La technique de suivi de fissuration par suivi de potentiel est très utilisée car moyennant une calibration, elle donne directement la longueur de la fissure en fonction du temps ou du nombre de cycles avec un minimum de traitement. Elle ne nécessite pas de 'voir' l'échantillon durant l'essai et peut-être appliquée à des températures très élevées. Toutefois cette technique ne peut pas être utilisée pour des matériaux à forte conductivité car l'évolution des signaux est trop faible.

L'inconvénient majeur de ce système est qu'il nécessite de connaître le site d'initiation de la fissure afin d'identifier la zone de mesure de la différence de potentiel. C'est pourquoi, en fatigue, cette technique est utilisée sur un type précis d'éprouvettes entaillées, défini dans les normes ASTM [ASTM (2007)].

## II.4.2. Mise en place du dispositif sur les essais de fretting fatigue

### fatigue

Le dernier inconvénient cité, à savoir la nécessité de localiser le site d'amorçage en fatigue n'a pas lieu en fretting fatigue. En effet, l'immense avantage du fretting fatigue est que la zone d'amorçage sur l'éprouvette est connue par avance. Il se situe en bordure du contact. Il n'existe aucune norme définissant la géométrie des éprouvettes pour ce type d'essai, mais dans ce cas de figure, une éprouvette à section carrée est admissible : **aucune entaille ou pré-amorçage n'est nécessaire**. Il s'agit là d'un point clef qui permettra d'obtenir des données sur des longueurs d'amorçages très courtes...

La résolution, et donc le seuil de détectabilité des fissures, dépend du soin apporté à la mise en place du dispositif, à la méthodologie appliquée et à l'optimisation de l'ensemble. Ce seuil de détectabilité correspond à la longueur minimale de fissure que le système pourra détecter : de ce paramètre, dépend donc la qualité de l'ensemble des résultats à venir. L'intérêt ayant été mis sur de nombreux paramètres, on ne s'intéressera ici qu'aux principales optimisations.

#### L'installation électrique

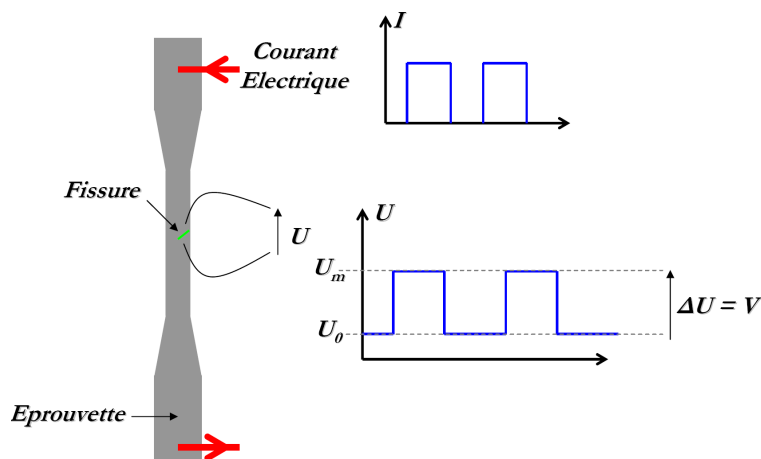


Figure II.14: Schéma de principe du montage de la PDT montrant les aspects d'alimentation en courant et de mesure.

D'après la Figure II.14, un courant imposé  $I$  constant fournit une valeur de différence de potentiel (DDP) entre les lèvres de la fissure. Or, cette valeur tient compte d'un bruit dont les sources sont nombreuses. Afin de limiter l'influence du bruit constant, le courant imposé  $I$  est créneau. La mesure de DDP fournie par le système est alors :

$$V = U_m - U_0 \quad \text{Équation II.5}$$

où  $U_m$  est la valeur de  $I$  avec du courant et  $U_0$  est la valeur de DDP mesurée sans courant qui correspond donc au bruit constant.

**Cette méthodologie permet de réduire considérablement le bruit du signal** et donc d'améliorer d'autant la valeur de la mesure.



La qualité de l'installation est également importante. Les fils d'alimentation sont en cuivre, et sont de plus gainés et torsadés afin de limiter le bruit électromagnétique. Ils sont fixés grâce à un support en U appuyé grâce à une vis contre l'éprouvette (Figure II.17). Les fils de mesure sont en platine avec un diamètre de 0,1mm. Plus le diamètre est fin et plus la mesure considère une zone ponctuelle et donc plus la mesure est précise. Afin d'optimiser la finesse du point de mesure, les fils en platine sont soudés à l'éprouvette avec un poste de soudure par point. Il n'y a pas d'apport de matière et un travail soigné fournit une surface soudée égale à :  $\{(\text{diamètre du fil de platine}) \times (\text{largeur du poinçon de soudure})\}$  soit une surface de l'ordre de 0,1 mm<sup>2</sup>. **Les paramètres de soudure eux-mêmes sont cruciaux.** En effet, **la soudure doit être la plus adhésive possible** car l'encombrement du montage et la proximité entre les fils et le plateau vibrant représente un risque important de dessouder les fils. Cependant **une soudure trop importante risque de créer un défaut qui peut se révéler prépondérant vis-à-vis du contact de fretting.** Donc une soudure trop forte entrainera une fissuration sous le fil de mesure jusqu'à rupture au lieu d'une fissure initiée sous le contact. Les paramètres optimisés de soudures sont : temps de soudure long (8000 A en 9 secondes à 300 W/s), puissance de 6 W/s et durée de maintien de 5 secondes.

### L'isolation électrique

La qualité du signal dépend aussi de la non-dispersion du courant. Contrairement au cas général de la fatigue des matériaux, l'éprouvette de fretting fatigue ne peut pas être complètement isolée électriquement : elle est forcément liée au contact. C'est l'ensemble {éprouvette + poinçon} qui doit être isolé afin de s'assurer que le courant reste bien au cœur de l'éprouvette (Figure II.15). Des films plastiques isolants sont placés entre l'éprouvette et le roulement. Des films isolants sont également collés sur toutes les faces du poinçon excepté celle en contact avec l'éprouvette. L'ensemble {éprouvette + poinçon} est alors entièrement isolé électriquement. L'isolation de l'éprouvette vis-à-vis des mors n'est pas nécessaire : des tests sont effectués avec ou sans isolant entre les mors et l'éprouvette sans que la moindre différence ne soit observée. La machine d'essai est suffisamment imposante pour agir comme une masse électrique : le courant choisit le chemin le plus simple pour lui et circule donc, préférentiellement, entre les deux points d'alimentation. Pour assurer la qualité des essais, la qualité de l'isolation est vérifiée avant chaque essai avec un ohmmètre.

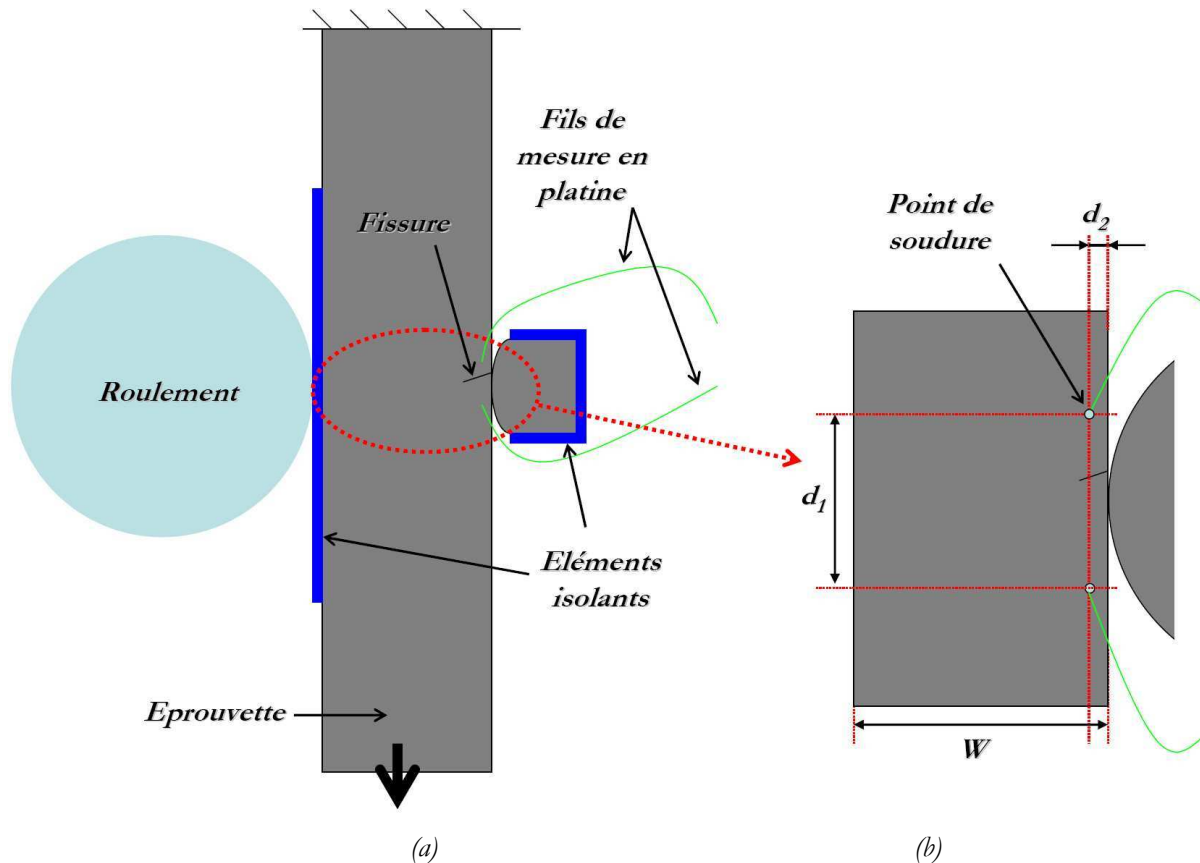


Figure II.15: (a) Schéma du montage de fretting fatigue instrumenté en PDT avec l'isolation électrique et (b) zoom sur le placement des fils de mesure.

### Répétabilité de la démarche

Un aspect très important préalable à l'utilisation de la PDT est d'assurer une méthodologie constante d'essai afin d'assurer une comparaison fiable entre les différents essais. C'est pourquoi pour chaque configuration de contact, l'ensemble des paramètres de la PDT sont maintenus constants. Les paramètres pour lesquels une attention particulière est apportée sont :

- ✓ L'intensité du courant imposé
- ✓ Le positionnement de l'éprouvette et de la zone de contact
- ✓ Le positionnement des fils d'alimentation en courant
- ✓ La localisation exacte des fils de soudure (Figure II.15) : écartement des fils  $d_1$  (5 mm pour le contact cylindre/plan et 4 mm dans le cas du contact plan/plan), distance entre le point de soudure et la face du contact  $d_2$  et la position générale des fils sur l'éprouvette. Plus  $d_1$  et  $d_2$  sont faibles, plus la précision est optimale.

Une autre grandeur en lien direct avec la répétabilité de la démarche est la détermination de  $V_0$ . Lors d'un essai instrumenté avec de la PDT, il faut un certain nombre de cycles avant d'obtenir une valeur stable de  $V$ , le temps d'évacuer une éventuelle couche de passivation et de stabiliser le contact. La valeur stabilisée initiale de  $V$  dite  $V_0$ , rend compte de l'état initial du système. Cette valeur varie d'un essai à l'autre compte tenu de la qualité du placement de fils, de la qualité de la soudure, etc... **La**

**grandeur qui est donc considérée en PDT est toujours la grandeur adimensionnée  $V/V_0$ .** En conséquence, toutes les données seront comparables. La méthode de détermination de  $V_0$  a donc été automatisée avec une macro en VBA<sup>3</sup> sous Excel.  $V_0$  est déterminée par une moyenne de  $V$  sur 4000 cycles (entre les cycles  $N_f$  et  $N_0$ ) telle que la somme des écarts entre les valeurs  $V$  et  $V_0$  soit minimale.

$$V_0 \Rightarrow \min_{N_f - N_0 = 4000} \left\{ \sum_{N_i = N_0}^{N_f} \frac{V(N_i) - V_0}{V_0} \right\} \quad \text{Équation II.6}$$

**De même la grandeur considérée pour évaluer la longueur des fissures est la grandeur adimensionnée  $a/W$  où  $W$  est la largeur de l'éprouvette (Figure II.15).**

### Le matériel de PDT

La géométrie des éprouvettes de fretting fatigue pose le problème du site d'amorçage. En effet, compte tenu de la section carrée des éprouvettes, les fissures ne sont, a priori, pas traversantes au début de la fissuration. L'état de déformations planes implique un amorçage théorique au milieu de la génératrice du contact, mais suivant la qualité de l'alignement du contact, des amorçages de fissure en coin sont possibles. Une configuration de PDT optimale consiste donc à mesurer la DDP entre les lèvres de la fissure sur la face avant et sur la face arrière.

Lors de la réalisation des essais fretting fatigue cylindre/plan, seul un suiveur de fissure monovoie était disponible. L'ensemble de ces essais a donc été réalisé en ne mesurant la DDP que sur une seule face (Figure II.16 (a)). Le début des essais plan/plan coïncide avec la réception d'un suiveur comportant quatre voies de mesure. Celui-ci permet de mesurer la DDP sur deux faces mais également de mesurer, indépendamment, des sites d'amorçage sur les sorties de portées supérieure et inférieure (Figure II.16 (b)). Le gain très important en termes de fiabilité de la mesure sera discuté dans la partie II.4.3.3. La Figure II.17 présente une photographie globale du montage fretting fatigue plan/plan instrumenté.

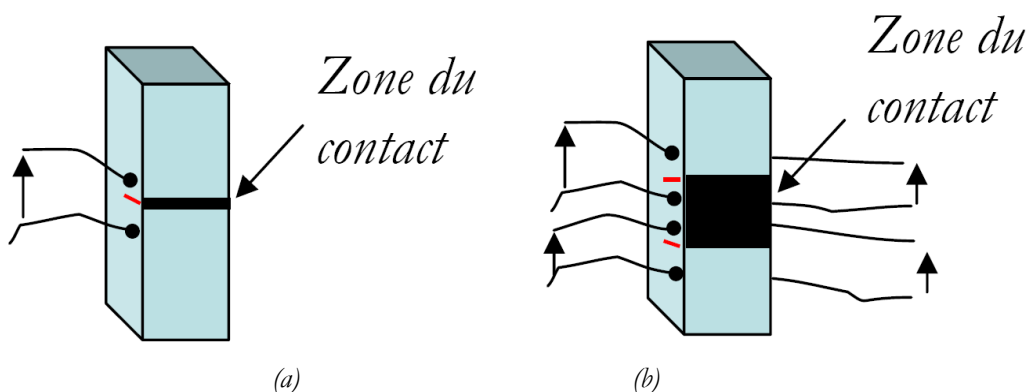


Figure II.16: Positionnement des fils de mesure par rapport au contact (a) avec un dispositif de PDT monovoie pour le contact cylindre/plan et avec un appareil quadri-voies pour le contact plan/plan.

<sup>3</sup> Visual Basic for Applications

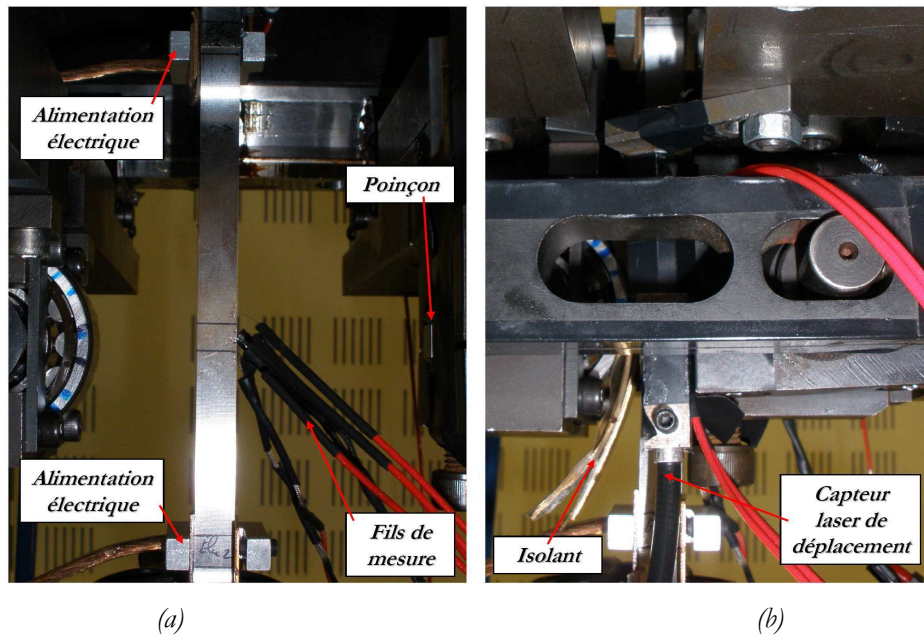


Figure II.17: Photographie de montage de fretting fatigue instrumenté avec le suiveur de potentiel : (a) contact ouvert et (b) contact fermé.

### II.4.3. Calibration

#### II.4.3.1. Introduction

Le suivi direct de la longueur de la fissure durant l'essai avec la PDT nécessite de connaître le lien entre la valeur de la tension  $V/V_0$  et la longueur de la fissure  $a/W$  : la fonction de calibration. Cette fonction est la clef de la PDT et le plus grand soin doit être apporté à sa détermination car, c'est de la méthodologie utilisée que dépendra la précision des mesures et le seuil de détectabilité des fissures. Il existe principalement trois méthodes de calibration : la méthode empirique, la résolution analytique et la détermination par EF.

Les techniques de calibration sont connues depuis le début de la PDT et ont fait l'objet de nombreuses études. La confrontation des différentes méthodes a notamment été étudiée par Johnson puis Hicks [Johnson (1965), Hicks *et al.* (1982)].

Les résolutions analytiques et EF sont basées sur un calcul des flux de courant et une résolution de l'équation de Laplace [Gandossi *et al.* (2001), Spitas *et al.* (2008)] (Équation II.7).

$$\nabla^2(V) = 0 \quad \text{Équation II.7}$$

La méthodologie empirique (ou expérimentale) consiste à décrire expérimentalement la courbe de calibration. Pour ce faire, la technique consiste à réaliser un essai instrumenté en marquant le faciès de rupture et en basculant régulièrement le rapport de charge de fatigue à des valeurs données de  $V/V_0$  ('Beach Marking' method [Hicks *et al.* (1982)]). Un ensemble de point  $\{V/V_0, a/w\}$  est alors obtenu et une corrélation peut être trouvée. Cette méthode est notamment utilisée à Snecma où les fonctions de calibration utilisées sont de types polynomiales de degré 5.

Les différentes normes ASTM [ASTM (2007), ASTM (2008)] présentent les fonctions de corrélation pour l'ensemble des essais types de fatigue. Toutefois, comme il a déjà été précisé, le cadre des essais de fretting fatigue sort des normes ASTM. Aucune donnée de calibration n'est donc disponible en dehors du travail de Kondo et Kubota [Kondo *et al.* (2004)] qui considèrent un essai de fretting fatigue en flexion, soit une configuration très différente de celle de l'étude présente. Les auteurs ont choisi de faire une calibration empirique spécifique en utilisant des éprouvettes pré-entaillés d'un rayon de 0,015mm (Figure II.18).

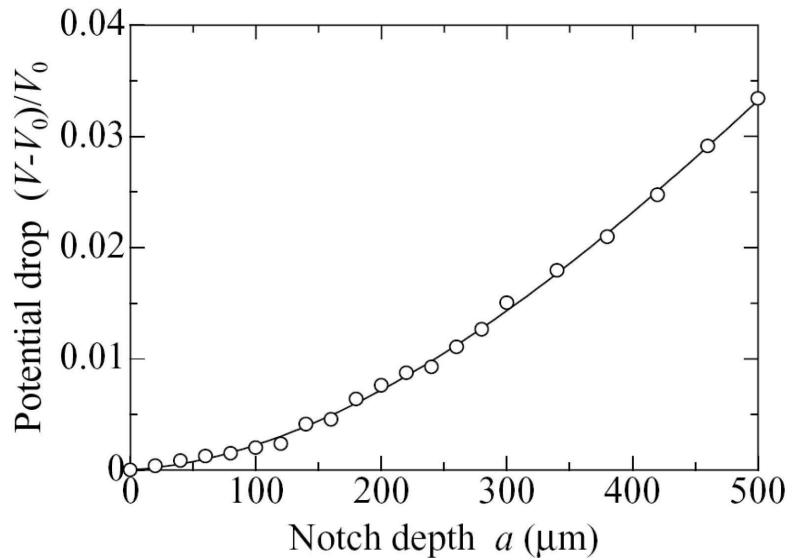


Figure II.18: Courbe de calibration en fretting fatigue flexion d'après Kondo et al [Kondo et al. (2004)].

La méthode de résolution des champs de courant semble difficile à appliquer en fretting fatigue compte tenu de la présence du contact avec le poinçon qui participe à la conduction du courant sachant que la stabilité du contact n'est pas connue par avance (Usure des surfaces ? Position du contact par rapport à la fissure et aux fils de mesure ? ...). Ainsi, comme dans le cas de Kondo, la méthode de calibration empirique est appliquée. Cependant, compte tenu de la configuration de l'essai qui diffère de Kondo, une courbe de calibration spécifique pour l'essai double-vérin a été déterminée. De plus, **deux courbes de calibration sont identifiées : une par géométrie du contact (cylindre/plan et plan/plan)**. L'ensemble des essais impliqués pour établir la calibration a été réalisé sur des essais fretting fatigue en phase sauf indication contraire.

#### II.4.3.2. Calibration empirique

L'objectif de la description expérimentale de la courbe de calibration est d'obtenir un ensemble de point  $\{V/V_0, a/W\}$  puis de déterminer une courbe corrélant les valeurs expérimentales. Afin d'optimiser à la fois le seuil de détectabilité des fissures et l'échelle de validité de la courbe de calibration, une double méthodologie est utilisée :

- ✓ Fissures courtes : essais interrompus puis expertisés optiquement avec 10 plans de mesure (chapitre II.2.2). La valeur de la longueur de la fissure est déterminée par moyenne simple des 10 valeurs.

- ✓ Fissures longues : technique du ‘Beach Marking’. Le rapport de charge de fatigue est basculé de 0,01 à 0,5 à différents instants d’un même essai afin de marquer le faciès de rupture. Le marquage du faciès est révélé par un traitement thermique post-essai. La valeur de la longueur de la fissure est égale à la surface de la fissure mesurée divisée par la largeur de l’éprouvette (xx mm).

La longueur de fissure de transition entre les deux méthodologies d’essai est déterminée expérimentalement et est estimée à environ 600  $\mu\text{m}$ . Les conditions d’essais appliquées sont un chargement de fretting fatigue en phase à  $\sigma_{\text{fat}} = 350 \text{ MPa}$  et la valeur de  $Q/\mu P$  est la même pour tous les essais.

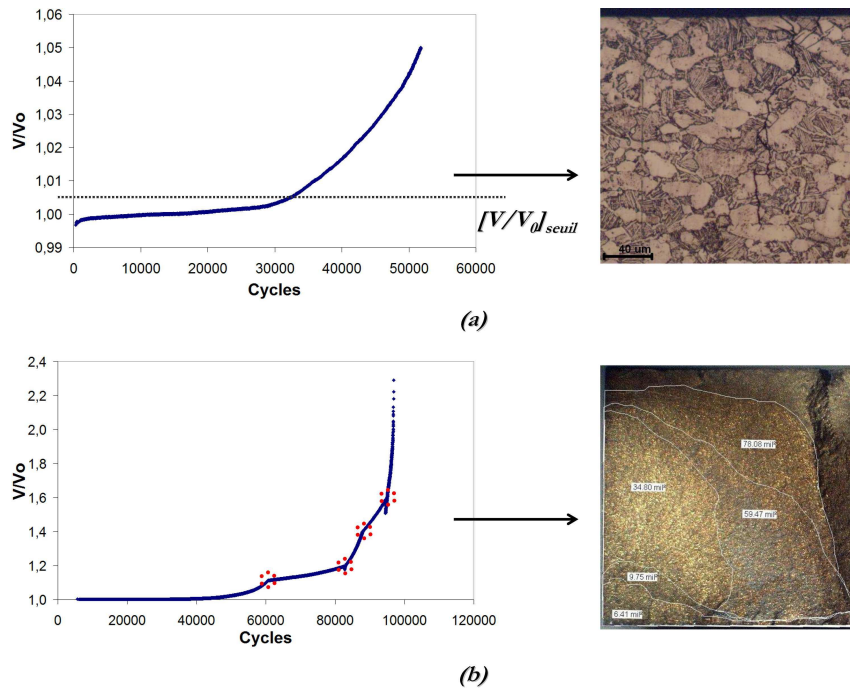


Figure II.19: Double méthodologie expérimentale de calibration : courbe  $V/V_0 = f(a/W)$  et expertise correspondante : (a) fissures courtes (avec  $\{V/V_0\}_{\text{seuil}}$ ) et (b) fissures longues.

La Figure II.19 présente les courbes types de suivi électrique obtenues pour les essais de calibration. Un essai ‘fissure courte’ fournit un seul point sur la courbe de calibration tandis qu’un essai ‘fissure longue’ fournit plusieurs points (4 points dans le cas présenté en Figure II.19 (b)).

L’essai correspondant à une longueur de fissure minimale a été établi pour une valeur de  $V/V_0 = \{V/V_0\}_{\text{seuil}} = 1,005$ . La longueur de fissure correspondante représente le seuil de détection des fissures qui expérimentalement est mesuré à **50  $\mu\text{m}$**  dans le cas du contact cylindre/plan et à **57  $\mu\text{m}$**  dans le cas du contact plan/plan.

La courbe de calibration du contact cylindre/plan est obtenue avec 17 points tandis que celle du contact plan/plan est construite avec 13 points. En effet, un nombre plus important d’essai a été conduit dans le cas du contact cylindre/plan afin d’éprouver la technique expérimentale. De plus, des essais ‘vol’ avec marquage du faciès ont été réalisés pour cette géométrie afin de montrer qu’il n’y a pas d’influence du type de chargement pour un essai de type double vérins.

La Figure II.20 montre l'ensemble des points d'analyse et les courbes de calibration identifiées pour les deux géométries. Les courbes de corrélation utilisées sont des polynômes d'ordre 5. Trois polynômes différents ont été utilisés pour couvrir l'ensemble de la gamme de  $V/V_0$ . Cette méthode de corrélation utilisant plusieurs polynômes, est souvent utilisée avec la PDT, notamment chez Snecma.

$$\frac{a}{W} = A_1 \left( \frac{V}{V_0} \right)^5 + A_2 \left( \frac{V}{V_0} \right)^4 + A_3 \left( \frac{V}{V_0} \right)^3 + A_4 \left( \frac{V}{V_0} \right)^2 + A_5 \left( \frac{V}{V_0} \right)^1 + A_6 \quad \text{Équation II.8}$$

L'ensemble des coefficients des polynômes identifiés est donné en Tableau II-1. Cette calibration, bien que totalement empirique, semble déjà révéler des informations sur le processus de fissuration : les trois polynômes identifiés peuvent éventuellement être corrélés à trois mécanismes successifs de fissuration. Si la première frontière de transition du polynôme semble dépendre du contact (et donc du gradient de contrainte), la seconde transition semble être identique pour les deux géométries. Quoiqu'il en soit, les deux courbes de calibration identifiées sont très distinctes, ce qui montre une influence très marquée de la géométrie du contact et indirectement de l'aire du contact qui est beaucoup plus grande pour le contact plan/plan. La courbe dépend manifestement également du type même de sollicitation de fretting fatigue car la courbe obtenue est très différente, même en terme d'allure, de celle obtenue dans le cas du fretting fatigue flexion Figure II.18. Toutefois, il faut bien considérer que les géométries des échantillons, ainsi que la méthodologie de calibration, ne sont pas les mêmes.

Par ailleurs il faut noter que la courbe de corrélation inclue tous les phénomènes électriques autres pouvant intervenir, l'information étant comprise dans la définition de cette courbe. La calibration empirique donne le lien entre la tension lue et la longueur de la fissure dans l'éprouvette en incluant toutes les actions parasites extérieures tant que la méthodologie appliquée reste constante ce qui est le cas ici.

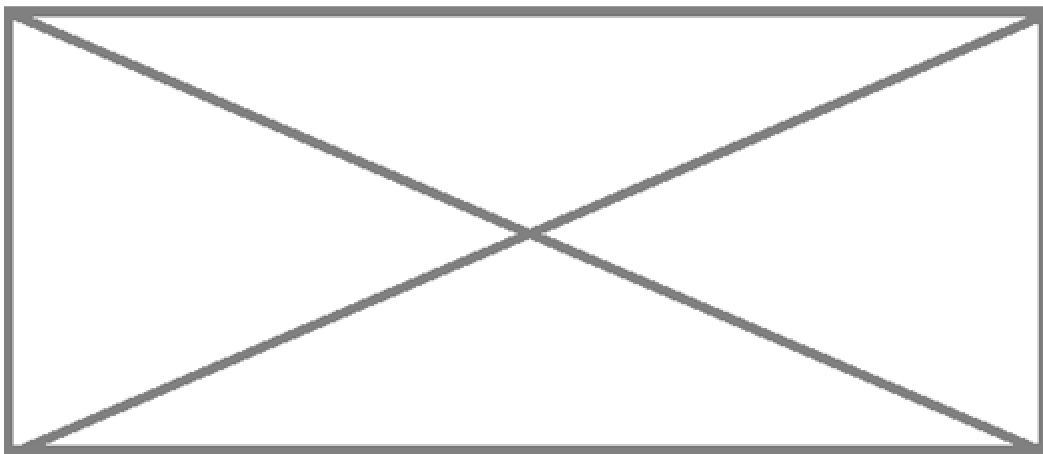


Tableau II-1: Coefficients des polynômes de calibration de la PDT pour les deux géométries de contact.

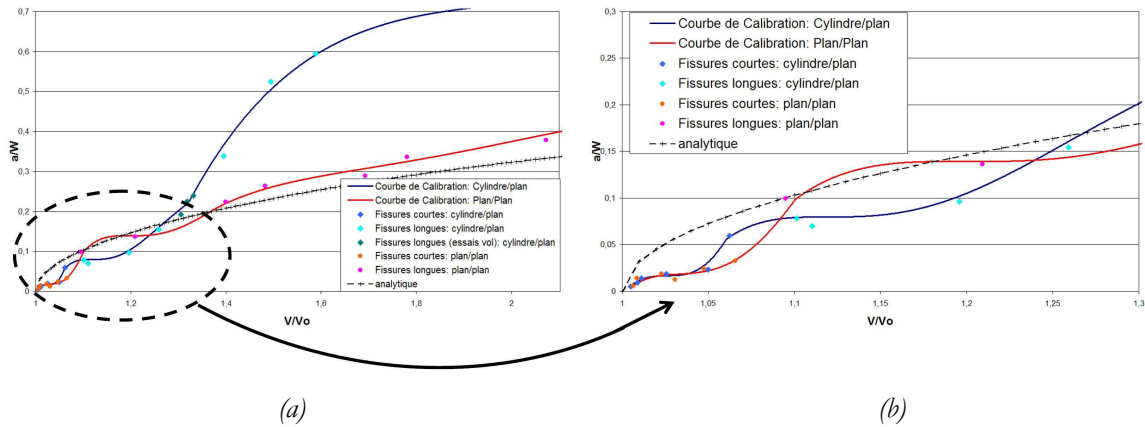


Figure II.20: (a) Courbes de calibrations  $a/W = f(V/V_0)$  pour les deux géométries de contact, comparaison avec la formulation analytique (éprouvette CT avec fissure traversante [ASTM (2007), ASTM (2008)]), (b) gros plan sur le domaine des fissures courtes.

La Figure II.20 est une courbe inédite qui soulève plusieurs problèmes et remarques. Cependant l'information principale reste le seuil de détection global qui est inférieur à  $60 \mu\text{m}$  ce qui entre parfaitement dans les objectifs de la thèse et va permettre de fournir les données souhaitées sur l'amorçage des fissures en fretting fatigue.

#### Comparaison de la courbe de calibration expérimentale avec la formulation analytique

En comparant les courbes obtenues en fretting fatigue et une courbe analytique correspondant à une éprouvette M(I) [ASTM (2007)], il apparaît évident que la configuration de l'essai fretting fatigue s'éloigne très fortement des conditions normées de fatigue. Dans le domaine des fissures inférieures à 2 mm, les ordres de grandeur sont respectés mais la forme des courbes de fretting fatigue est très différente. Il apparaît donc que le comportement de la fissure ainsi que la méthodologie de calibration sont très importants. Concernant les fissures longues ( $> 2 \text{ mm}$ ), les différences entre les courbes sont très marquées. Ceci provient essentiellement du fait que les phases de propagation sont très différentes. En effet, une éprouvette M(I) est dessinée principalement pour observer la propagation des fissures. Cette propagation est souvent quasi-constante et très longue par rapport à la durée de l'essai. Concernant les éprouvettes de fatigue à section carrée, la propagation est très rapide et ne concerne qu'une très petite part de la durée de vie totale. De plus, la propagation en fissure longue subit l'influence du roulement placé en vis-à-vis pour rattraper l'effort normal ce qui n'est pas le cas en fatigue.

#### Comparaison des courbes obtenues pour les deux géométries de contact

La présence du roulement explique également l'écart entre la courbe obtenue pour un contact plan/plan et celle du contact cylindre/plan. Le roulement est placé à la même altitude que la zone centrale du contact. Les fissures s'amorçant en bordure de la trace, la distance entre l'axe du roulement et la fissure en face correspond à la distance entre le site d'amorçage (quasi confondu au bord de la zone de contact) et le centre du contact. Ainsi, l'excentricité entre l'axe du roulement et l'axe de la fissure n'est pas du tout la même pour les deux géométries car les surfaces de contact ne



sont pas les mêmes, le contact plan/plan ayant une portée de  $x$  mm. Ce fort décalage du site d'amorçage par rapport à l'axe du roulement dans le cas du contact plan/plan, combiné à un effort normal beaucoup plus important, entraîne, pour les fissures longues, un fort cisaillement qui accélère la propagation de la fissure. De même, ceci explique que la longueur finale des fissures à rupture est nettement plus courte dans le cas du contact plan/plan. Ceci n'est pas gênant car cette étude se focalise principalement sur l'amorçage des fissures. **La propagation des fissures sera tout de même étudiée mais uniquement dans le cas du contact cylindre/plan.**

#### Forme générale des courbes de calibration dans le domaine des fissures inférieures à 2 mm

La Figure II.20(b) présente un zoom sur les courbes de calibration pour des fissures plus petites. Les deux courbes de corrélation présentent la même forme avec deux plateaux successifs. Le fait que le même phénomène soit observé pour les deux géométries exclut un effet de la dispersion des mesures.

Une autre explication pourrait être géométrique. En effet, la méthodologie de mesure pour les points de calibrations en fissures courtes tient compte d'un angle de propagation tandis que la mesure des fissures longues considère une surface projetée soit un angle de propagation nul. Cependant la transition de la méthode de mesure s'effectue à  $600\ \mu\text{m}$ , longueur pour laquelle la différence entre la longueur projetée et la longueur réelle de la fissure est inférieure à 5% (cf Annexe 2). La technique duale de détermination des longueurs de fissures n'explique donc pas les deux plateaux observés.

L'explication de ces deux plateaux est donc liée à la physique de propagation en fretting fatigue. Un plateau sur la courbe de calibration correspond à une augmentation de la tension pour une longueur de fissure constante. Ainsi, un plateau revient à une diminution de la section conductrice de l'éprouvette sans croissance de la fissure. Les deux techniques de mesure utilisées considèrent une longueur totale de la fissure, fissure qui se propage en partie en cisaillement et qui est donc en partie fermée quand elle est sous influence du fretting (pression imposée en surface). Les valeurs de fissures mesurées sont en réalité la somme d'une longueur de fissure ouverte et d'une longueur de fissure fermée (avec contact conducteur entre les lèvres de la fissure). Les deux plateaux s'expliquent alors par deux phases d'ouverture de la fissure : la longueur globale de la fissure reste la même, seule la portion de la fissure conduisant le courant augmente.

La courbe de calibration obtenue dans cette étude semble donc mettre en avant trois mécanismes de propagation. Ce point sera repris plus en détail dans le chapitre III.

#### **II.4.3.3. Analyse de la précision de la technique**

Un point crucial avec la technique de calibration empirique est l'évaluation de la précision de la mesure obtenue par la PDT. Cette évaluation est d'autant plus indispensable que nous considérons ici une configuration d'essais dont l'instrumentation en PDT est inédite. La méthode la plus simple visant à déterminer la précision de la technique consiste à réaliser un ensemble d'essais interrompus à une valeur donnée de  $V/V_0$ , d'expertiser l'essai puis de comparer les valeurs mesurées expérimentalement aux valeurs prédites par l'instrumentation.

Afin de réaliser cette démarche en restant efficace dans le travail de thèse, il a été choisi d'interrompre la majorité des essais de fretting fatigue en phase réalisés dans l'étude quantitative de l'amorçage des

fissures. Au cours de cette étude qui est présentée en chapitre IV, un total de 20 essais ont été interrompus pour des longueurs de fissures proches de 600  $\mu\text{m}$ .

- ✓ 11 points de mesure en configuration cylindre/plan.
- ✓ 9 points de mesure en configuration plan/plan.

Les essais n'ont pas pu être interrompus aux mêmes valeurs de  $V/V_0$  dans la mesure où la détermination exacte de  $V_0$  est réalisée après l'essai.

L'ensemble des points analysés sont placés sur les courbes de calibration initiales (Figure II.21) et les écarts relatifs entre la prédiction et les expertises sont données dans le Tableau II-2.

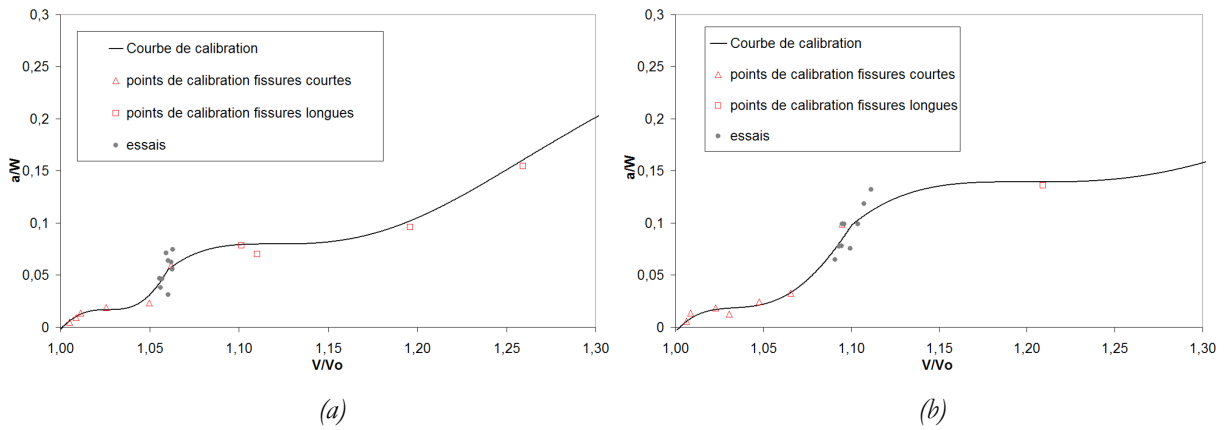


Figure II.21: Positionnement des points expérimentaux expertisés par rapport à la courbe de calibration pour les essais (a) cylindre/plan et (b) plan/plan.

essai	Ecart (%)	
	cylindre/plan	plan/plan
1	8,45	3,23
2	4,56	6,61
3	0,17	3,92
4	21,78	11,75
5	26,13	9,58
6	16,74	15,53
7	26,74	20,92
8	10,98	13,67
9	18,11	13,66
10	2,82	
11	5,40	
moyenne	12,90	10,99
écart type	9,49	5,76

Tableau II-2: Valeurs des écarts relatifs, moyenne et écart type entre les valeurs de longueurs de fissures prédites par la PDT et les longueurs mesurées expérimentalement. Les valeurs maximales sont surlignées en rouge.

La position des points d'analyse semble tout à fait satisfaisante et confirme de plus l'augmentation nette de la longueur des fissures entre deux plateaux sur la courbe. L'écart moyen entre les valeurs prédites et les valeurs réelles est de 13% dans le cas du contact cylindre/plan et de 11% dans le cas du contact plan/plan.

On rappelle que le moyen de mesure est fortement optimisé entre le contact cylindre/plan et le contact plan/plan grâce à la multiplication par quatre des voies de mesure. Dans le cas du contact cylindre/plan, la valeur  $V$  mesurée est unique sur la face avant de l'éprouvette, tandis que, dans le cas du contact plan/plan, quatre tensions sont mesurées. Pour le contact plan/plan la fissure peut partir en haut ou en bas de la portée, deux valeurs de tension  $V_{\text{haut}}$  et  $V_{\text{bas}}$  sont donc considérées suivant la zone de départ de la fissure. De plus les valeurs de  $V_{\text{haut}}$  et  $V_{\text{bas}}$  sont calculées par moyenne des valeurs mesurées sur les faces avant et arrière, ceci afin de diminuer les effets de fissures non-homogènes et être cohérent avec la méthode de calibration qui considère une longueur moyenne de la fissure.

En effet, si la valeur moyenne de la précision reste proche entre les utilisations d'un suiveur mono-voie et un d'un suiveur multi-voie, l'écart type obtenu avec la mesure sur les faces avant et arrière est presque deux fois plus faible, montrant ainsi une plus grande fiabilité de la mesure.

Malgré de bons résultats quant à la précision de la technique, le Tableau II-2 montre quelques résultats pour lesquelles les écarts sont supérieurs à 20%. La Figure II.22(a) repère deux points éloignés de la courbe de calibration pour l'essai cylindre/plan : un point au-dessus de la courbe et un second en-dessous. Si l'on regarde les photos des faces avant et arrière de ces essais (Figure II.22(b)) il est visible que:

- ✓ l'essai A a fissuré en coin entre les fils de mesure et donc la détection par la PDT est 'trop efficace' : la longueur de fissure prédite est donc plus longue que prévue (point situé au-dessus de la courbe)
- ✓ l'essai B a fissuré en coin sur la face opposée aux fils de mesure et donc la détection par la PDT est 'peu efficace' : la longueur de fissure prédite est donc plus courte que prévue (point situé au-dessous de la courbe)

La grande source d'erreur dans le cas d'un suiveur mono-voie provient donc des fissures coins. Ceci explique pourquoi **en suivant la fissuration sur les deux faces de l'éprouvette et en moyennant les deux valeurs mesurées, grâce à l'utilisation d'un suiveur 4 voies, la fiabilité de la mesure est accrue.**

Cependant l'inhomogénéité de la propagation reste, même avec un suiveur multi-voie, la principale source d'erreur. La Figure II.23 montre l'évolution de  $V/V_0$  pour les faces avant et arrière de la zone haute de la portée pour l'essai 7 de la calibration du contact plan/plan ; essai 7 dont l'écart obtenu est supérieur à 20%. L'un des grands avantages de la technique est de pouvoir suivre sur les deux coins opposés la différence de potentiel. Sur cet essai, il est très net que la fissure a amorcé puis propagé en coin du côté de la face avant. Donc même avec une mesure doublée, **l'inhomogénéité de la fissure constitue le principal frein à l'optimisation de la technique.**

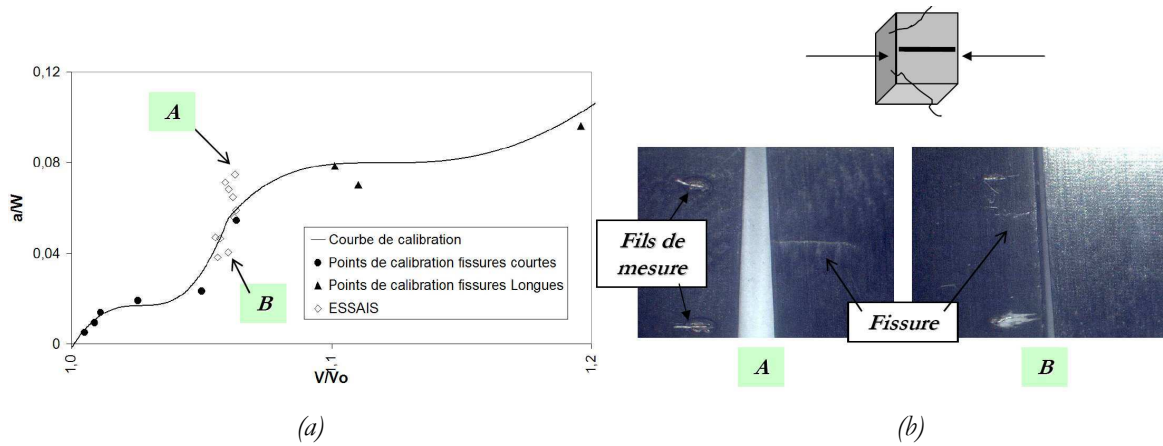


Figure II.22: (a) Positionnement des essais expertisés par rapport à la courbe de calibration pour les essais fretting fatigue cylindre/plan avec repérages des deux points les plus éloignés, (b) photographies des faces pour ces deux essais : localisation des fissures coins.

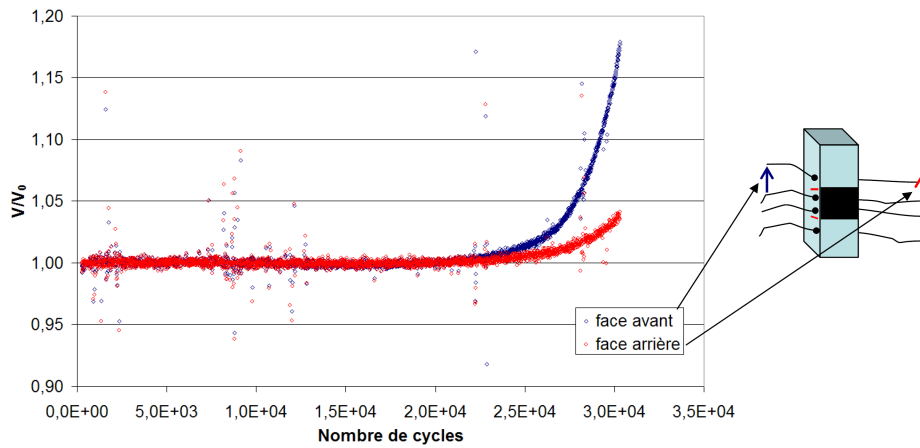


Figure II.23: Courbes brutes  $V/V_0 = f(N)$  de l'essai 7 (Tableau II-2) en configuration plan/plan : suivi séparé de la fissuration sur la face avant et sur la face arrière.

#### II.4.4. Conclusions

La technique de PDT est un moyen performant pour étudier l'amorçage des fissures en fretting fatigue. Un seuil de détection excellent (50 à 57  $\mu\text{m}$ ) a pu être atteint grâce à une méthodologie duale de détermination de la courbe de calibration. De nombreux verrous techniques ont du être solutionnés du fait de l'absence totale de données sur l'application de la technique aux essais de fretting fatigue.

La PDT appliquée au fretting fatigue est optimisée par le fait que le site d'amorçage est a priori connu dès le début de l'essai. Des données en amorçage, inédite en fatigue, nous sont donc accessible du fait qu'aucune entaille ou pré-amorçage n'est réalisé sur l'éprouvette.

Toutefois l'application de la technique révèle quelques inconvénients mineurs :

- ✓ La technique est relativement lourde et délicate à mettre en place du fait de l'encombrement autour de l'éprouvette.
- ✓ La géométrie de l'éprouvette entraine des fissures inhomogènes qui limitent la précision de la technique. Une géométrie d'éprouvette avec fissure traversante devrait être développée cependant la configuration actuelle de l'essai ne permet pas la mise en place d'une telle éprouvette.
- ✓ L'ensemble des géométries d'éprouvette, méthodologie d'essai, technique de calibration n'apparaît dans aucune norme ASTM pour le cas du fretting fatigue ce qui complique la comparaison des données (difficulté pour comparer nos résultats avec ceux issus de la littérature : Kondo et al.).

Des essais 'vol' de calibration ont de plus été réalisés. Les résultats ont montré des longueurs de fissures superposées à la courbe de calibration permettant ainsi de valider la PDT pour les essais 'vol'.

Quoiqu'il en soit, la technique de suivi de fissuration 'online' avec l'essai de fretting fatigue double vérins a été mise au point, calibré et nous permet désormais de suivre de façon continue l'endommagement par fissuration sous chargement de fretting fatigue.

## Chapitre III.

---

# Etude qualitative de la fissuration en fretting fatigue

---

Même si de nombreuses études se sont intéressées au fretting fatigue, le scénario même du processus de fissuration reste peu connu. Une première approche consiste donc à analyser avec l'ensemble des outils à disposition la fissuration afin d'identifier les mécanismes successifs d'amorçage puis de propagation de fissure en fretting fatigue. L'accent est mis sur la compétition entre la sollicitation de fretting et la sollicitation de fatigue. L'objectif est de déterminer les différentes phases de propagation et de voir l'influence relative des différents efforts. La propagation des fissures longues n'a ici pas d'intérêt car elle est pilotée uniquement par la contrainte de fatigue (type de propagation largement étudié dans la littérature). Les phases de propagation en fissures courtes ainsi que l'analyse de la transition entre les différents modes de propagation constituent ici le cœur de la recherche.

Différentes techniques d'analyse expérimentale sont utilisées : de la fractographie jusqu'à la profilométrie laser. Une approche originale a de plus été appliquée sur l'essai de fretting fatigue : l'émission acoustique. La première application de cette technique de Contrôle Non Destructif (CND) doit permettre d'identifier les différents modes de propagation.

**Plan du chapitre III :**

<b>III.1.</b>	<b>Première identification des mécanismes</b>	<b>- 103 -</b>
III.1.1.	Fractographie	- 103 -
III.1.2.	Etudes complémentaires	- 108 -
III.1.2.1.	Mesure de l'usure	- 108 -
III.1.2.2.	Effet de la microstructure	- 108 -
III.1.2.3.	Site d'amorçage et étude des traces de fretting	- 110 -
<b>III.2.</b>	<b>Influence du mode de chargement</b>	<b>- 111 -</b>
<b>III.3.</b>	<b>Identification des processus successifs de fissuration par émission acoustique</b>	<b>- 116 -</b>
III.3.1.	Introduction à l'émission acoustique	- 116 -
III.3.1.1.	Généralités	- 116 -
III.3.1.2.	Utilisation de l'PEA et objectifs	- 118 -
III.3.1.3.	Instrumentation de l'essai	- 119 -
III.3.2.	Analyse de l'énergie acoustique cumulée : évolution temporelle.	- 121 -
III.3.3.	Caractérisation du mode I de propagation : analyse paramétrique	- 122 -
III.3.4.	Identification des phases de propagation des fissures courtes : analyse statistique multivariées	- 124 -
III.3.4.1.	Principe de l'analyse statistique	- 124 -
III.3.4.2.	Résultats	- 126 -
III.3.5.	Analyse de la technique	- 128 -
<b>III.4.</b>	<b>Conclusions</b>	<b>- 130 -</b>

## III.1. Première identification des mécanismes

### III.1.1. Fractographie

La principale technique d'analyse des mécanismes de fissuration en fatigue consiste simplement à observer les faciès de rupture au Microscope Electronique à Balayage (MEB). Les éprouvettes sont donc coupées afin d'isoler les faciès puis placées dans un MEB. Les éprouvettes considérées sont des éprouvettes rompues lors d'essais de fretting fatigue en phase.

L'intérêt est porté sur les 2 premiers millimètres de propagation. La rupture finale de la pièce ainsi que 'l'ultime' phase de propagation ne présentent que peu d'intérêt dans ce cas. La Figure III.1 présente l'image MEB caractéristique d'une éprouvette rompue en fretting fatigue en phase. Le zoom sur la zone située sous le contact (et donc proche de l'amorçage) montre différents contrastes qui peuvent déjà faire penser à plusieurs mécanismes successifs de fissuration. Trois zones sont ici identifiées en allant du bord du faciès vers le cœur de l'éprouvette (les distances précisées ici peuvent varier d'un essai à l'autre) :

- ✓ Zone 1 (de 0 à 150  $\mu\text{m}$  par rapport à la surface) : zone la plus proche de la surface : correspond à la zone d'amorçage et de propagation de fissures de faible profondeur.
- ✓ Zone 2 (de environ 150  $\mu\text{m}$  à 2 mm par rapport à la surface: Figure III.1 (b)), cette partie présente 2 bandes de contrastes différentes qui pourraient représenter deux mécanismes différents.
- ✓ Zone 3 (au-delà de 2 mm de la surface).

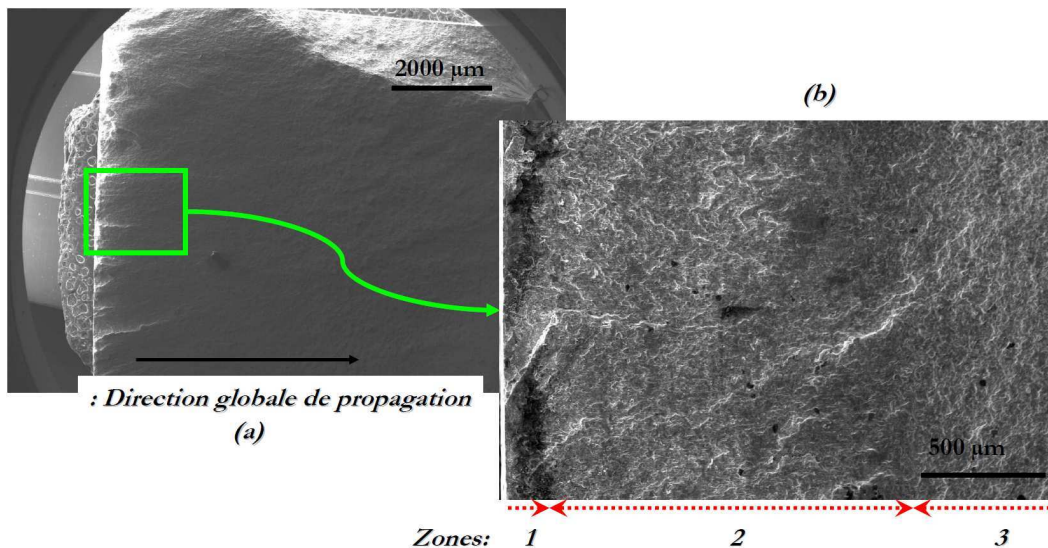


Figure III.1: (a) Image globale du faciès de rupture (essai fretting fatigue en phase,  $\sigma_{fat} = 400 \text{ MPa} - Q = +/- xxx \text{ N/mm}$ ), (b) zoom sur la zone proche du contact.

L'objectif est désormais d'identifier plus précisément, grâce à l'imagerie électronique, les mécanismes de fissuration zone par zone, sachant que le basculement d'une propagation du type mode II vers une propagation de type mode I est directement fonction de l'influence relative du chargement de contact par rapport à la sollicitation de fatigue.



***Zone 1 : l'amorçage et la propagation des fissures courtes : Figure III.2***

La Figure III.2 présente des gros plans sur des images MEB types obtenues sur la zone 1. Les images (b), (c) et (d) sont prises dans la partie la plus sombre (Figure III.2 (a)) au plus près de la surface. Le point commun est un faciès maté voire poli. Des stries colinéaires à la direction de propagation sont identifiables ce qui révèle un fort cisaillement entre les lèvres de la fissure dans le sens de propagation. **Cette phase de propagation est donc fortement dominée par un mode II de propagation.** Ce faciès caractéristique est observé sur une profondeur comprise entre 50 et 150  $\mu\text{m}$  ce qui est supérieur au seuil de détection du suiveur de fissure électrique.

Les images (c) et (d) sont très proches d'une image d'une trace d'essai de fretting usure. En effet, des débris compactés sont identifiables sur ces images. Ces débris sont d'ailleurs retrouvés sous forme de granulats en fin de zone 1 comme le montre l'image (e). Ces débris disparaissent en grande partie si un nettoyage au bain à ultrasons est réalisé. L'hypothèse de cisaillement entre les lèvres de la fissure est donc confirmée. On peut même parler ici de fretting entre les deux faces.

De plus, le plan de propagation est continu : **le faciès de propagation semble être indifférent à la microstructure dans cette phase.**

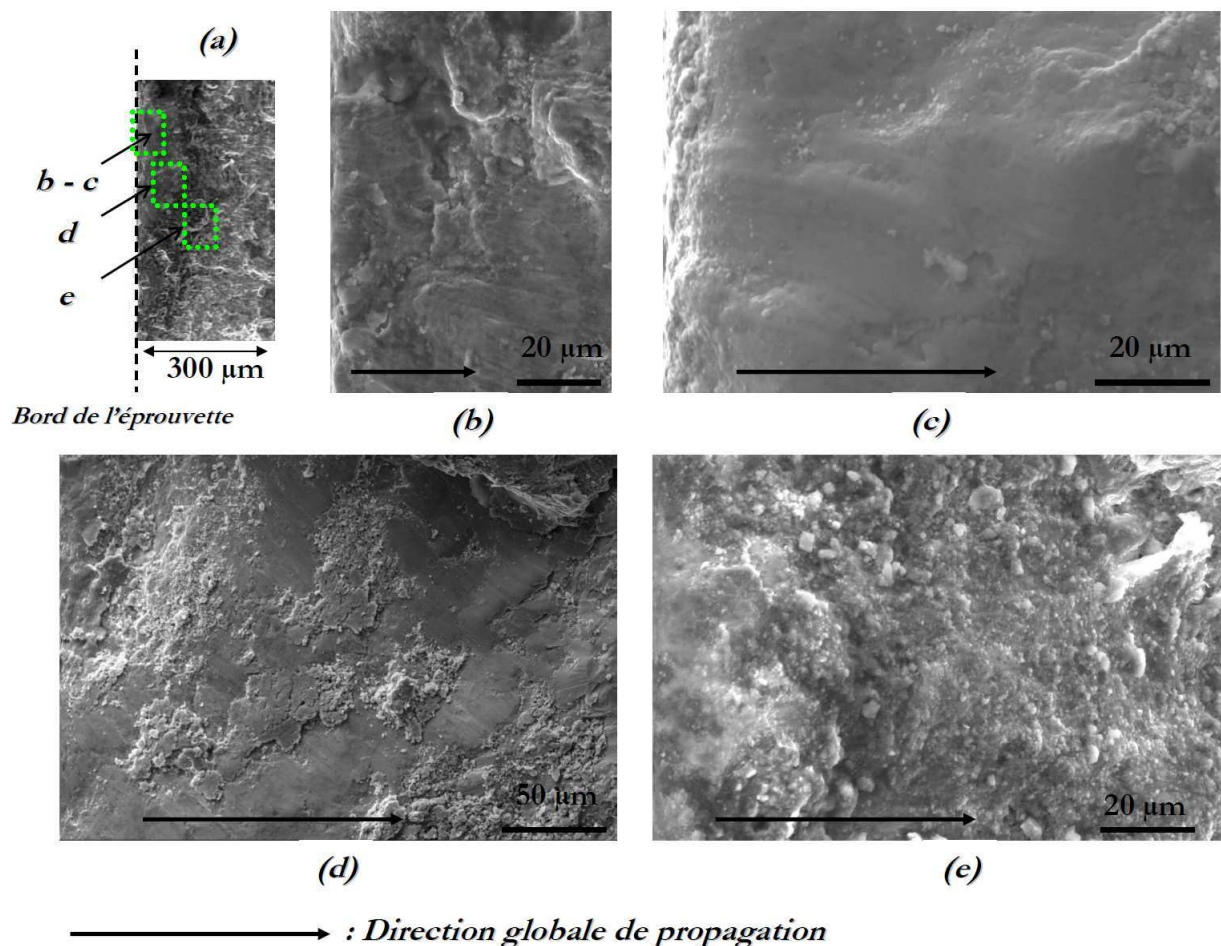


Figure III.2: (a) zoom sur le faciès type en bord de trace de la zone 1 de l'image de la Figure III.1 (b), localisation des différentes images à suivre : (b et c) : faciès types dans la région en extrême bord de l'éprouvette (zone sous le contact), (d) puis (e) : images MEB du faciès en avançant dans la profondeur de l'éprouvette.

### **Zone 2 : propagation en mode mixte : Figure III.3**

Le faciès obtenu sur la zone 2 montre un faciès plus perturbé révélant ainsi **une influence plus prononcée de la microstructure**. Le faciès est très proche d'un faciès type de rupture par clivage. Néanmoins les surfaces sont très matées, révélant ainsi l'action du cisaillement de mode II.

L'image (a) qui est proche de la zone de propagation mode II (zone 1) révèle de nombreux plans matés ainsi que quelques rivières. Cependant l'effet de polissage est nettement moins marqué que dans la zone 1. C'est pourquoi nous qualifions cette zone de propagation comme mixte : le mode I semble prendre une part de plus en plus importante dans le processus de propagation.

L'image (b) prise plus à cœur montre un même ensemble de facettes polies qui suggèrent la présence d'une mécanisme de propagation en mode II. Cependant les facettes cerclées en noir commencent également à présenter des stries perpendiculaires à la direction de propagation qui aurait été légèrement 'gommées'. Ce type de face met bien en évidence une action duale entre un cisaillement de mode II qui a tendance à mater les surfaces et un mode I facilement identifiable par des stries caractéristiques.

**La zone 2, par ces faciès perturbés présente bien une compétition d'influence entre les deux modes de propagation.** L'évolution remarquée entre les images (a) et (b) montre une augmentation de l'influence du mode I par rapport à celle du mode II avec l'avancée de la fissure. Cependant il est pour le moment impossible d'identifier différentes phases au sein même de cette propagation en mode mixte.

### **Zone 3 : propagation en mode I : Figure III.4**

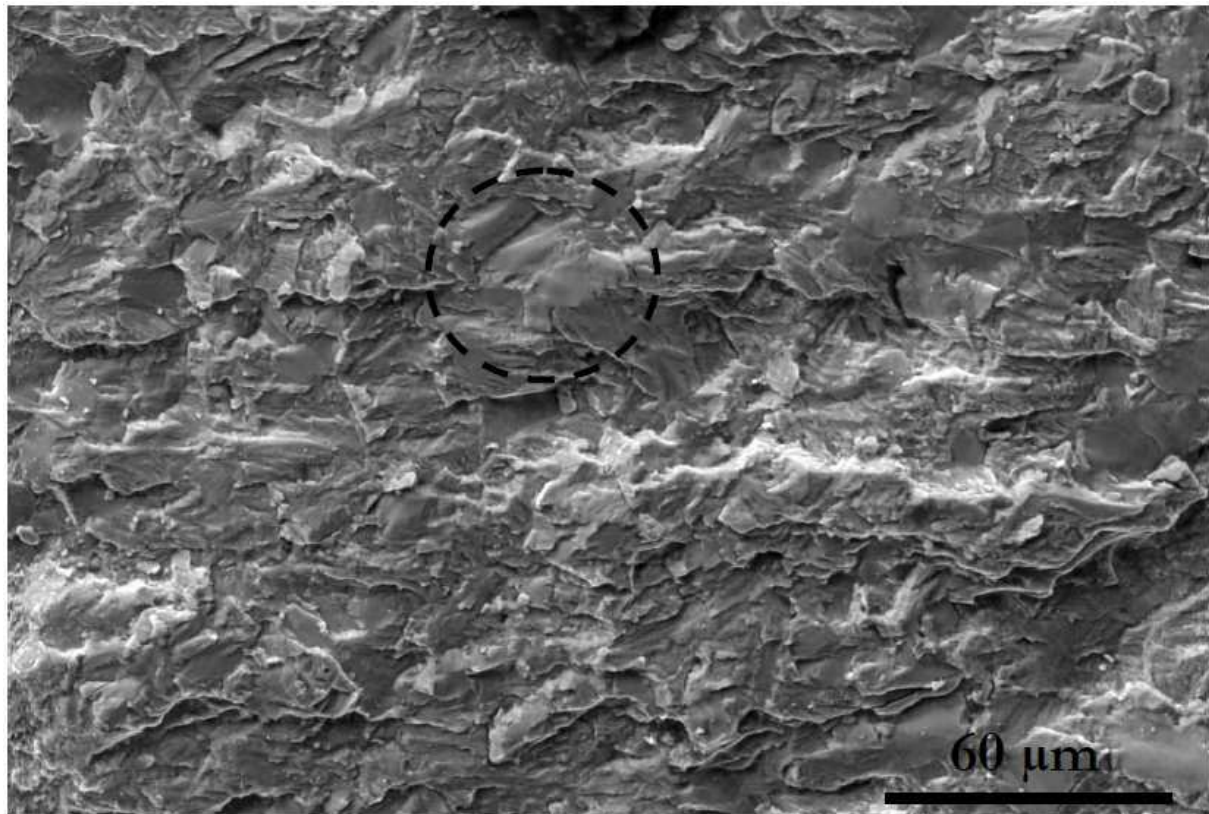
Les images (a) et (b) présentent un faciès classique de propagation de fissure en mode I pur avec des stries de fatigue orthogonales à la direction globale de propagation. L'augmentation de l'interstrie entre les images (a) et (b) en allant de plus en plus à cœur (c'est-à-dire avec l'avancée de la fissure) traduit une accélération de la vitesse de fissuration.

### **Conclusion :**

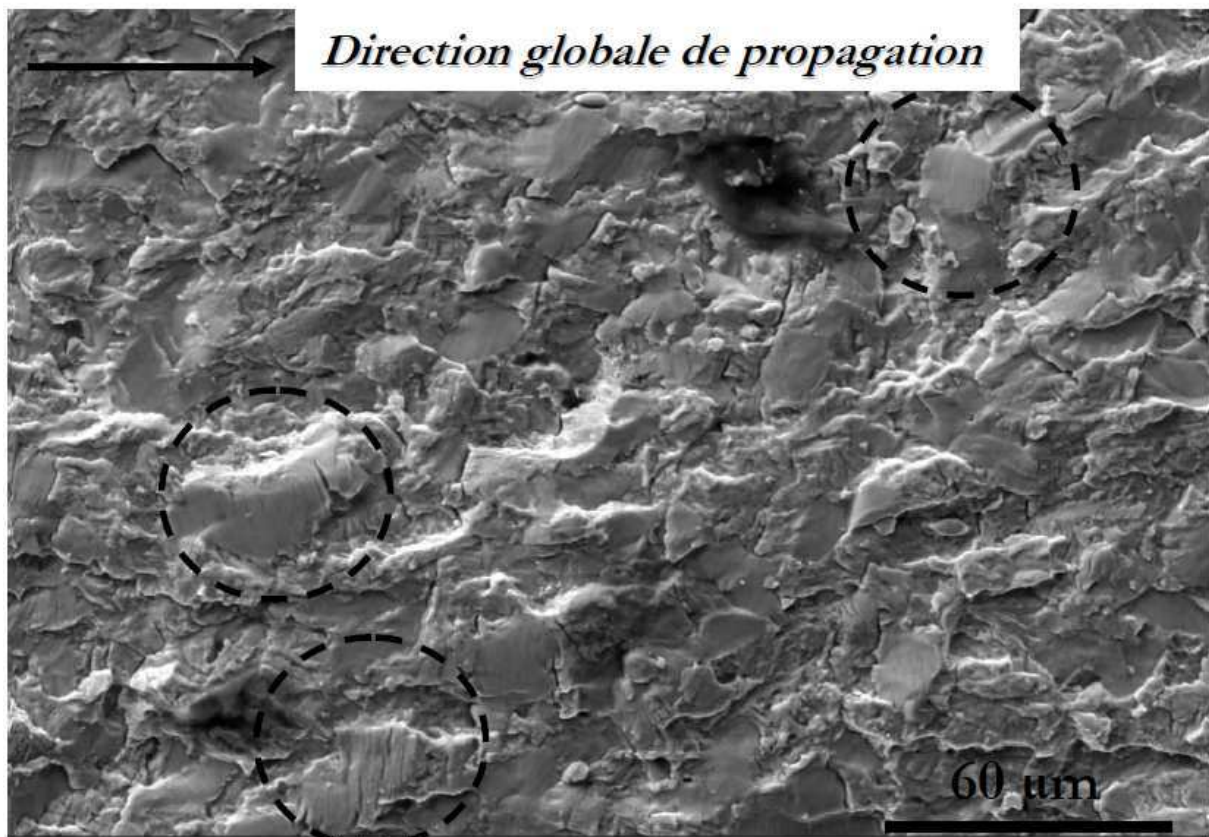
Le scénario de fissuration en fretting fatigue présente donc 4 mécanismes successifs :

- ✓ Amorçage multiaxial (analyse bibliographique)
- ✓ Propagation à dominante mode II (même si le mode I est présent) : jusqu'à environ 100  $\mu\text{m}$ .
- ✓ Propagation mixte mode I et II sur une profondeur d'environ 1,5 mm.
- ✓ Propagation en mode I pur : perte totale de l'influence du contact

Si cette trame correspond à nos attentes et aux analyses précédentes, le mécanisme de propagation mixte reste très peu connu. En effet, on ignore encore le nombre d'étapes au sein de cette phase ainsi que l'évolution réelle de cette compétition entre la propagation en cisaillement et la propagation en tension. Les limites de l'analyse par fractographie sont ici atteintes. L'analyse sera menée plus en profondeur dans le chapitre portant sur la technique d'émission acoustique. L'information primordiale est que le suiveur de fissure par PDT fournira toujours une information sur un amorçage à 70  $\mu\text{m}$  correspondant à la zone 1 de propagation, c'est-à-dire à la propagation à dominante mode II.

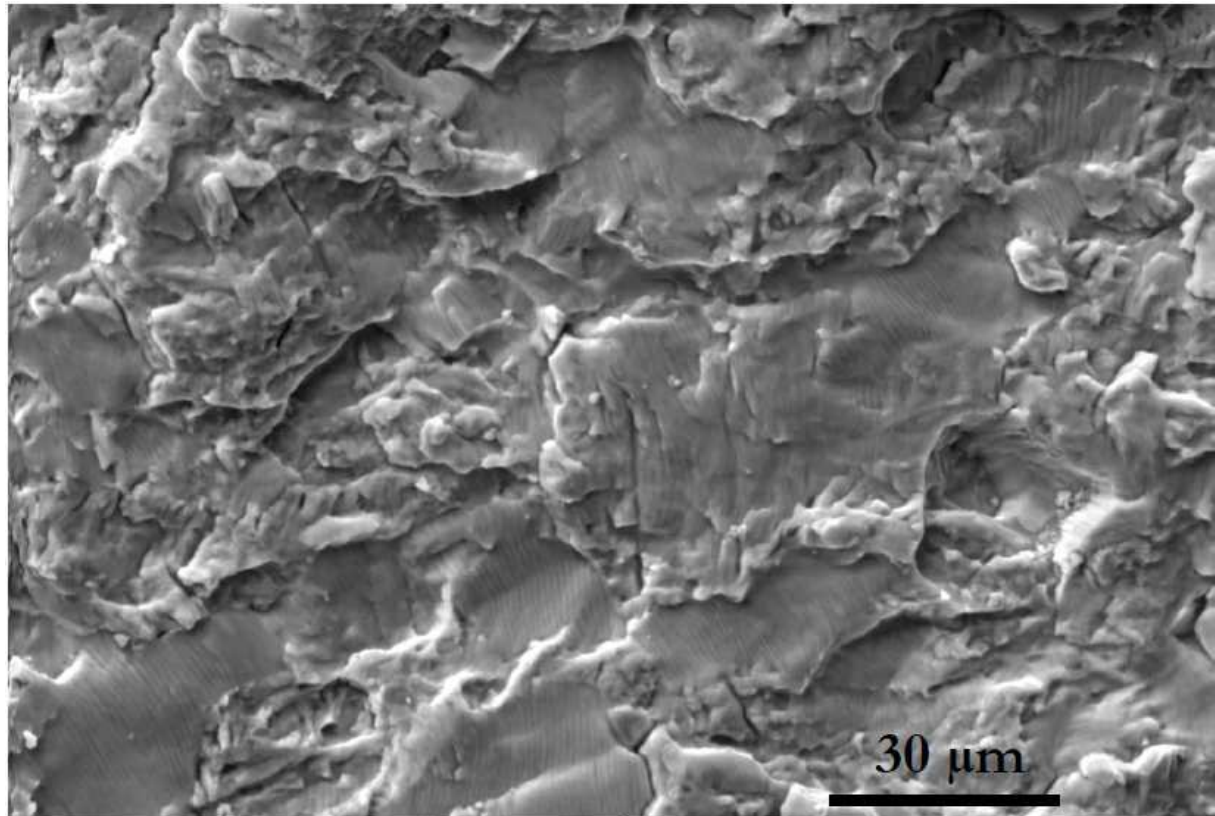


(a)

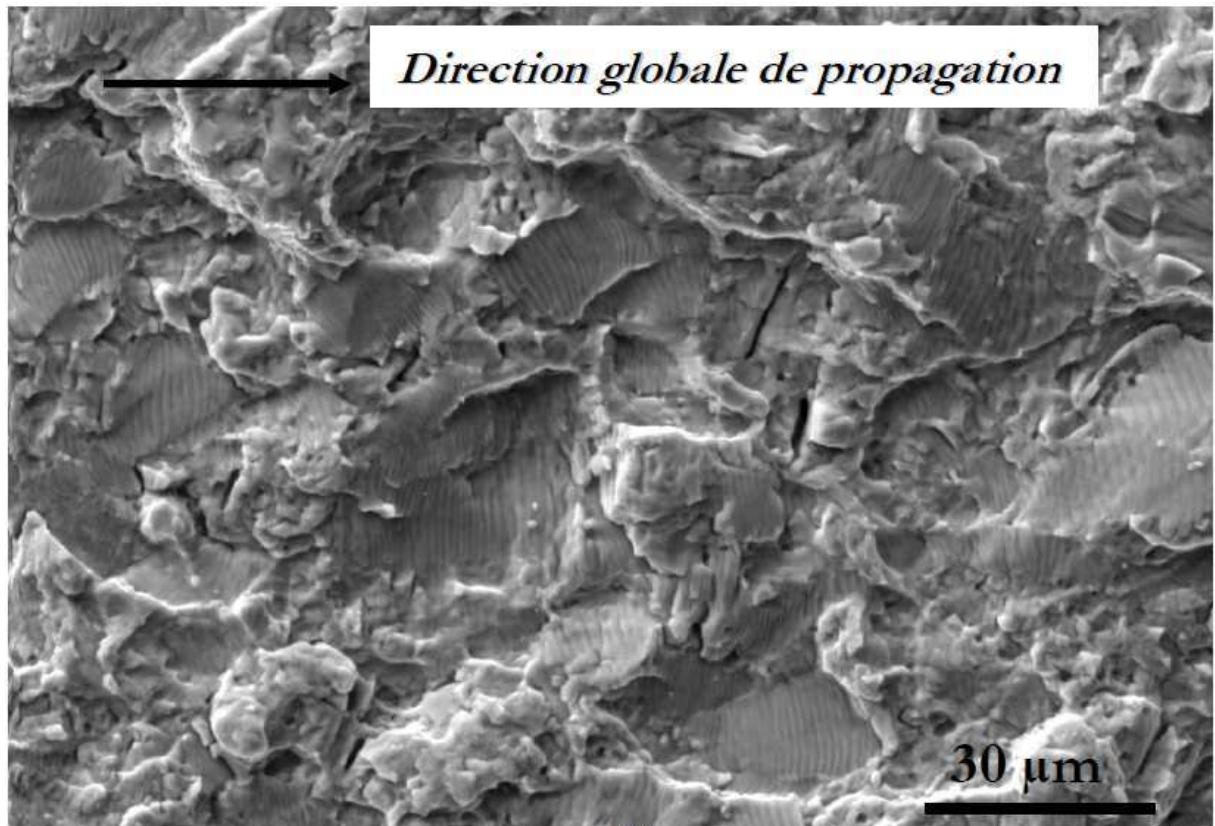


(b)

Figure III.3: Faciès type obtenue en fretting fatigue en phase dans la zone 2 (Figure III.1 (b)) : (a) image MEB obtenue proche de la zone 1 (Figure III.1 (b)) et (b) image MEB réalisée proche de la zone 3 (Figure III.1 (b)).



(a)



(b)

Figure III.4: : Faciès type obtenue en fretting fatigue en phase dans la zone 3 (Figure III.1 (b)): (a) image MEB obtenue proche de la zone 2 (Figure III.1 (b)) et (b) image MEB réalisée proche de la zone de rupture finale ductile.

### III.1.2. Etudes complémentaires

Compte tenu de l'ensemble des essais réalisés et des outils disponibles, certains points complémentaires ont pu être abordés. Une base de données importante d'images de trace de fretting fatigue et de photographies transversales de fissures a été réunie permettant d'extraire quelques informations générales sur le fretting fatigue ou encore sur le comportement du dispositif expérimental.

#### III.1.2.1. Mesure de l'usure

Parmi les hypothèses issues de la littérature, il est suggéré que la condition de glissement partiel n'entraîne que de la fissuration contrairement à la condition de glissement total qui induit essentiellement de l'usure. Des images ont été réalisées avec un profilomètre laser 3D afin de tenter de quantifier l'usure sur les traces résultant d'essais de fretting fatigue en glissement partiel interrompu peu avant la rupture (Figure III.5).

Les mesures d'usure réalisées à partir des images 3D ont révélé des valeurs faibles comprises dans le domaine d'incertitude du dispositif. Il est donc vérifié ici qu'il est admissible qu'**aucune usure en surface n'intervient lors d'un essai de fretting fatigue sous conditions de glissement partiel**, pour la configuration de contact étudiée.

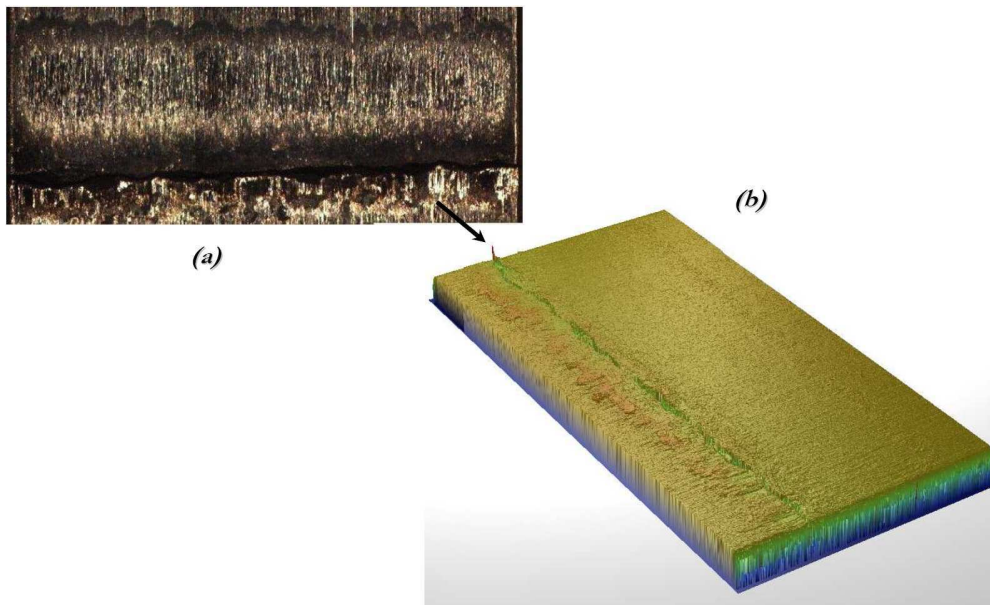


Figure III.5: (a) Photographie d'une trace après essais fretting fatigue en phase en glissement partiel interrompu peu avant la rupture, (b) image correspondante obtenue par profilométrie 3D

#### III.1.2.2. Effet de la microstructure

Cette étude a nécessité de très nombreuses expertises, notamment de longueurs de fissures. Ainsi, une base de données importante d'images de fissures de fretting et de fretting fatigue a été construite.

##### Géométrie globale des fissures :

Le travail expérimental réalisé vise principalement à optimiser les futurs modèles numériques autant du point de vue des données quantitatives d'essais que du point de vue de la description géométrique

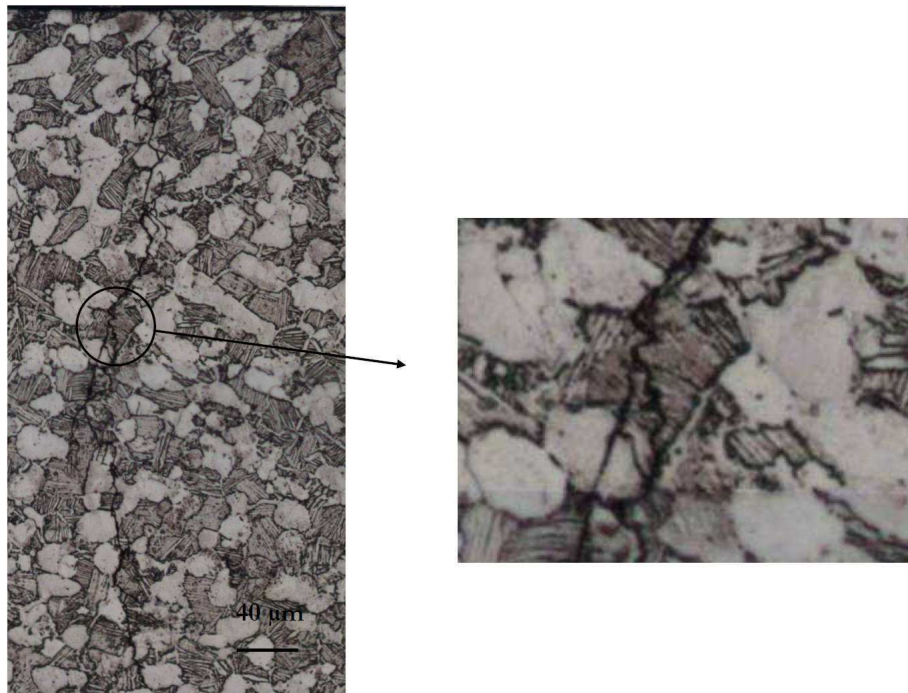
de la fissure. C'est pourquoi un intérêt est porté sur les trajets physiques des fissures. Les données issues de la bibliographie décrivent des fissures amorcées avec un angle au bord du contact. La fissure bifurque alors progressivement pour atteindre une propagation orthogonale à la direction de sollicitation de fatigue. Si les observations confirment ce comportement global, il apparaît qu'aucune définition globale n'est possible : de très nombreuses formes de fissures ont été observées, l'angle de propagation des fissures courte (sous l'influence du contact) pouvant varier de  $0^\circ$  à  $80^\circ$ . La dispersion concerne autant l'angle d'amorçage que l'évolution générale de la fissure avec sa croissance. Si une tendance générale peut être extraite, un modèle numérique devra faire un choix dans la description géométrique de la fissure. Cette fissure modèle (comme décrite en annexe 2) ne pourra représenter physiquement l'ensemble des essais. Ceci explique la nécessité de bien définir les liens qui existent entre les mesures expérimentales et la description du modèle comme expliqué en annexe 2.

#### Influence de la fatigue sur la fissuration :

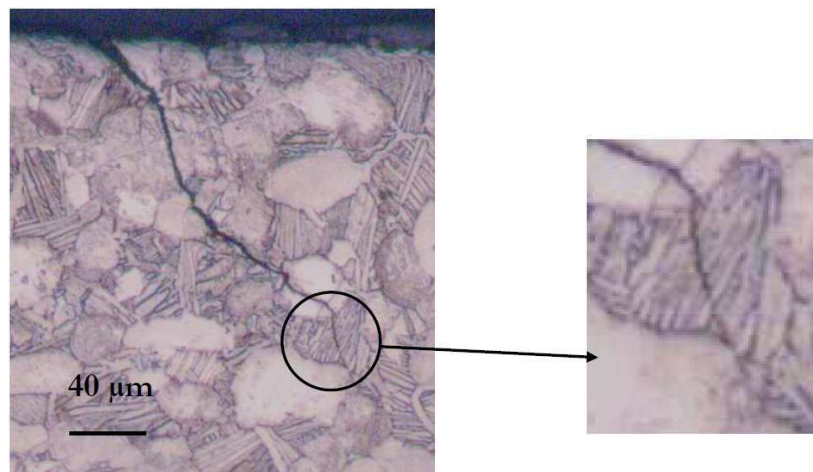
Une comparaison de l'ensemble des observations montre peu de différences concernant les chemins de fissuration entre les essais de fretting et ceux de fretting fatigue pour les fissures courtes (inférieures à  $80 \mu\text{m}$ ). La fissuration sous influence du contact n'est pratiquement pas influencée par la microstructure : la fissure est très uniforme et rectiligne comme vu en fractographie. Seuls quelques joints de grains peuvent perturber le chemin de fissuration.

Cependant à partir d'une certaine longueur ( $>80 \mu\text{m}$  : longueur quasi maximale atteinte en fretting), des différences sont observées quand une contrainte de fatigue est ajoutée. La Figure III.6 montre deux fissures représentatives, une pour le fretting et une pour le fretting fatigue. Dans le cas du fretting fatigue le franchissement d'un grain  $\alpha+\beta$  montre une fissure très perturbée bifurquant en de nombreux points. Par contre, dans le cas de l'essai de fretting, le franchissement des mêmes grains reste assez rectiligne.

Ce résultat suggère que l'ajout d'une contrainte de fatigue à un essai de fretting tend à augmenter l'influence de la microstructure. En effet, l'ajout de la force de traction revient à diminuer la zone relative d'influence du contact seul vis-à-vis du mode I. Ce type de concept très qualitatif reste à approfondir ; des travaux sont en cours afin d'identifier plus précisément l'influence de la microstructure en fretting fatigue [Delacroix (2010)].



(a)



(b)

Figure III.6: Image en coupe transverse d'une fissure de (a) fretting fatigue en phase et (b) de fretting ( $Q = xxx \text{ N/mm}$  pour les deux essais) : zoom sur le passage de la fissure sur un grain  $\alpha+\beta$ .

### III.1.2.3. Site d'amorçage et étude des traces de fretting

Chaque trace de fretting post-essai a été photographiée. En effet, comme vu dans la bibliographie, la détermination exacte du site d'amorçage reste sujette à controverses. Il est donc nécessaire de :

- ✓ Localiser et mesurer les zones glissantes et collées du contact afin de pouvoir les relier aux formulations analytiques et vérifier ainsi les paramètres du chargement
- ✓ Circonscrire le site d'amorçage de la fissure par rapport au contact afin de vérifier les hypothèses citées dans la bibliographie. L'enjeu principal est de situer la fissuration par rapport aux zones glissantes du contact.

La Figure III.7 présente deux traces de fretting obtenues pour deux essais de fretting fatigue en phase :

- ✓ L'essai (a) présente une fissuration visible à une frontière entre la zone glissante et la zone collée
- ✓ L'essai (b) a apparemment fissuré à l'extérieur du contact au bord de la zone glissante.

Compte tenu de ces observations, il apparaît difficile de fournir une règle générale concernant la localisation de l'amorçage en regard de la zone de contact.

Toutefois il est important de noter que les essais considérés ici sont pilotés en force pour l'effort de fatigue mais également pour l'effort tangentiel de fretting. Il apparaît alors que le dispositif de fretting est libre de se déplacer jusqu'à ce qu'il atteigne la commande d'effort, or dans la fin de vie de l'éprouvette, la raideur sous le contact change très fortement du fait de la longueur importante de la fissure. L'ensemble des observations réalisées mène à la conclusion que lors des derniers cycles des essais, le contact a tendance à se déplacer suivant l'évolution plus ou moins importante de la raideur du contact. Il est alors impossible de statuer, a posteriori, de la position réelle initiale des zones de glissement et donc de la fissuration par rapport aux zones glissantes et collées. C'est pourquoi ces observations ne sont pas utilisables en vue de l'établissement d'une règle générale sur la localisation de l'amorçage dans la zone de contact, contrairement aux essais de fretting simple.

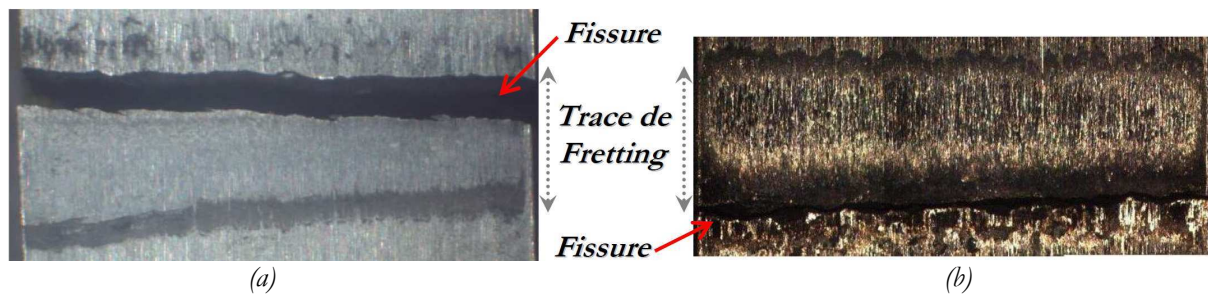


Figure III.7: Traces de fretting obtenues pour deux essais différents de fretting fatigue

## III.2. Influence du mode de chargement

L'analyse du processus de fissuration a été approfondie en observant les faciès obtenus pour des chargements de type 'vol'. En effet, les essais 'vol', combinant les cycles de fatigue (LCF) aux cycles de fretting (HCF), constituent un découplage physique des deux chargements. Notre étude est principalement axée sur l'influence séparée du fretting et de la fatigue sur les durées de vie obtenues. Ce paragraphe montre comment une augmentation du nombre de cycles de fretting par cycle de fatigue modifie le scénario global de fissuration. Cet effet est visible dès les premiers essais (Figure III.8), ainsi, alors que les essais en phase présentent une évolution continue de l'angle de propagation qui tend vers  $0^\circ$ , les essais 'vol' se distinguent par une rupture d'angle de propagation très nette.



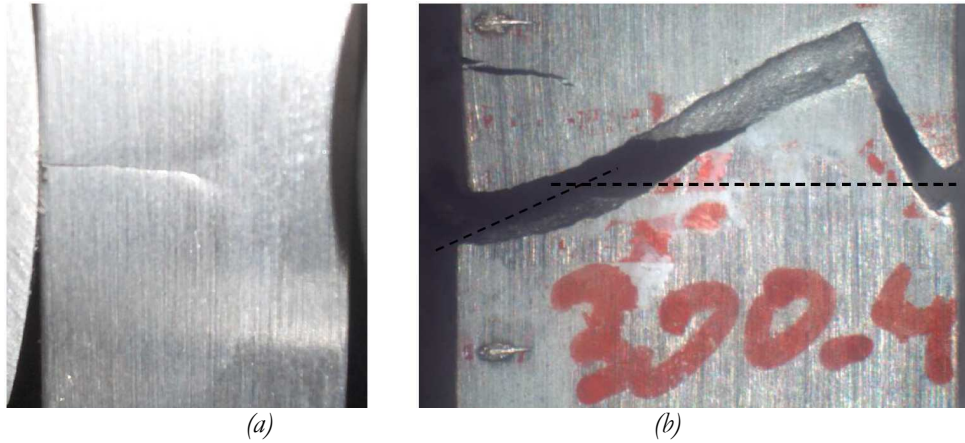


Figure III.8: Vue de côté de la fissuration pour un essai de fretting fatigue (a) en phase et (b) en vol.

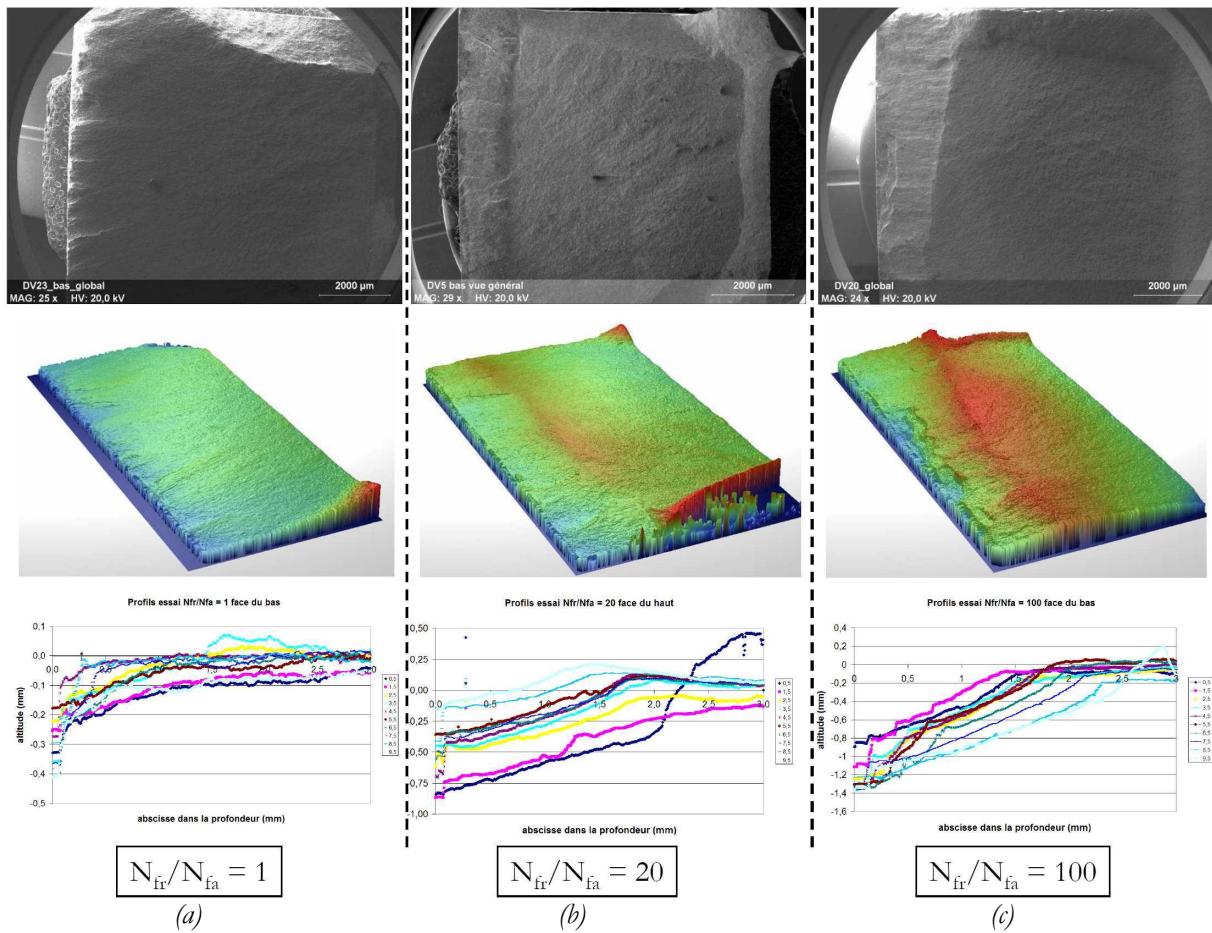


Figure III.9: Images MEB et images obtenues par profilométrie correspondantes et acquisition de 10 profils dans la génératrice pour trois essais de fretting fatigue (contact cylindre/plan,  $\sigma_{fat} = 400 \text{ MPa}$  -  $Q = +/- xxx \text{ N/mm}$ ) et différents rapports  $N_{fr}/N_{fa} = (a) 1, (b) 20, (c) 100$ .

La Figure III.9 présente les faciès de rupture pour trois essais de fretting fatigue présentant les mêmes niveaux de chargement et la même configuration de contact, seul le rapport  $N_{fr}/N_{fa}$  change. Ces faciès ont été analysés par le profilomètre 3D afin d'obtenir les topographies correspondantes (pour les faces supérieures et inférieures de l'éprouvette à chaque fois). Les images obtenues ainsi que les

profils 2D tracés en 10 sections sur toute la largeur du contact mettent en évidence la différence de comportement citée précédemment :

- ✓ Les essais en phase présentent une forme de fissure relativement continue qui évolue, de manière uniforme, d'une fissure inclinée à une fissure orthogonale à la direction de sollicitation de fatigue.
- ✓ Les essais de type 'vol' sont caractérisés par une rupture brutale d'angle de propagation.

Cette évolution est confirmée par l'analyse quantitative de l'évolution de l'angle de propagation (mesure de l'angle définie en annexe 2) pour les trois conditions étudiées (Figure III.10 (a)). La technique utilisée ne permet pas de mesurer les angles pour des propagations inférieures à 150µm environ car des artéfacts peuvent apparaître sur le profil 3D en bords du faciès. Concernant les valeurs obtenues pour des profondeurs supérieures, on note les points suivants :

- ✓  $N_{fr}/N_{fa} = 1$ , l'angle de propagation décroît progressivement de 25° à 0° par rapport à la normale.
- ✓  $N_{fr}/N_{fa} = 20$ , l'évolution de l'angle de propagation présente un plateau de propagation à 15° avant de chuter fortement vers 1600 µm.
- ✓  $N_{fr}/N_{fa} = 100$ , l'évolution de l'angle de propagation présente un plateau de propagation à 30° puis une baisse légère avant de chuter brutalement vers 2750 µm.

La Figure III.10 (b) présente l'évolution de la profondeur pour laquelle l'angle de fissuration devient inférieur à 2,5° en fonction du rapport  $N_{fr}/N_{fa}$ . Pour les essais 'vol', ce graphe représente, en première approche, la longueur de fissure pour laquelle la rupture d'angle brutale intervient. Or, des analyses MEB ont montré qu'à cette rupture d'angle brutale correspond le début d'un faciès présentant les caractéristiques d'une propagation en mode I pur. Ainsi, la Figure III.10 (b) donne la profondeur de propagation à partir de laquelle intervient la propagation en mode I (sous la seule influence de l'effort de fatigue) en fonction du rapport  $N_{fr}/N_{fa}$ , en suivant un critère d'angle de propagation. On confirme, par ailleurs, une corrélation directe entre l'analyse fractographique et la mesure d'angle obtenue par profilométrie 3D.

Il apparaît que cette valeur de début de propagation en mode I pur présente une évolution qui tend vers une asymptote. C'est-à-dire que, pour une valeur de  $N_{fr}/N_{fa}$  grande, la transition du mode mixte vers le mode I intervient toujours pour une même longueur de fissure quel que soit le nombre de cycle de fretting appliqué par cycle de fatigue. **Ce résultat très important tend à montrer qu'à partir d'une valeur donnée de  $N_{fr}/N_{fa}$ , le nombre de cycles de fretting appliqué n'a plus d'influence, c'est-à-dire que l'effort de fretting en général n'a plus d'influence sur la propagation.**

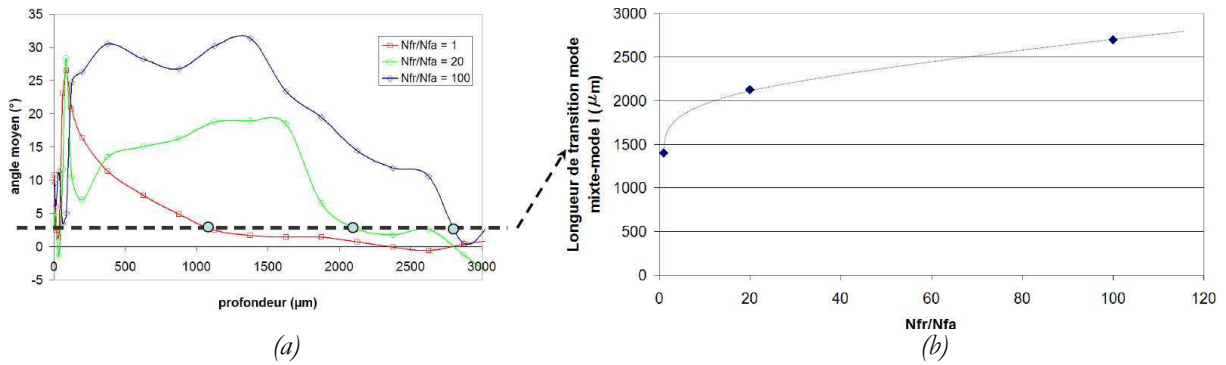


Figure III.10: (a) Evolution des angles de propagation (moyennés sur les 10 profils et sur les deux faces : supérieure et inférieure à partir de la Figure III.9) en fonction de la profondeur, (b) évolution de la distance de passage à un angle de propagation inférieur à  $2,5^\circ$  en fonction du rapport  $N_{fr}/N_{fa}$ .

Toutefois il est important de noter que la rupture brutale d'angle de propagation observée pour les essais 'vol' est également influencée par la valeur même de l'effort de fretting appliqué. Ainsi, la Figure III.11 montre que plus la force tangentielle est importante, plus la profondeur d'influence du mode mixte (avant rupture d'angle) est importante (à  $N_{fr}/N_{fa}$  constant).

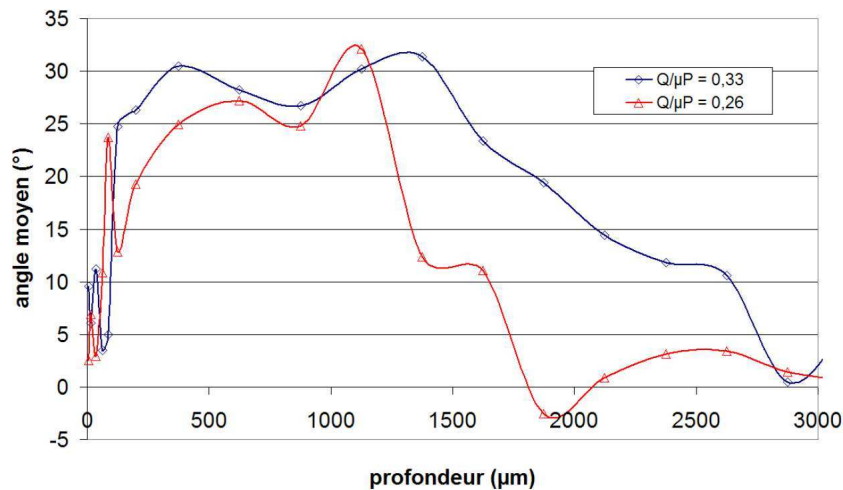


Figure III.11: Evolution des angles de propagation (moyennés sur les 10 profils et sur les deux faces : supérieure et inférieure) pour deux essais de fretting fatigue 'vol' avec  $N_{fr}/N_{fa} = 100$  et  $\sigma_{fat} = 400$  MPa : influence du chargement tangentiel.

Ces résultats montrent bien la compétition qui existe entre les deux chargements appliqués vis-à-vis du processus de fissuration. Afin de mieux observer ce phénomène, des images MEB ont été réalisées dans la zone de propagation mixte pour différents essais : Figure III.12. Ces images montrent l'évolution du cisaillement à l'interface des lèvres de la fissure lorsque les paramètres de l'essai sont modifiés :

- ✓  $N_{fr}/N_{fa}$  : une augmentation de cette grandeur (de l'image (a) à l'image (b)) entraîne un faciès de rupture qui présente des facettes beaucoup plus matées résultant d'un fort cisaillement.
- ✓ L'effort de fretting  $Q$  : de même que pour le rapport  $N_{fr}/N_{fa}$ , une augmentation de l'effort tangentiel (de l'image (c) à l'image (b)) engendre un matage plus important du faciès.

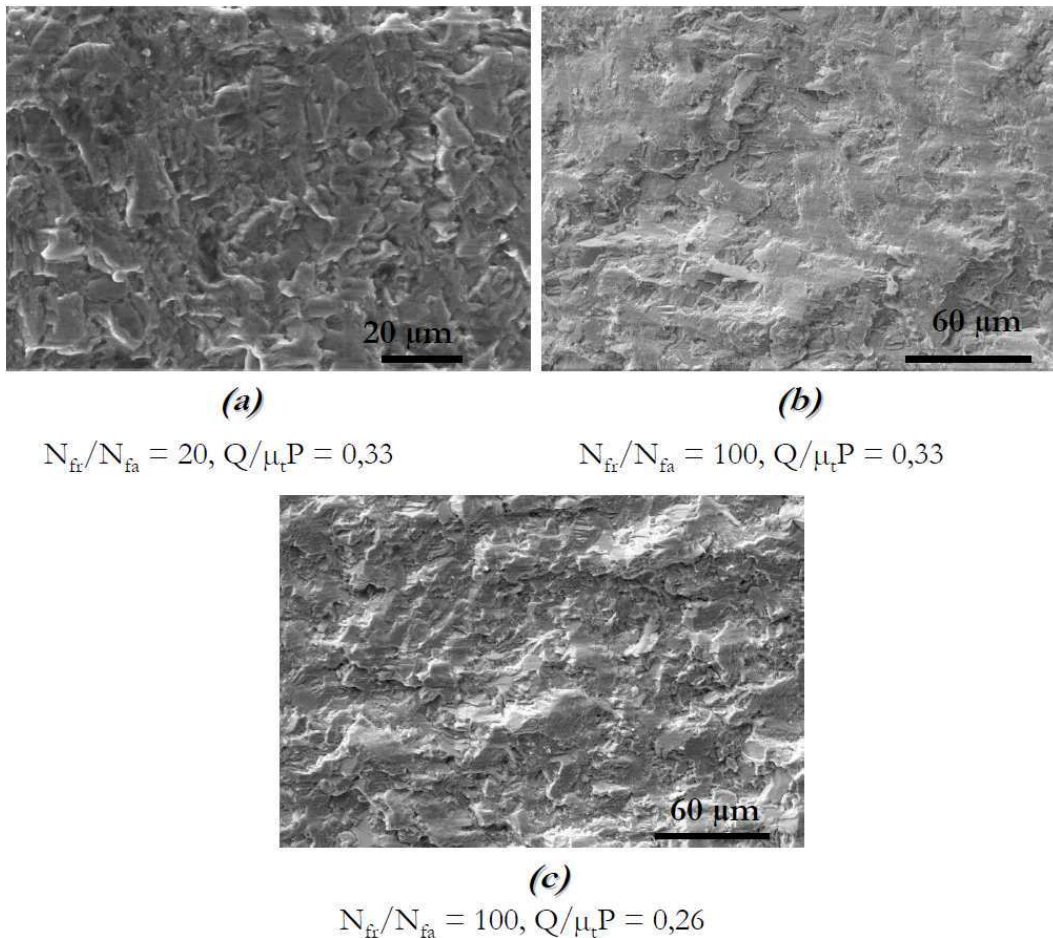


Figure III.12: Images MEB des faciès de propagation en zone 2 mixte pour des essais fretting fatigue 'vol' avec  $\sigma_{fat} = 400$  MPa.

### **CONCLUSIONS :**

Le mode de combinaison des efforts a une forte influence sur la propagation des fissures de fretting fatigue. Un découplage des efforts grâce au mode de sollicitation 'vol' entraîne un découplage fort des modes de propagation des fissures avec une propagation mixte plus importante et une transition du mode mixte vers le mode I très brutale. Cette transition, bien qu'influencée par l'effort de fretting, devient indépendante du rapport  $N_{fr}/N_{fa}$  quand ce dernier devient très grand.

Ainsi, il convient d'être prudent sur les grandeurs comparées compte tenu du fait que les mécanismes intervenants ne semblent pas être en tous points identiques entre les essais en phase et les essais 'vol'. Cette remarque concerne principalement la propagation des fissures, aucune différence n'ayant été observée sur la phase d'amorçage, d'un point de vue qualitatif.

**Il convient surtout de noter que l'influence du contact dépend non seulement de la géométrie de ce dernier mais également des efforts appliqués et de la façon dont ils sont imposés.**

### III.3. Identification des processus successifs de fissuration par émission acoustique

L'étude qualitative décrite ci-dessus a permis d'approcher les mécanismes de fissuration. Même si les résultats obtenus sont très encourageants, plusieurs limitations apparaissent :

- ✓ La description du mode mixte de propagation reste difficile. Dans l'étude de l'influence relative du fretting et de la fatigue dans le processus de fissuration, ce mode de propagation est déterminant, il est donc important de pouvoir caractériser précisément les mécanismes mis en jeu ; en particulier d'évaluer l'impact du fretting et de la fatigue sur l'évolution des modes de propagation.
- ✓ Les techniques d'analyses utilisées sont souvent destructives ou alors limitées à une étude post essai. Aucune analyse *in situ* sur l'essai n'a pu être réalisée.

Une étude optimale des mécanismes de fissuration en fretting fatigue nécessite donc l'implantation d'autres techniques d'analyse. C'est pourquoi la technique d'émission acoustique (EA) a été adaptée au dispositif expérimental afin de tenter une identification plus approfondie de la fissuration. Les conditions d'essais considérées sont identiques à l'étude précédente afin de pouvoir comparer les résultats.

#### III.3.1. Introduction à l'émission acoustique

##### III.3.1.1. Généralités

L'EA se définit comme étant « un phénomène de création d'ondes élastiques transitoires, résultant de micro-déplacements locaux internes à un matériau ». D'un point de vue énergétique, le mouvement des dislocations issues de l'endommagement du matériau entraîne une importante variation du champ de contrainte. Sous l'action d'une sollicitation mécanique quelconque, lorsque ce défaut évolue, il devient alors source d'EA donnant naissance à des ondes élastiques transitoires qui se propagent au sein du matériau [Roget (1990)]. Des capteurs piézo-électriques, en contact avec la pièce à caractériser, détectent les ondes élastiques produites par des libérations d'énergie dans le matériau qui s'endommage. En d'autres termes, ce phénomène physique, permet en temps réel la détection et la localisation des endommagements évolutifs sous l'action d'une sollicitation mécanique quelconque. En complément de la localisation de défauts évolutifs, l'EA fournit des renseignements sur leurs cinétiques et sur leurs processus d'évolution.

De nombreux phénomènes physiques et mécanismes d'endommagement des matériaux sont à l'origine de l'EA [Schofield (1971), Yuyama *et al.* (1984), Heiple *et al.* (1987)]. Celle-ci est utilisée depuis quelques années pour étudier ou suivre des phénomènes de corrosion électrochimique (corrosion humide : corrosion localisée), fissuration sous contrainte, par piqûres, par érosion ou abrasion corrosion, etc. ou oxydation à chaud (corrosion sèche) [Dellali *et al.* (2006)]. En laboratoire, la technique est généralement couplée avec d'autres méthodes plus « classiques » : électrochimiques par exemple en corrosion humide, ou thermogravimétriques en corrosion sèche [Ropital *et al.* (2004)].

L'émission acoustique est de plus en plus utilisée en mécanique de la rupture et notamment en fatigue [Roget (1990), Botten *et al.* (2001b), Botten *et al.* (2001a)].

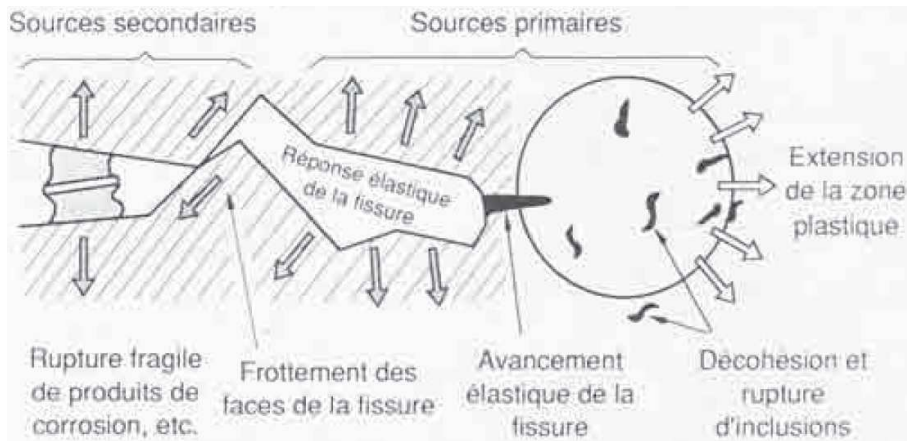


Figure III.13: Schématisation des différentes sources activées lors de la sollicitation en fatigue d'une pièce fissurée [Scrubby (1987)].

Concernant le titane, plusieurs auteurs ont étudié les mécanismes de fissuration par l'EA. [Shawn *et al.* (1995), Mashimo *et al.* (1996)]. Les auteurs se sont particulièrement intéressés à l'effet de la microstructure, des fissures courtes mais également de la friction dans la fissure pour Mashimo. Cependant, on citera surtout les travaux de Kohn sur la fatigue du TA6V [Kohn *et al.* (1992a), Kohn *et al.* (1992b)]. Ainsi, Kohn soulève plusieurs points intéressants pour l'étude qui nous concerne :

- ✓ L'EA est capable de détecter une extension de fissure à partir de 10  $\mu\text{m}$ .
- ✓ Kohn fait la distinction d'une émission acoustique de friction (de mode II) en opposition à l'émission d'extension en pointe de fissure
- ✓ Kohn met en évidence trois étapes de fissuration par l'EA : l'initiation, la propagation fissure-lente et la propagation fissure-rapide.

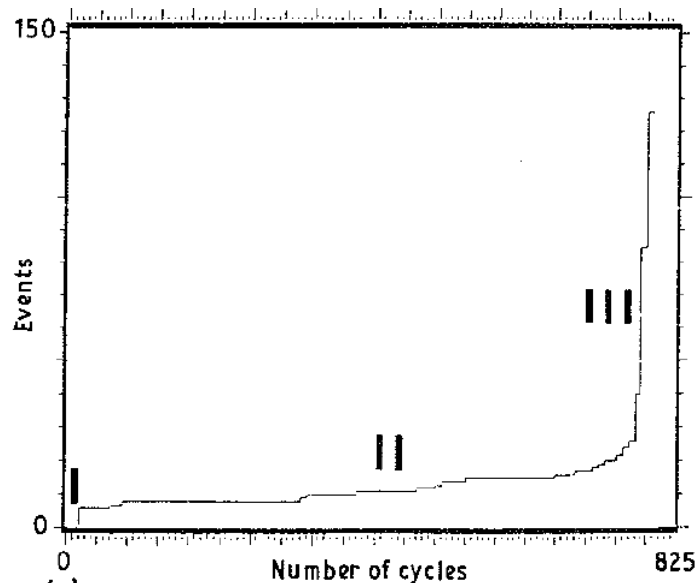


Figure III.14: Courbes représentant l'activité acoustique cumulée (cf. paragraphe suivant) en fonction du nombre de cycle de fatigue montrant les trois étapes de fissuration : (I) initiation, (II) propagation fissure-courte, (III) propagation fissure-rapide [Kohn *et al.* (1992a)].

### III.3.1.2. Utilisation de l'EA et objectifs

On rappelle que le procédé est passif : il implique qu'il y ait dans l'échantillon un phénomène évolutif émissif détectable par les capteurs acoustique couplés à l'éprouvette. Le type caractéristique de signal reçu est une salve d'émission : Figure III.15.

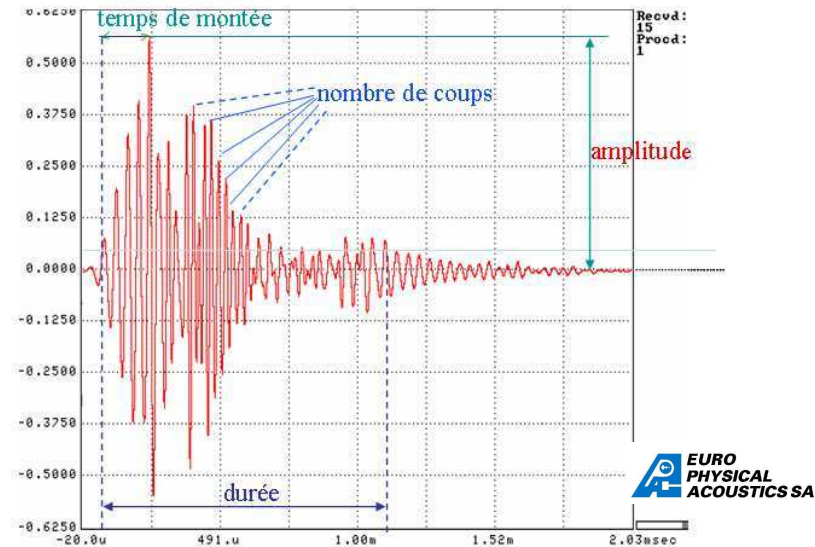


Figure III.15: Salve type d'émission acoustique.

L'analyse qui s'ensuit est purement géométrique. 22 paramètres peuvent être extraits d'une salve, par exemple :

- ✓ L'amplitude : maximum du signal après franchissement du seuil
- ✓ Temps de montée : temps entre le franchissement du seuil et le pic max
- ✓ Nombre de coups : nombres d'alternance du signal pendant une salve
- ✓ ...

Deux paramètres sont souvent utilisés plus particulièrement :

- ✓ L'énergie qui correspond à l'intégrale de l'enveloppe de la salve.
- ✓ L'activité acoustique : nombre de salves reçues en fonction du temps.

Ces grandeurs sont souvent tracées de manière cumulée avec le temps (Figure III.14) permettant ainsi de mettre en évidence des changements de comportement ou de mécanisme au cours même d'un essai.

L'avantage majeur de la technique d'émission acoustique est sa simplicité de mise en oeuvre. Cependant, le traitement des données peut s'avérer être extrêmement lourd. En effet, si la grande majorité des auteurs se limitent souvent, en fatigue des matériaux métalliques, à étudier l'évolution d'une grandeur en fonction du temps, l'objectif ici est une identification des signatures acoustiques des processus ce qui demande un travail nettement plus poussé. L'EA a, par ailleurs, déjà été utilisée avec des tracés simples en fretting usure [Boinet *et al.* (2007), Ito *et al.* (2009)] et en fretting fatigue

[Cadario *et al.* (2005), Cadario *et al.* (2006)], révélant ainsi les différentes phases successives. Ces études ont notamment permis de visualiser des phases de fissuration, d'usure ou encore d'éjection de débris.

Si un tracé simple d'une grandeur permet de mettre en évidence des phases au sein d'un mécanisme, le but ici est de pouvoir isoler les caractéristiques liées à des mécanismes précis lors de l'essai de fretting fatigue. Il s'agit donc de reconnaître parmi les différents paramètres d'EA, les signaux communs (ou discriminants) à une fissuration en tension et à une fissuration en cisaillement (Figure III.16). Il est important de rappeler que dans la configuration d'essai considérée, aucune usure (et donc aucune formation de débris) n'est observée et que le chargement imposé n'entraîne pas de plastification sous le contact (analyse EF pour le contact cylindre/plan étudié avec modèle Elasto-Visco-Plastique : cf chapitre V). De plus, les processus liés aux mécanismes de fissuration (fracture ou cisaillement) sont souvent bien plus énergétiques que d'autres processus observables par EA : maclage, extension de zone plastique ou déplacement de dislocations.

Pour optimiser au maximum l'utilisation de la technique d'EA, trois types d'analyse sont conduites : une analyse d'évolution temporelle, une analyse paramétrique et une analyse statistique multivariées.

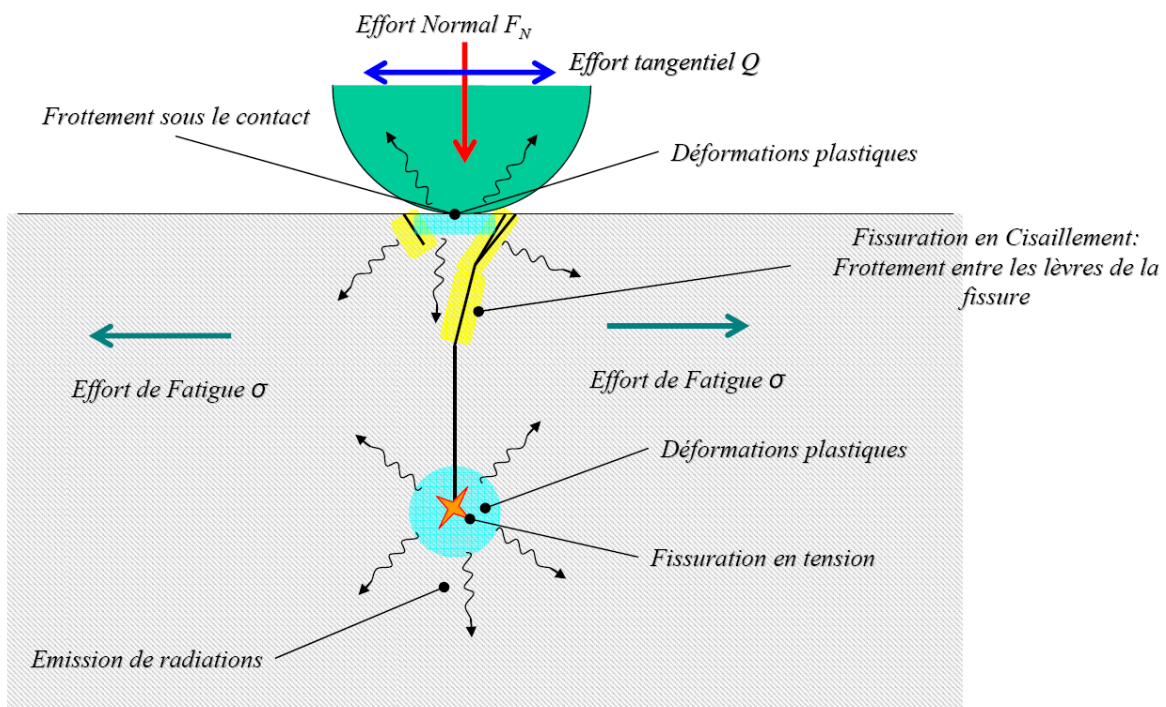


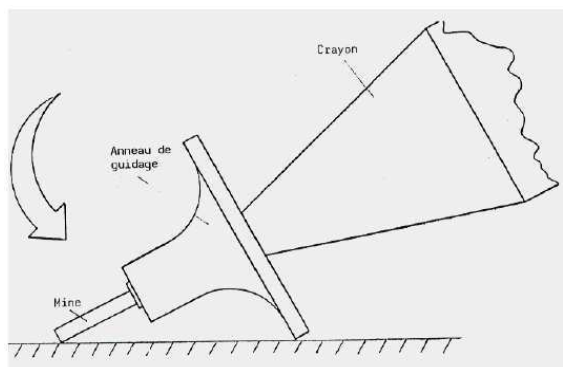
Figure III.16: Schéma des sources d'émission acoustique lors d'une fissuration en fretting fatigue.

### III.3.1.3. Instrumentation de l'essai

Les mécanismes physiques mis en jeu et la diversité des sources d'EA émissives, la technique d'EA impose une instrumentation spécifique. Différentes fonctions de transfert entrent en jeu depuis la source émissive jusqu'au système d'acquisition d'EA. Le capteur de type piézo-électrique au contact du matériau convertit les ondes mécaniques en signaux électriques ; ceux-ci sont ensuite amplifiés et transmis au système d'acquisition. Ce dernier permet la gestion de la configuration du système (paramètres d'acquisition, graphiques, calcul de la localisation), mais également l'analyse temps réel par extraction des caractéristiques du signal d'EA lorsque celui-ci dépasse le seuil d'acquisition.



Le système Physical Acoustics PCI-2 permet d'acquérir les signaux d'EA, appelés salves ou signaux d'EA, avec une très grande dynamique et une très haute vitesse d'acquisition. Le capteur d'EA a été choisi en fonction de l'expérience acquise par Euro Physical Acoustic (EPA) en tribologie. La Figure III.18 montre l'emplacement des deux capteurs d'EA sur le montage double vérin. Les capteurs d'EA sont positionnés de part et d'autre du poinçon à une distance de 60 mm. Ils sont maintenus mécaniquement à l'aide d'une pince. Une fine pellicule de graisse silicone assure la bonne transmission du signal à travers l'interface d'étude avec une très faible atténuation. La vérification du couplage des capteurs s'effectue avec la source Hsu-Nielsen (NF1330-9 : Figure III.17) qui génère une émission acoustique de référence. Le Tableau III-1 résume les caractéristiques et réglages de l'instrumentation.



**Dureté de la mine: 2H**  
**Diamètre de la mine: 0,5 mm**  
**Longueur de la mine: 3 mm**

*Figure III.17: test de couplage des capteurs : source Hsu-Nielsen.*

Instrumentation	Caractéristiques et réglages
Système d'acquisition – Nbre de voies	PCI - 2, 2 voies
Nbre de voies utilisées pour l'examen	2
Type de capteur – Nbre	$\mu 80 - 2$
Fréquence (kHz)	175 - 1000
Préamplificateurs (modèle)	2/4/6      Gain : 40
Filtre préamplificateurs (kHz)	20 – 1200
Filtre système (kHz)	20 – 1000
Seuil d'acquisition ( $0dB_{EA}$ : Réf. $1\mu V$ /capteur)	40 Db

*Tableau III-1: Caractéristiques et réglages de l'instrumentation EA.*

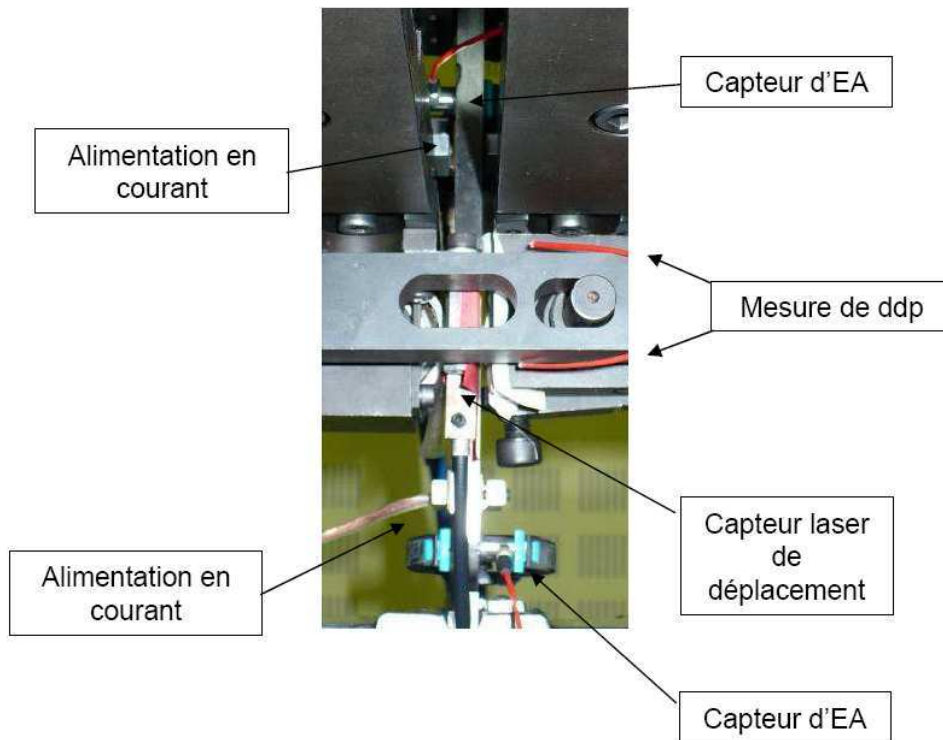


Figure III.18: Photographie du montage avec l'ensemble de l'instrumentation.

### III.3.2. Analyse de l'énergie acoustique cumulée : évolution temporelle.

Une première étape de cette recherche consiste à corrélérer l'évolution de l'énergie acoustique cumulée aux différents endommagements générés. Pour cela, une condition de fretting fatigue en phase est choisie ( $\sigma_{fat} = 400$  MPa,  $Q = xxx$  N/mm et  $f = 10$  Hz). Dans un premier temps, un essai suffisamment long est réalisé, de manière à générer une activité acoustique significative. Enfin, sur cette base, d'autres essais interrompus pour des durées plus faibles sont conduits. Le graphe de la Figure III.19, montre deux zones distinctes ce qui permet d'observer directement qu'une évolution des mécanismes a lieu dans le matériau. L'essai interrompu est expertisé et montre une fissure de  $230 \mu\text{m}$ . Deux autres essais sont interrompus à différents instants. Ces essais montrent des fissures inclinées nettement plus courtes. Ceci permet de fournir les premières hypothèses concernant les deux zones identifiées :

- ✓ Zone A : débute après plus de 2000 secondes et présente une fissuration courte et inclinée : cette zone correspondrait ainsi à de la fissuration en cisaillement (mode II).
- ✓ Zone B : suit la zone A et présente une fissuration longue qui est perpendiculaire à la surface avec une émission de forte énergie : cette zone correspondrait à une fissuration en tension.

Ces observations semblent, de plus, se rapprocher des résultats obtenus par Kohn et al. [Kohn *et al.* (1992b), Kohn *et al.* (1992a)].

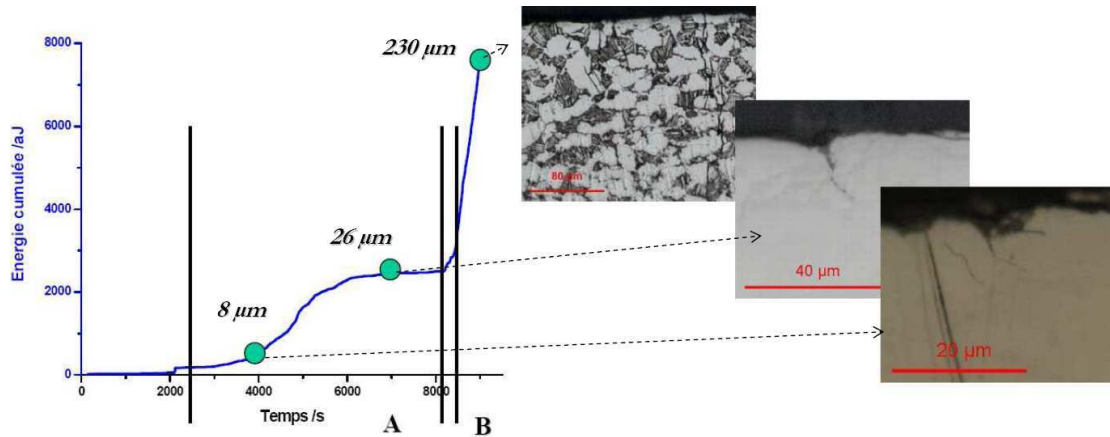


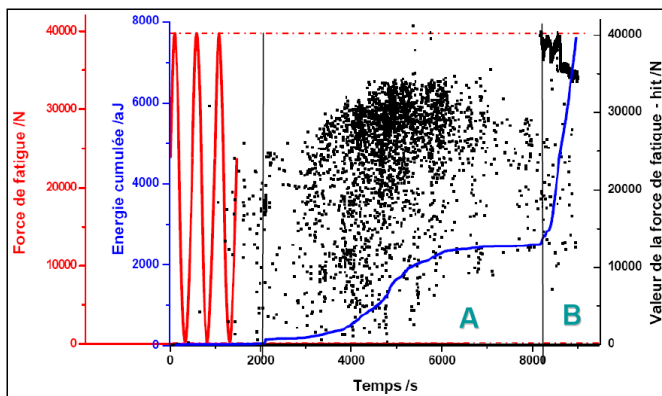
Figure III.19: Evolution de l'énergie d'EA cumulée en fonction du temps et longueurs de fissures correspondantes pour un essai de fretting fatigue en phase à 10 Hz pour un effort de fatigue de 400 MPa.

### III.3.3. Caractérisation du mode I de propagation : analyse paramétrique

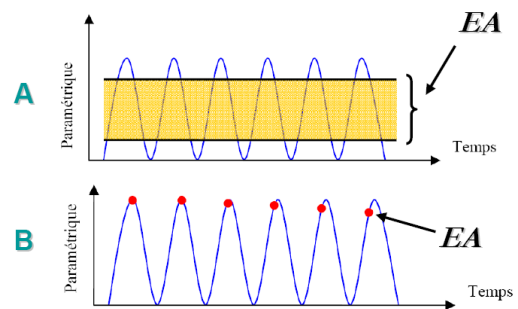
Le système d'EA permet d'acquérir des données paramétriques en entrée. Dans le cadre de cette étude, la force de fatigue est entrée dans le système, permettant ainsi de situer dans les cycles de chargement les signaux d'EA. Une propagation en mode I pur est reconnaissable par la présence de signaux d'EA en extremum de tension avec une évolution de plus en plus précoce dans le cycle.

La Figure III.20 montre l'évolution de la paramétrique en fonction du temps. Chaque point correspond à une salve d'EA reçue. Deux zones sont identifiables :

- ✓ La zone A présente une émission acoustique diffuse dans le cycle de chargement
- ✓ La zone B montre une émission en extremum de chaque cycle de plus en plus précoce.



(a)



(b)

Figure III.20: (a) Evolution de la paramétrique en fonction du temps pour un essai de fretting fatigue en phase à 10 Hz pour un effort de fatigue de 400 MPa, (b) localisation des signaux dans le cycle de chargement: identification de deux phases.

Or, pour cette configuration de test piloté en force constante, **la propagation en mode I est activée de plus en plus tôt dans le processus de fissuration**. En effet, le processus de propagation n'est

effectif que lorsque la fissure est ouverte [Elber (1971)]. On considère ainsi la variation du FIC efficace  $\Delta K_{eff}$  telle que :

$$\Delta K_{eff} = K_{max} - K_{op} \quad \text{Équation III.1}$$

Avec  $K_{op}$  : le facteur d'intensité associé à l'ouverture de la fissure.

En considérant, pour un cycle donné  $i$ , que la longueur de fissure est fixée :

$$\Delta K_{eff[i]} = \beta \cdot (\sigma_{max} - \sigma_{op}) \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad \text{Équation III.2}$$

De fait, tant que  $\sigma_{fat} < \sigma_{op}$ , la fissure reste fermée et ne peut se propager. On peut alors admettre que le processus de propagation en mode I, et donc d'EA, sera effectif pour une valeur de FIC égale ou supérieure à  $K_{op}$ . Ainsi, **plus la longueur de la fissure 'a' augmente, plus la valeur seuil de contrainte d'ouverture diminue telle que  $\sigma_{op}$  est proportionnel à  $1/(a^{1/2})$** . Ceci explique donc bien pourquoi le signal d'EA de la propagation en mode I apparaît de plus en plus tôt sur le front de montée de la charge de fatigue au fur et à mesure de l'extension de la fissuration.

La distinction de ces deux phases identifiée en Figure III.20 est de plus parfaitement corrélée avec l'évolution de l'énergie d'EA. Ceci confirme bien que **la zone B correspond au mécanisme de propagation en mode I pur. L'analyse paramétrique semble permettre de reconnaître efficacement le mode I pur de propagation**. Afin de vérifier ce concept, la forme de la paramétrique est modifiée en étudiant les signaux pour un essai 'vol'. La Figure III.21 montre le même comportement qui présente d'abord de l'émission localisée sur les plateaux de fatigue puis sur les rampes de charges de plus en plus précoces dans le cycle de charge.

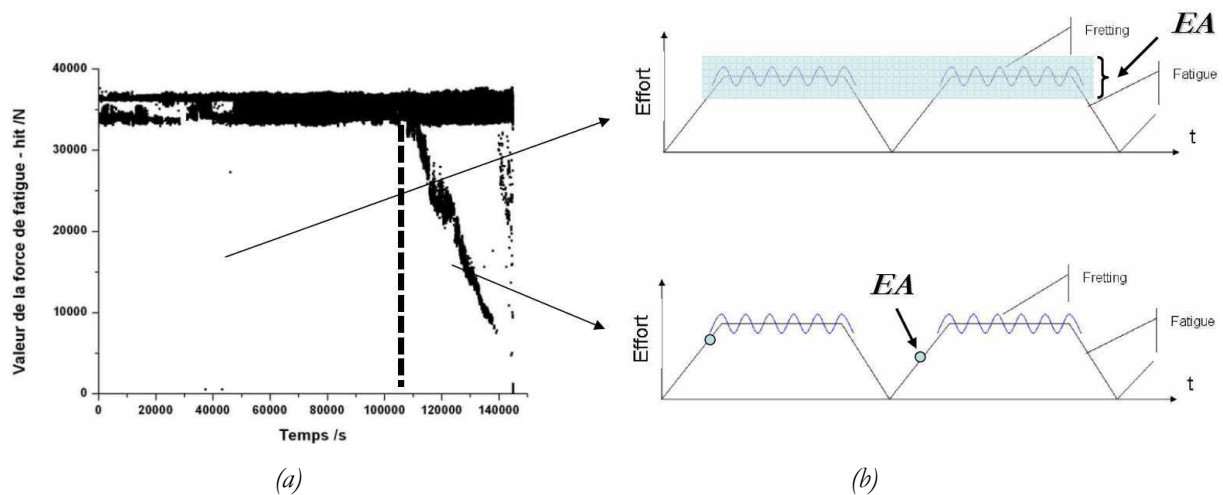


Figure III.21: (a) Evolution de la paramétrique en fonction du temps pour un essai de fretting fatigue 'vol' à 10 Hz pour un effort de fatigue de 350 MPa, (b) localisation des signaux dans le cycle de chargement: identification de deux phases.

**La localisation des signaux d'EA dans le cycle de chargement est donc un outil performant afin d'identifier la propagation en mode I pur.**

### III.3.4. Identification des phases de propagation des fissures courtes : analyse statistique multivariées

#### III.3.4.1. Principe de l'analyse statistique

Les fonctions de distribution et de multiples corrélations réalisées entre paramètres acoustiques, effectuées à la fois en temps réel et en temps différé, sont de loin les analyses les plus utilisées pour séparer et identifier les différents mécanismes sources. L'analyse en reconnaissance de forme des signaux est alors souvent nécessaire.

L'analyse avancée des signaux d'EA par reconnaissance de forme via la plateforme d'analyse NOESIS, permet d'appréhender des systèmes complexes, de caractériser et d'isoler des populations de signaux pour finalement les décrire à l'aide d'algorithmes numériques. Ces analyses permettent d'étendre les capacités de la technique d'EA et de fournir les moyens d'analyser les signaux afin de les corréler aux mécanismes physiques étudiés.

La démarche de traitement est décrite en détail dans [NOESIS (2009)]. Une brève description est rappelée ci-dessous et en Figure III.22.

#### *Preprocessing : acquisition et préparation des données d'EA*

Chaque signal d'EA est représenté dans un espace multidimensionnel par un vecteur, dont les coordonnées sont les différents paramètres acoustiques. Afin d'éviter des biais dans l'analyse statistique, il est indispensable d'effectuer avant la classification une procédure de préparation et le pré-conditionnement des données. Cette première étape consiste à :

- filtrer les données parasites en pré et post – traitement.
- supprimer des paramètres ne donnant aucune information sur la nature physique des signaux d'EA, tels que le seuil et la voie d'acquisition par exemple. Ces paramètres pourront néanmoins être utilisés à la fin du traitement pour valider l'analyse. Cette identification des paramètres pertinents se fait par le biais de la matrice de corrélation qui représente le degré de corrélation entre les différents paramètres. Si deux paramètres ont une corrélation proche de 1, ils fournissent la même information et l'un des deux est supprimé. De même si un paramètre a une corrélation de zéro, il est supprimé car ne fournissant aucune information permettant de séparer les familles d'évènements ; il s'agit typiquement des paramètres de type : numéro de voie ou seuil d'acquisition.
- Normaliser les données d'EA: souvent les paramètres acoustiques sont exprimés dans des unités différentes, ainsi une utilisation brute des données favoriserait la classification en fonction du paramètre ayant la plage de variation la plus grande. Pour pallier ce risque, une normalisation est nécessaire. Elle permet de donner des poids statistiques équivalents à chacun des paramètres. Ceci est une étape indispensable en vue d'une comparaison multiparamétrique. Il s'agit d'assurer une comparaison entre grandeurs comparables.

Analyse en composante principale : extraction des paramètres pertinents / réduction de dimensionnalité

L'objectif est double, d'une part, réduire le temps de calcul, et d'autre part supprimer l'information redondante qui est un handicap majeur pour l'obtention d'une bonne classification. Cette étape permet de définir les paramètres dits *informatifs* ou *actifs* qui participent à la classification parmi ceux qui véhiculent la même information.

Les données sont projetées dans une nouvelle base suivant les *vecteurs propres* de la matrice des variances où l'inertie est maximale. A chaque vecteur propre est associée une valeur propre, les premières valeurs propres réunissant 80% de l'information sont prises en compte, c'est la réduction de dimensionnalité.

En résumé, l'analyse en composante principale permet de maximiser la dispersion des vecteurs. La dimension du réseau de données correspond au nombre de paramètres projetés. Ainsi, deux vecteurs ayant des caractéristiques proches sont représentés dans la même région de l'espace.

Algorithme de classification

Une fois les paramètres pertinents choisis, un algorithme de classification est appliqué aux données afin de définir des classes. Il existe plusieurs algorithmes de classification. Dans le cadre de notre étude, la méthode retenue est basée sur un algorithme itératif simple : *K-means*. Elle tend pour un nombre de clusters donné, à minimiser l'écart au carré entre chaque point et le centroïde de la classe considérée.

Une autre technique permet de représenter en 2D l'ensemble des signaux suivant deux vecteurs propres différents. Cette visualisation peut, dans certains cas permettre d'identifier manuellement des regroupements de signaux dans l'espace si les familles de vecteurs se placent dans des zones différentes de l'espace avec un choix de paramètres de représentation judicieux. Le logiciel est alors capable par un procédé d'intelligence artificielle de reconnaître la méthodologie d'identification et de l'appliquer à d'autres essais.

Analyse de la séparation des données

Il existe de nombreux critères de qualité d'une classification. Parmi les plus utilisés, mentionnons divers indices comparant la variance intra-classe à la variance totale (R-square, Semi-partial R-square, Root-MeanSquare Standart Deviation, etc.).

Egalement, afin d'évaluer l'efficacité de la classification des données et de déterminer quels sont les paramètres les plus discriminants, les critères mathématiques (*Wilk's*,  $R_{ij}$ , et *Touj*) sont calculés à partir de chaque paramètre indépendamment. Ces critères sont basés sur le calcul de la matrice de dispersion d'une classe donnée  $\{S_w\}$ , la matrice de dispersion entre les différentes classes  $\{S_b\}$ , et la totalité des matrices de dispersion.

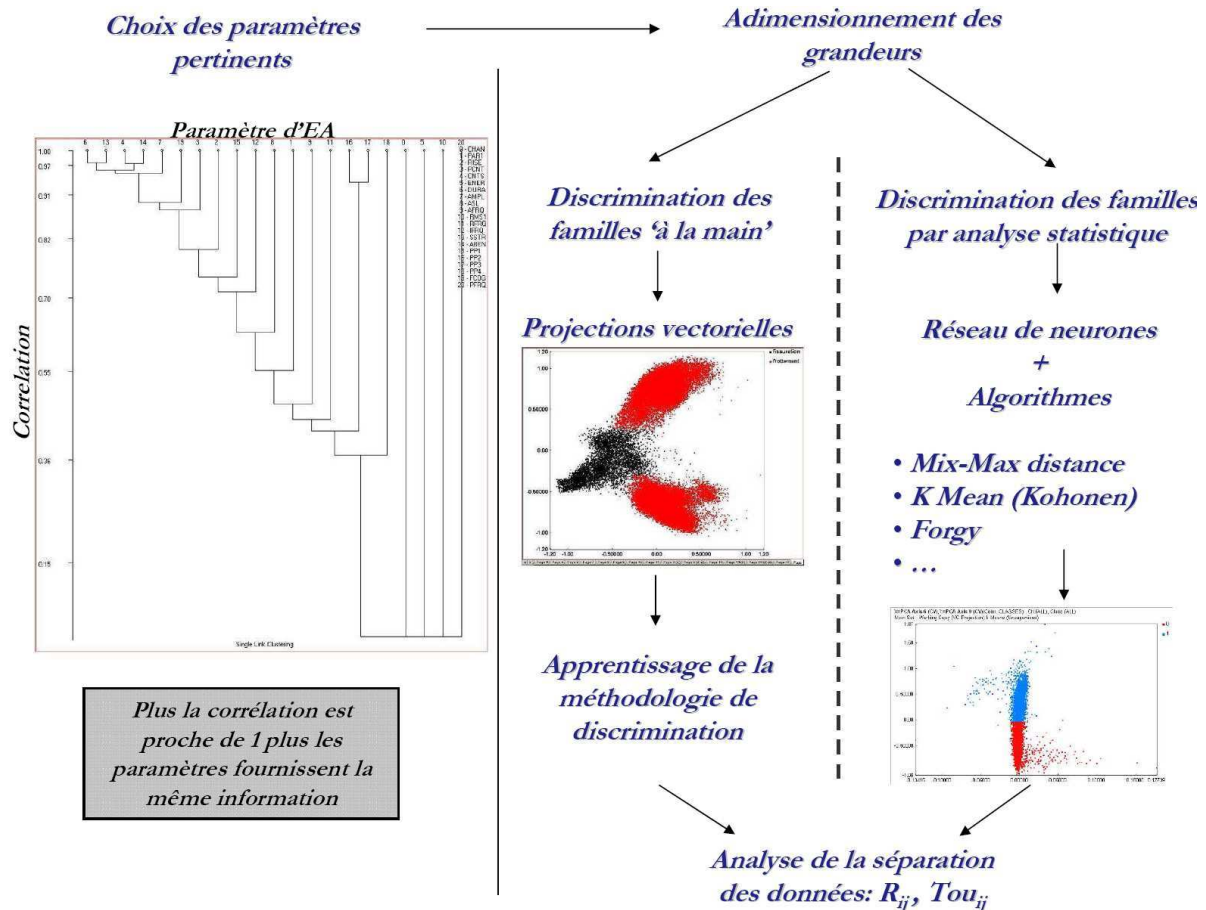


Figure III.22 : Schéma de principe de l'analyse statistique des données d'EA.

### III.3.4.2. Résultats

Dans le cadre de cette étude, la technique d'analyse statistique a été appliquée sur l'essai fretting fatigue en phase précédent (chapitre III.3.2 et III.3.3). La séparation des diverses composantes de l'ensemble des signaux d'EA a été réalisée à partir de 7 paramètres d'EA (le nombre de coups, le nombre de coups au pic, la durée, l'amplitude, la force du signal, l'énergie et le centroïde de la fréquence). Les données ont été normalisées entre +1 et -1, puis l'algorithme de discrimination K-means a été appliqué. Deux populations ont été mises en évidence. La séparation en deux populations correspond à la discrimination optimale d'après les calculs des paramètres  $Tou_{ij}$  et  $R_{ij}$  (critères mathématiques permettant d'évaluer l'efficacité de la classification). L'évolution de l'activité et de l'énergie d'EA cumulée en fonction du temps sont tracées en Figure III.23 individuellement pour chaque population.

Les deux populations présentent des caractéristiques différentes :

- ✓ Population 1 : son activité apparaît la première (vers 1750s). Celle-ci est tout d'abord extrêmement active avec une première stabilisation entre 7000 et 8000s. Ensuite cet événement disparaît entièrement dans la dernière phase qui correspond à de la fissuration mode I (chapitre 3.2). Ainsi la population 1 peut être associée au processus de fissuration par cisaillement (mode II).

- ✓ Population 2 : son activité apparaît légèrement après la population 1. De plus, celle-ci est nettement plus énergétique que la population 1 (pour une activité d'EA plus faible, les énergies atteintes sont du même ordre que celles de la population 1 en phase A). L'activité d'EA de cette population augmente fortement vers la fin de l'essai dans la phase de propagation en mode I pur. Ainsi, la population 2 peut être identifiée à de la fissuration en tension (mode I).

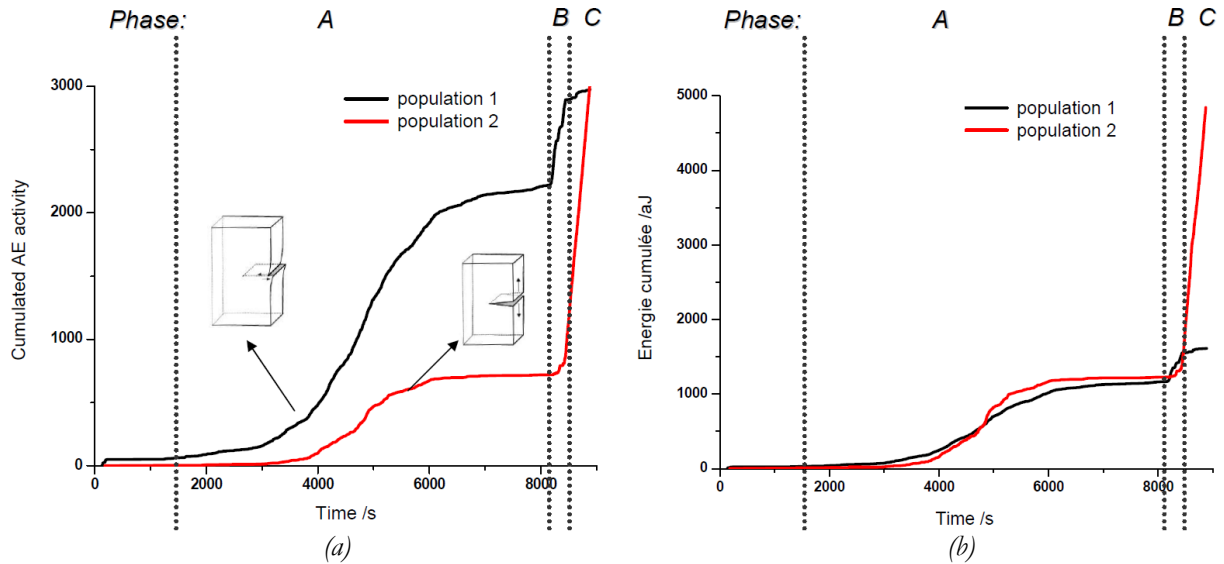


Figure III.23: (a) Evolution de l'activité d'EA cumulée et (b) de l'énergie d'EA cumulée en fonction du temps pour les deux familles d'évènements discriminés.

La combinaison de l'analyse paramétrique (permettant d'identifier la phase de propagation en mode I pur) et de l'analyse statistique permet donc de distinguer deux familles d'évènements : la fissuration en cisaillement (population 1) et la fissuration en tension (population 2). Il est ainsi possible de voir leurs activités distinctes et de mieux comprendre les différentes phases de propagation (Figure III.24) :

- ✓ **Phase A : fissuration essentiellement gouvernée par le chargement de fretting : fissure courte avec un angle prononcé. La fissuration se fait essentiellement en mode II bien que le mode I soit lui aussi présent.** Cependant, le cisaillement entre les lèvres de la fissure produit un faciès poli. Ainsi on peut parler de propagation mode II, même s'il s'agit d'une combinaison de deux modes. Les activités des deux populations croissent avec la même allure. Même si l'activité d'EA due au cisaillement est nettement plus importante. En effet, le cisaillement a lieu durant tout le cycle tandis que la fissuration en tension n'apparaît qu'en fin de cycle lorsque l'ouverture de la fissure est effective.
- ✓ **Phase B : fissuration mixte avec bifurcation de la fissure et diminution de l'angle de propagation.** L'activité d'EA des deux populations se stabilise. La bifurcation de la fissure nécessite de franchir un seuil. Une fois ce seuil franchi, la fissure progresse très rapidement. Un cisaillement très important est visible qui s'explique par la bifurcation de la fissure qui entraîne un contact fort entre les lèvres de la fissure.
- ✓ **Phase C : fissuration en mode I pur.** Seule la population 2 est présente et confirme parfaitement l'identification effectuée au chapitre 3.2.



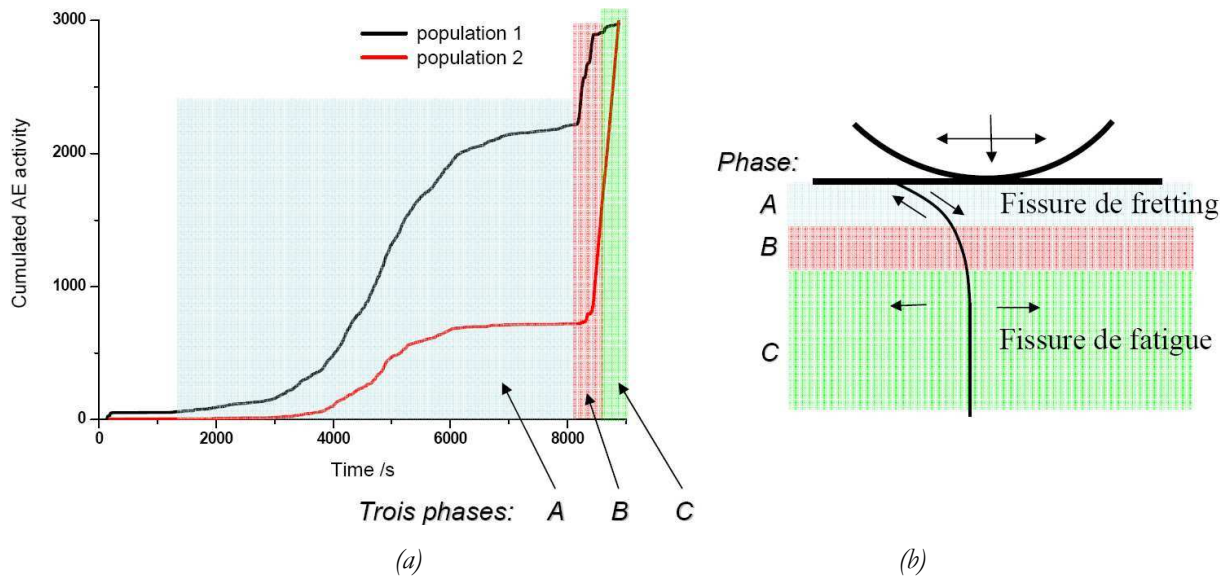


Figure III.24: Identification des trois phases de propagation (a) sur le graphe d'évolution de l'énergie d'EA cumulée et (b) sur le schéma de la fissure.

Comme vu dans la bibliographie, les modèles présentent en général trois phases de fissuration en fretting fatigue dont deux concernent la propagation [Chambon *et al.* (2006)] (figure I.46 (a)). Les expertises d'EA révèlent trois phases. Cependant, la comparaison entre les deux approches montre des similitudes. En effet, le calcul d'évolution du FIC (figure I.46 (b)) montre une diminution du FIC en fin de la phase II (phase de propagation sous l'influence du contact) avant une montée quand l'effort de fatigue devient prépondérant. Ce résultat est cohérent avec les observations d'EA où l'on retrouve la forte diminution d'activité en fin de phase A. Cependant l'analyse d'EA met en évidence la nécessité de compléter les futurs modèles afin d'inclure une phase de propagation intermédiaire.

### III.3.5. Analyse de la technique

La technique d'EA a été utilisée ici afin d'évaluer son potentiel en fretting fatigue. Les trois types d'analyses disponibles ont été étudiés.

Le tracé temporel donne une première idée des différentes phases de fissuration. La localisation des signaux dans le cycle de chargement permet d'identifier avec précision le mode I pur de propagation : propagation en tension des fissures longues. Cependant une discrimination des mécanismes en fissures courtes nécessite une analyse statistique. L'analyse statistique a donc permis d'identifier les mécanismes et de relier l'évolution de l'activité d'EA avec la physique de la propagation de la fissure. Les trois phases identifiées correspondent à la propagation en cisaillement, une propagation mixte avec bifurcation de la fissure et une propagation en tension.

Ainsi l'EA est un outil puissant dans l'analyse quantitative de la fissuration en fretting fatigue. Cet outil devrait être encore amélioré en le complétant avec les résultats de suivi de fissuration électrique, la combinaison de ces deux techniques ayant déjà été utilisée en fatigue [Sieniawski *et al.* (1995), Ennaceur *et al.* (2006)]. Cette analyse a été expérimentée au cours de ce travail, notamment pour un essai en configuration 'vol' (Figure III.25). La superposition de la PDT et de l'EA permet ici, entre autre, de confirmer que l'identification de la phase de fissuration en mode I pur par l'EA qui coïncide

parfaitement avec le début de la phase de propagation finale de la fissure avec une cinétique quasi-linéaire.

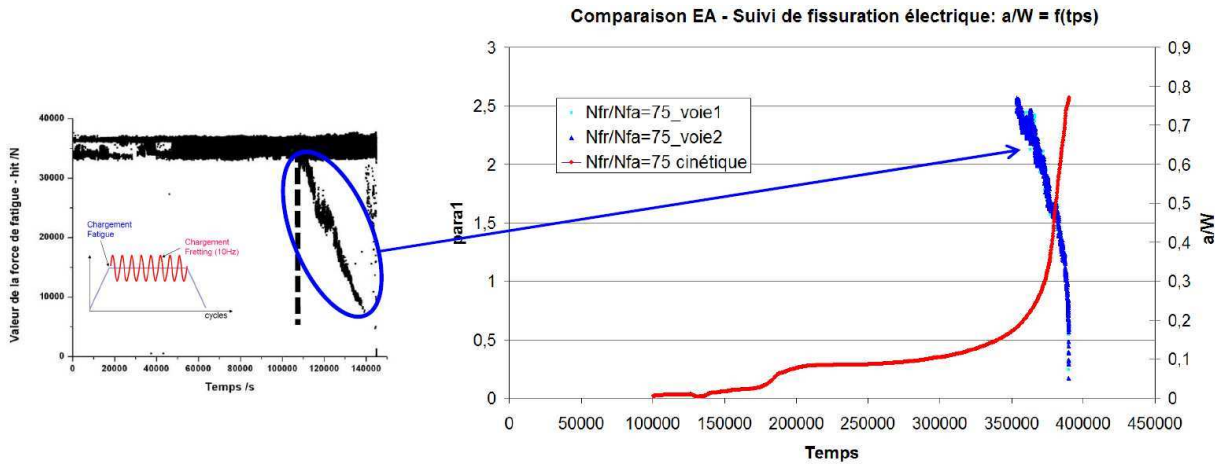


Figure III.25: Superposition de la courbe de suivi de fissuration par la PDT (graphe  $a/W = f(tps)$ ) et de la courbe d'évolution de la paramétrie en EA (paramétrie =  $f(tps)$ ) pour un essai fretting fatigue de type 'vol'.

Quoiqu'il en soit, les deux techniques d'EA et de la PDT fournissent différents types d'informations :

- ✓ L'EA détecte plus tôt l'amorçage des fissures mais reste qualitative. En revanche, elle permet de distinguer les différents modes de propagation.
- ✓ La PDT est plus quantitative, elle permet une estimation fiable de la longueur de fissuration ( $a/W = f(N)$ ). En revanche, elle est limitée en termes de seuil de détection de l'amorçage (50  $\mu\text{m}$ ) et elle ne permet pas de distinguer les modes de propagation.

Il convient, alors, de dire que seule une analyse complète, quantitative et qualitative, combinant plusieurs techniques d'analyses permettra d'améliorer l'identification des mécanismes par EA et donc de mieux comprendre l'influence des paramètres de fretting fatigue sur les mécanismes de fissuration.

### III.4. Conclusions

Pour analyser les différentes phases de propagation en fretting fatigue, plusieurs techniques déjà disponibles mais également de nouvelles, telle que l'émission acoustique ont été mises en œuvre.

Ce travail a permis de vérifier que les conditions de chargement imposées lors des essais entraînaient une fissuration 'classique', identique à celle décrite dans la littérature. Les conditions extrêmes de chargement n'amènent pas ici à des mécanismes inédits de fissuration. Il a de plus été montré qu'aucune usure n'apparaît en glissement partiel, permettant ainsi de limiter l'étude à la fissuration.

Les analyses de fractographies, complétées par l'EA ont mis en évidence le scénario de fissuration suivant trois étapes :

- ✓ Fissuration fissures courtes : mode II (avec un mode I faiblement influent). Le faciès de rupture est maté par le fort cisaillement entre les lèvres de la fissure. Si seul le mode II est visible, le mode I est également présent et a été révélé par son émission acoustique. Cette phase n'est pas constante, son activité d'abord accélérée tend ensuite à se stabiliser comme le montre l'EA et le formalise les modèles numériques [Chambon *et al.* (2006)] : Figure I.47 (b).
- ✓ Fissuration intermédiaire : mode mixte I et II. Cette phase reste la moins étudiée. Cependant si l'analyse MEB ne permet pas de mieux comprendre, la compétition entre l'influence fretting et l'influence fatigue, l'EA améliore l'identification de cette étape. Cette phase semble être rapide et caractérisée par un fort cisaillement entre les deux lèvres de la fissure qui pourrait correspondre à la bifurcation de celle-ci.
- ✓ Fissuration fissures longues : mode I. Ce mode correspond à la propagation classique de fatigue uniaxiale. Le contact n'a plus aucune influence et des stries de fatigue orthogonales à la direction de propagation sont observées. L'émission acoustique caractéristique du cisaillement a totalement disparue : il n'y a plus de contact dans la fissure (rapport de charge de fatigue supérieur à 0).

Il est important de noter que l'EA ne constitue pas le cœur de ce travail de thèse. Cette technique a été implantée afin d'évaluer son potentiel pour le fretting fatigue. Les essais se sont montrés concluants et suggèrent de multiples applications et développements.

## Chapitre IV.

---

# Etude quantitative de la fissuration en fretting fatigue

---

L'essai fretting fatigue double vérins combiné au suivi de fissuration par la PDT permet d'identifier, de façon précise, les conditions de fissuration sous sollicitation de fretting fatigue, en particulier de quantifier les conditions d'amorçage. Si de nombreux travaux ont analysé les influences des différents efforts tangentiels, normaux et de fatigue, ces études se limitent généralement à l'étude des durées de vie totale. Si ces informations sont intéressantes, les phases d'amorçage et de propagation sous l'influence du contact restent les étapes importantes qu'il est important de quantifier. C'est pourquoi ce chapitre développe une recherche sur l'influence respective du fretting et de la fatigue sur l'amorçage ; tout d'abord en regardant l'endommagement produit à un nombre de cycles donné puis en se focalisant sur l'évolution des durées de vie en amorçage en fonction des amplitudes des efforts appliqués et de leur mode de combinaison. Pour ceci, une définition de l'amorçage est donnée ainsi qu'un plan d'expériences adapté.

Un intérêt sera également porté sur les cinétiques de propagation obtenues expérimentalement.

**Plan du chapitre IV :**

IV.1.	Carte de fretting fatigue à 100 000 cycles	- 133 -
IV.2.	Principe de l'étude	- 134 -
IV.3.	Essais fretting fatigue 'en phase'	- 135 -
IV.3.1.	Essais en fretting simple	- 135 -
IV.3.2.	Influence de la fatigue sur l'amorçage	- 136 -
IV.3.3.	Influence du fretting sur l'amorçage et la propagation	- 138 -
IV.3.4.	Etude des cinétiques de propagation	- 140 -
IV.4.	Essais fretting fatigue 'vol'	- 143 -
IV.4.1.	Effet fretting sur l'amorçage en fatigue	- 144 -
IV.4.2.	Effet fatigue sur l'amorçage des fissures en fretting	- 148 -
IV.5.	Cartes de fretting fatigue complémentaires	- 150 -
IV.5.1.	Les cartes de fretting fatigue	- 150 -
IV.5.2.	Les courbes de Wöhler à amorçage	- 153 -
IV.6.	Conclusions	- 154 -

## IV.1. Carte de fretting fatigue à 100 000 cycles

La première approche suivie dans cette étude reprend les concepts introduits par Kubiak [Kubiak (2006)] à savoir la carte de fretting fatigue. En effet, comme il a été vu dans le chapitre I, ce type de travail et de représentation permet de visualiser simplement les influences des deux efforts de fretting et de fatigue. La carte de fretting à 100 000 cycles a donc été établie. Ce nombre spécifique de cycles a été choisi en accord avec Snecma ; il représente un bon compromis entre une durée d'essai acceptable et une bonne représentativité de l'endurance à grand nombre de cycles.

Une série d'essais de fretting fatigue à 100 000 cycles a donc été réalisée en faisant varier l'effort tangentiel et l'effort de fatigue. Cette cartographie a été effectuée uniquement en phase et pour la configuration de contact cylindre/plan. Afin de compléter cette courbe, des essais de fretting ( $\sigma_{fat} = 0$  MPa) ont été conduits et des données de fatigue ( $Q = 0$  N/mm) ont été récupérées auprès de Snecma.

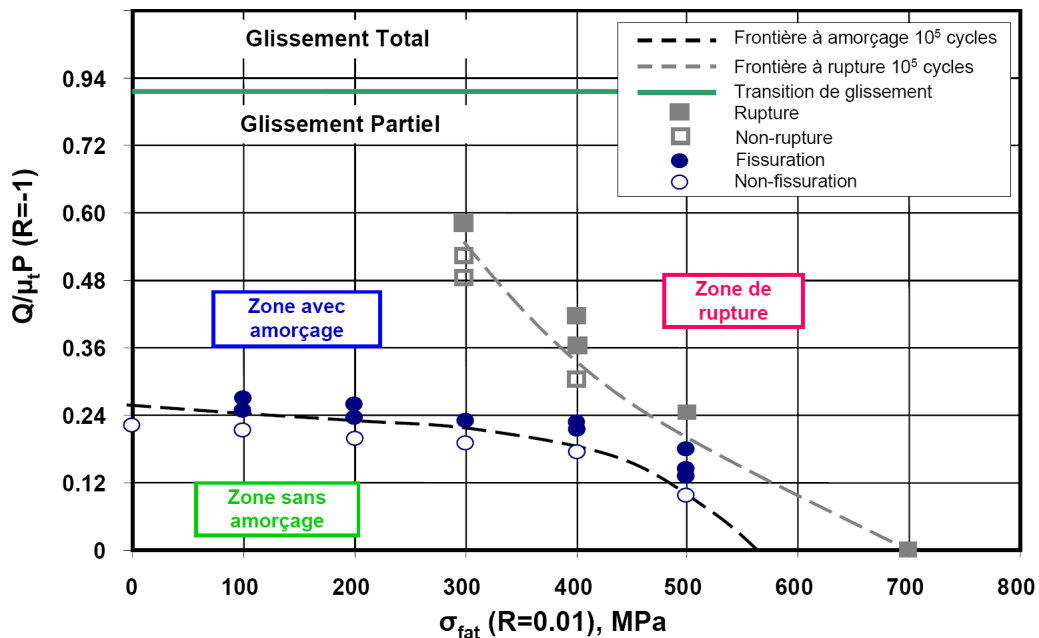


Figure IV.1: Carte de fretting fatigue : contact cylindre/plan TA6V/TA6V à 10<sup>5</sup> cycles.

La Figure IV.1 présente donc les frontières à amorçage et à rupture en fonction du chargement appliqué.

### Frontière à amorçage :

En dessous d'un seuil de fatigue à environ  $\sigma_{seuil} = 300$  MPa, la sollicitation de fatigue a relativement peu d'impact sur la frontière d'amorçage. En d'autres termes, dans ce domaine de sollicitation ( $0 < \sigma_{fat} < \sigma_{seuil}$ ), l'amorçage est essentiellement contrôlé par la sollicitation de fretting ( $Q_c^* \sim cste$ ).

Au delà de 300 MPa, l'impact du chargement de fatigue est beaucoup plus marqué et on observe une réduction très rapide du chargement de fretting admissible. Ce résultat est en continuité du postulat largement établi qui considère que l'amorçage en fretting fatigue est essentiellement contrôlé par le chargement de contact. Cela reste vrai tant que  $\sigma_{fat} < \sigma_{seuil}$ , au-delà, le chargement de fatigue devra être considéré avec attention

### **Frontière à rupture :**

Une influence quasiment équivalente des chargements de fatigue et de fretting sur la réduction de l'endurance est observée. Contrairement à l'amorçage qui est contrôlé par le chargement de fretting, où le seuil d'arrêt de fissuration à grand nombre de cycles ( $> 10^7$  cycles) qui est essentiellement contrôlé par le chargement de fatigue [Kubiak (2006)], la condition de rupture dans le domaine d'endurance limité ( $10^5$  cycles) est contrôlé simultanément par les chargements de fretting et de fatigue. Ce premier résultat souligne l'intérêt de recherches complémentaires à mener pour quantifier, dans le domaine d'endurance limité, l'impact relatif du fretting et de la fatigue sur la durée de vie.

**Il est choisi de regarder l'influence du chargement de fatigue uniquement sur deux niveaux de contrainte : 350 et 400 MPa.** Ces niveaux correspondent au chargement réel présent sur pièce durant un vol. La carte de fretting fatigue montre de plus que ce domaine de chargement de fatigue correspond au début de l'influence de la fatigue sur l'amorçage. Les valeurs de chargement de fatigue permettent donc parfaitement d'étudier l'influence relative du fretting et de la fatigue sur l'amorçage des fissures.

## **IV.2. Principe de l'étude**

L'étude se focalise donc sur les impacts combinés de la force de fretting et de la contrainte de fatigue sur la fissuration. De nombreux travaux, présentés en chapitre I, ont analysé l'influence du fretting sur l'amorçage et l'effet de la fatigue sur la durée de vie. Une approche différente est choisie ici. Tenant compte de la carte de fretting fatigue obtenue en Figure IV.1, du domaine d'étude considéré ( $\sigma_{fat} = 350 - 400$  MPa) et de l'instrumentation utilisée, l'accent est mis sur :

- ✓ ***L'effet de la fatigue sur l'amorçage***
- ✓ ***L'action du fretting sur la propagation.***

Les forces appliquées peuvent influencer suivant deux paramètres : les niveaux des efforts appliqués et leur mode de combinaison. Ainsi, les essais de fretting fatigue 'en phase' visent à évaluer l'influence des amplitudes des efforts tandis que les essais de fretting fatigue 'vol' permettent de modifier la façon dont sont combinés les efforts et surtout d'évaluer l'influence de petits cycles de fretting sur le processus de fissuration en fatigue c'est-à-dire d'initier une approche en cumul de dommage.

Les limites des techniques expérimentales nécessitent une définition spécifique de l'amorçage. La technique de la PDT ne permet qu'une détection de l'amorçage à environ  $50 \mu\text{m}$ . La définition 'ingénieur' de l'amorçage se situe à plusieurs centaines de micron ce qui n'est pas réaliste ici. Les analyses MEB présentées au chapitre III montrent une profondeur d'influence du processus de fissuration en mode II comprise entre  $50$  et  $150 \mu\text{m}$ . **Il a donc été choisi de définir l'amorçage comme étant l'amorçage d'une fissure de  $70 \mu\text{m}$ .** Cette valeur choisie arbitrairement assure une fissure à amorçage toujours sous influence forte du contact. **Si cette valeur a été choisie unilatéralement, la technique de PDT permet de retraiter l'ensemble des données quelle que soit la valeur choisie du moment qu'elle reste supérieure au seuil de détection de la PDT.**

**Dans la suite de ce travail, la notion d'amorçage est utilisée pour l'amorçage d'une fissure de  $70 \mu\text{m}$  sauf indication contraire.**

### IV.3. Essais fretting fatigue ‘en phase’

D’après les concepts décrits par Proudhon [Proudhon (2005)], le paramètre principal qui contrôle l’amorçage en glissement partiel est l’amplitude de la force tangentielle :  $Q^*$ . Cette démarche revient à tracer une courbe de Whöler à amorçage en fretting où la contrainte de fatigue est remplacée par l’effort tangentiel de fretting et la durée de vie est remplacée par le nombre de cycles à amorçage.

Le premier travail consiste donc à tracer ces courbes en fretting (sans effort de fatigue) puis en fretting fatigue en phase pour quantifier l’impact de la contrainte de fatigue.

#### IV.3.1. Essais en fretting simple

Pour déterminer les conditions d’amorçage en fretting simple, la méthodologie de Proudhon (chapitre II.2.3) est appliquée pour les deux géométries de contact étudiées. Des essais en fretting à différents nombres de cycles et différents chargement tangentiels sont réalisés. L’ensemble est ensuite expertisé optiquement afin de déterminer les longueurs de fissures correspondantes (chapitre II.2.2).

La Figure IV.2 présente les évolutions des longueurs de fissures pour chaque couple  $\{Q/\mu_t P, N\}$  d’essais. Quatre droites sont identifiées pour quatre nombres de cycles considérés. Par extrapolation, il est possible de déterminer les  $Q^*$  (effort tangentiel critique) pour différents nombres de cycles et pour l’amorçage de fissure de  $0 \mu\text{m}$  ou de  $70 \mu\text{m}$ . Cette extrapolation reste valable tant que le contact est en glissement partiel.

Les courbes de Whöler sont ainsi construites dans le plan  $\{Q/\mu_t P, N_a\}$ , délimitant les frontières à amorçage pour des fissures de  $0 \mu\text{m}$  ou de  $70 \mu\text{m}$  (Figure IV.2) et pour les deux géométries de contact à un effort de fatigue nul. Les résultats obtenus sont cohérents : **une augmentation de l’effort tangentiel entraîne une diminution de la durée de vie à amorçage : montrant ainsi également l’influence majeure du fretting sur l’amorçage.**

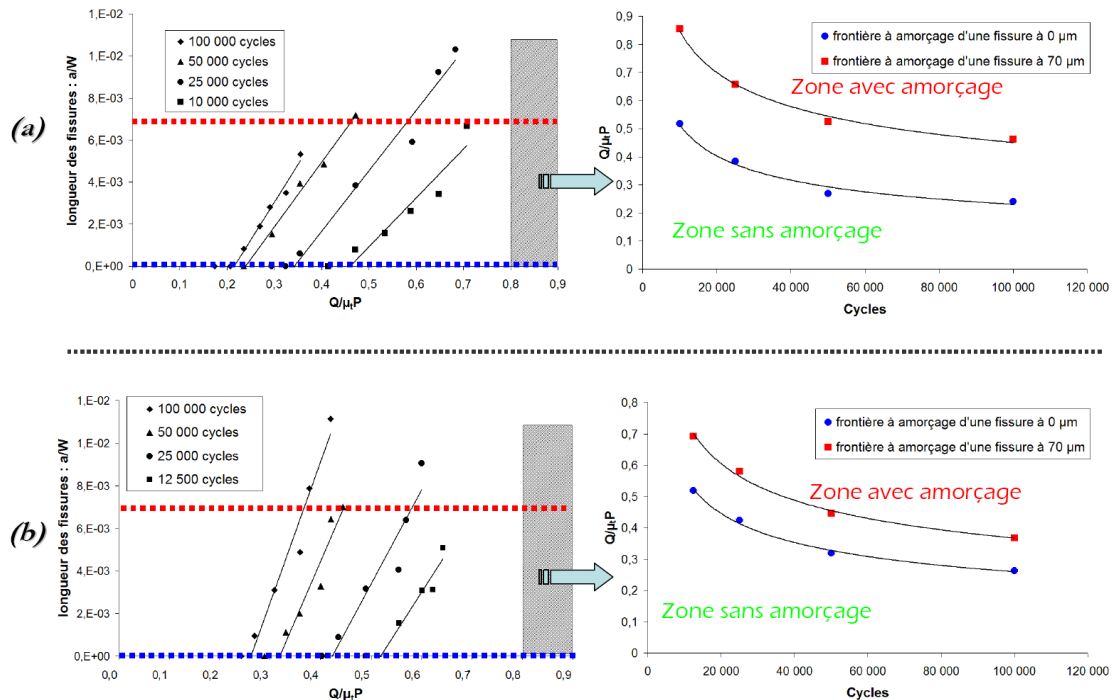


Figure IV.2: Détermination des conditions d’amorçage des fissures pour le contact (a) cylindre/plan et (b) plan/plan : espace  $\{a/W, Q/\mu_t P\}$  et courbes de Whöler à amorçage en fretting correspondantes.



La Figure IV.3 présente une comparaison des courbes de Whöler de fretting à amorçage (fissure de 70  $\mu\text{m}$ ) pour les deux géométries de contact. Un abattement est observé quand la géométrie du contact passe du contact cylindre/plan au contact plan/plan. Les deux configurations du contact induisent des gradients de contraintes très différents. La Figure IV.3 met donc en avant l'importance du gradient de contact dans l'amorçage des fissures.

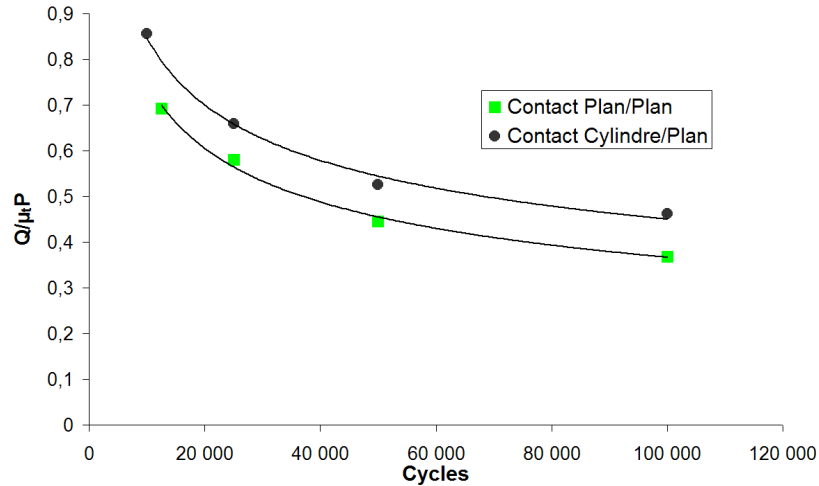


Figure IV.3: Comparaison des courbes de Whöler de fretting à amorçage (fissure de 70  $\mu\text{m}$ ) pour les deux géométries de contact.

### IV.3.2. Influence de la fatigue sur l'amorçage

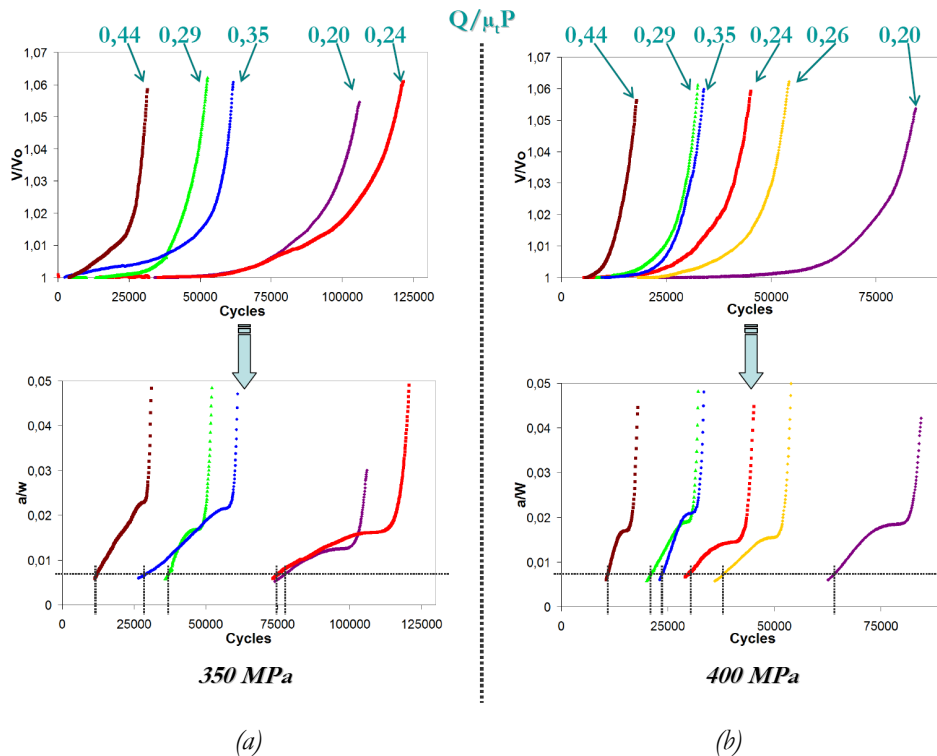
Une fois les conditions d'amorçage identifiées en fretting simple, l'impact de l'ajout du chargement de fatigue en phase est étudié. L'effort de fatigue maximal est de 350 ou de 400 MPa. Plusieurs essais sont donc conduits pour les deux géométries de contact et différentes valeurs de la force de fretting. Le Tableau IV-1 présente l'ensemble des essais réalisés. Tous les essais sont instrumentés avec le suivi de fissuration électrique.

Contact Cylindre/Plan			Contact Plan/Plan		
référence	$\sigma_{\text{fat}}$ (MPa)	Q/ $\mu\text{P}$	référence	$\sigma_{\text{fat}}$ (MPa)	Q/ $\mu\text{P}$
FF_amorcA_350_1	350	0,27	FF_amorcC_350_1	350	0,86
FF_amorcA_350_2	350	0,34	FF_amorcC_350_2	350	0,73
FF_amorcA_350_3	350	0,40	FF_amorcC_350_3	350	0,32
FF_amorcA_350_4	350	0,48	FF_amorcC_350_4	350	1,13
FF_amorcA_350_5	350	0,23	FF_amorcC_350_5	350	0,53
FF_amorcA_400_1	400	0,27	FF_amorcC_350_6	350	1,00
FF_amorcA_400_2	400	0,34	FF_amorcC_350_7	350	1,12
FF_amorcA_400_3	400	0,40	FF_amorcC_350_8	350	1,25
FF_amorcA_400_4	400	0,49	FF_amorcC_400_1	400	0,73
FF_amorcA_400_5	400	0,22	FF_amorcC_400_2	400	0,86
calib_09	400	0,30	FF_amorcC_400_3	400	0,59
			FF_amorcC_400_4	400	0,44
			FF_amorcC_400_5	400	0,34
			FF_amorcC_400_6	400	1,26
			FF_amorcC_400_7	400	1,13
			essai_calib_01	400	0,99

Tableau IV-1: Récapitulatifs des essais fretting fatigues en phase et chargements associés.

Une majorité des essais a été interrompue pour être utilisés dans l'évaluation de la précision de la courbe de calibration de la PDT (cf chapitre II.4.3.3.).

La Figure IV.4 présente, pour tous les essais, les courbes d'évolution de la tension  $V/V_0$  en fonction du nombre de cycles pour les essais cylindre/plan. Sous ces graphes sont tracées les évolutions des longueurs des fissures en fonction du nombre de cycles, déterminées grâce à la courbe de calibration du suivi électrique, pour toutes les conditions de chargement. Ces graphes sont également disponibles pour les essais en configuration plan/plan.



*Figure IV.4: Graphes de la PDT bruts ( $V/V_0 = f(N)$ ) et courbes d'évolution des longueurs des fissures ( $a/w = g(N)$ ) correspondantes pour les essais fretting fatigue cylindre/plan à (a) 350 MPa et (b) 400 MPa.*

Les courbes de suivi de fissuration donnent les évolutions de  $a/W$  en fonction du nombre de cycles pour chaque couple  $\{\sigma_{fat}, Q\}$ . Ces graphes permettent donc de relever les valeurs des nombres de cycles à amorçage  $N_a$  (70  $\mu\text{m}$ ) pour chaque condition (Figure IV.4). Un ensemble de point  $\{Q/\mu_t P, N_a\}$  est donc obtenu permettant alors de tracer les courbes de Whöler en fretting à amorçage pour deux niveaux de fatigue supplémentaires : 350 et 400 MPa.

La Figure IV.5 présente les frontières à amorçage obtenues pour les trois niveaux de contraintes dans le plan  $\{Q/\mu_t P, N\}$ . Un abaissement important de la frontière à amorçage est observé lorsqu'une contrainte de fatigue est ajoutée au chargement de fretting ceci pour les deux géométries de contact. Cet abaissement est d'autant plus important que la contrainte de fatigue appliquée est importante. Ainsi, **P'amorçage des fissures en fretting fatigue n'est pas entièrement piloté par le contact : l'effort de fatigue a une influence non négligeable.**

Ce résultat signifie qu'une analyse de l'amorçage en fretting fatigue ne peut se contenter d'utiliser des concepts et des résultats issus du fretting simple : la prise en compte de l'interaction des deux efforts est indispensable.

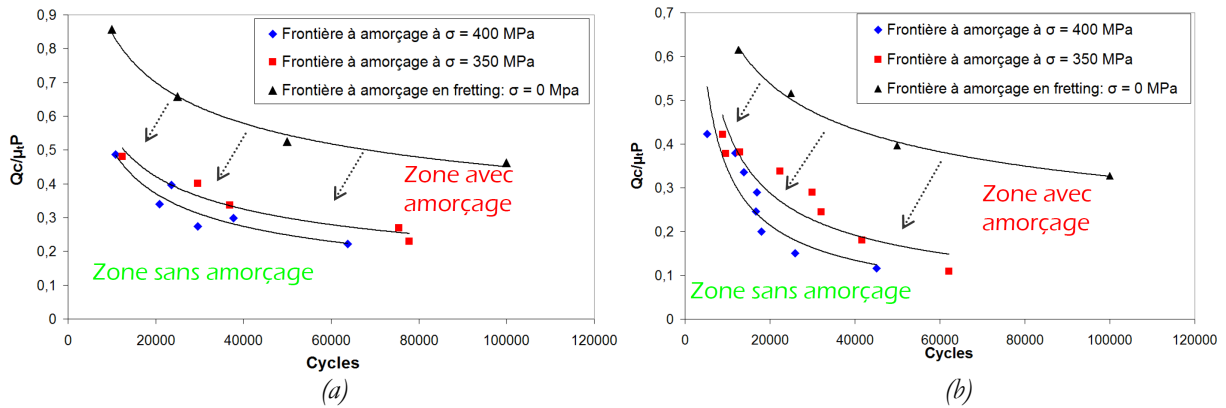


Figure IV.5: Courbes de Whöler à amorçage en fretting déterminant les frontières à amorçage dans le plan  $\{Q/\mu P, N\}$  pour les trois niveaux de fatigue ( $\sigma = 0 - 350 - 400$  MPa) dans la configuration (a) cylindre/plan et (b) plan/plan : mise en évidence de l'abattement en fretting induit par la fatigue.

Comme dans le cas du fretting simple, la comparaison des frontières à amorçage pour les deux géométries de contact dans le plan  $\{Q/\mu P, N\}$  montre un fort abattement entre le contact cylindre/plan et le contact plan/plan (Figure IV.6). Ce résultat confirme que le trajet de chargement et, surtout, le gradient des contraintes influencent très fortement le processus d'amorçage.

Ainsi, il y a une véritable action duale sur l'amorçage entre la contrainte de fatigue et le chargement de contact (géométrie et force normale). Si l'on ajoute l'effort tangentiel, c'est bien les trois paramètres qui jouent un rôle sur l'amorçage : **aucune composante ne pouvant être négligée.**

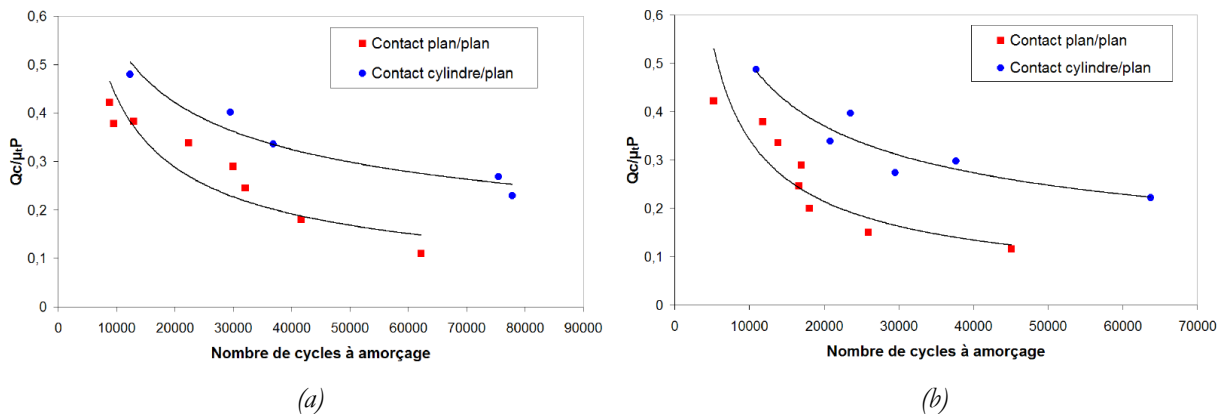


Figure IV.6: Comparaison des courbes de Whöler de fretting à amorçage pour les essais fretting fatigue pour les deux géométries de contact (a) à 350 MPa et (b) à 400 MPa.

### IV.3.3. Influence du fretting sur l'amorçage et la propagation

Si l'influence du fretting sur l'amorçage des fissures est bien connue de par les études passées en fretting, son influence sur les durées de vie est également admise. Il s'agit même du cœur du problème pour les industriels. En effet, il a été souvent montré qu'**ajouter un chargement de fretting à un essai de fatigue entraîne une diminution de la durée de vie et un abaissement des courbes de Whöler de fatigue** [Nowell (1988), Petiot (1994), Kubiak (2006)].

Ce principe est retrouvé et quantifié pour la configuration de contact étudiée. En effet, en plus des données des essais à rupture, les essais interrompus (pour une fissure d'environ 400  $\mu\text{m}$ ) peuvent être utilisés.

En exploitant les possibilités offertes par la technique de PDT en fretting fatigue, il est possible de tracer les frontières à l'amorçage comme dans le cas de la Figure IV.5 pour différentes longueurs de fissures considérées. La Figure IV.7 présente les courbes de Wöhler de fretting à amorçage pour des longueurs de fissures croissantes dans le cas du contact cylindre/plan. Il est notable qu'à partir d'une certaine longueur (environ 350  $\mu\text{m}$ ) les courbes sont quasi superposées. Ceci est dû au fait que les courbes de suivi de fissuration sont presque verticales à partir de cette longueur de fissure (Figure IV.4) ce qui revient à dire que la propagation devient instantanée et que la rupture de l'éprouvette est imminente. Ce point très important implique que **les durées de vie des essais interrompus, pour des valeurs de fissuration supérieures à 350  $\mu\text{m}$ , sont équivalentes à la durée de vie totale de l'échantillon** et donc :

- ✓ Les données de durée de vie des essais interrompus sont exploitables en tant que durées de vie totale
- ✓ La frontière à l'amorçage obtenue pour une fissure supérieure à 350  $\mu\text{m}$  dans le plan  $\{Q/\mu\text{P}, N\}$  est équivalente à une frontière à rupture de la pièce (Figure IV.7).

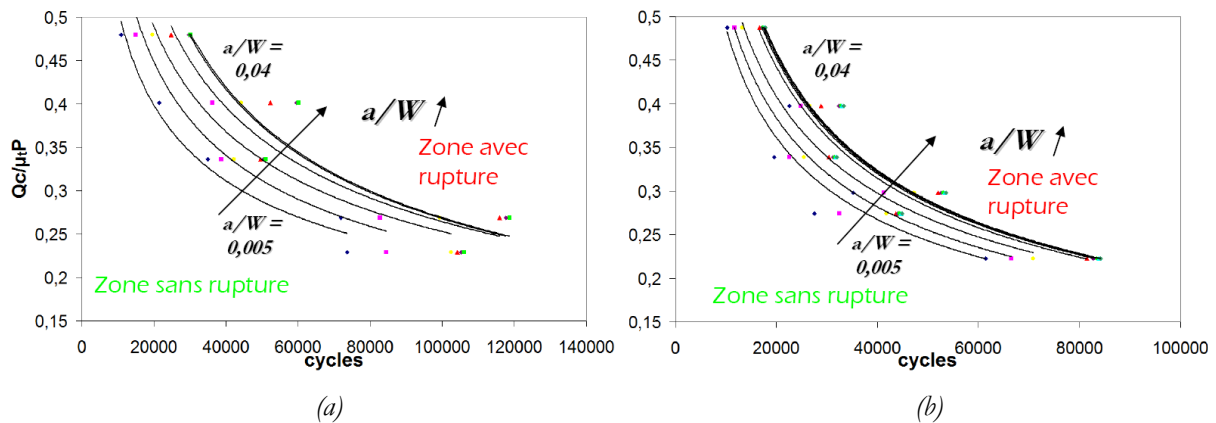


Figure IV.7: Courbes de Wöhler de fretting à amorçage pour des longueurs de fissures croissantes : mise en évidence des frontières à ruptures dans le plan  $\{Q/\mu\text{P}, N\}$  : géométrie cylindre/plan à (a) 350 MPa et (b) 400 MPa.

L'ensemble des données des essais interrompus de fretting fatigue en phase est donc exploitable en regards de la durée de vie totale. Ainsi, la Figure IV.8 présente la courbe de Whöler en fatigue ( $R = 0,01$ ) pour le TA6V (données Snecma) et quelques durées de vie issues d'essais de fretting fatigue cylindre/plan. **Un abattement très net de la frontière est observé, montrant ainsi la forte influence du fretting sur la durée de vie des composants : plus l'effort de fretting imposé est grand plus l'abattement est important.**

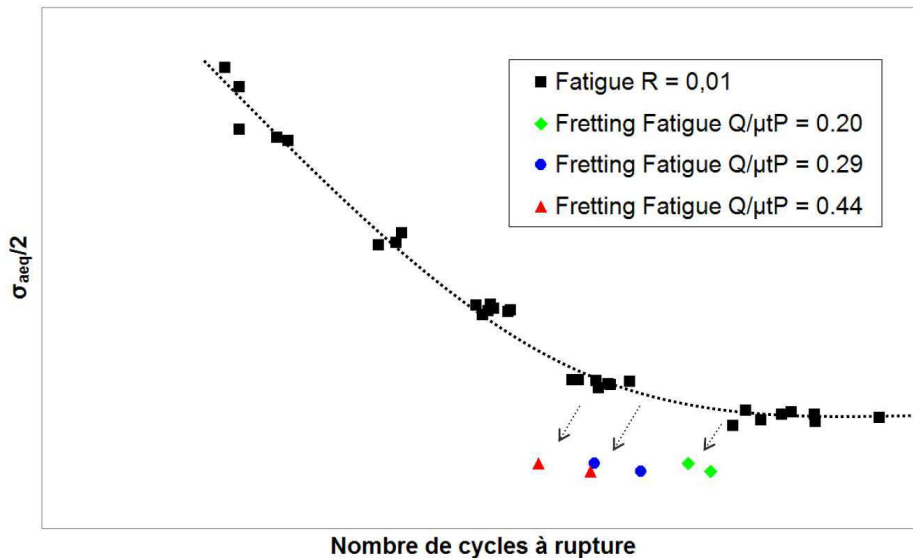


Figure IV.8: Courbes de Wohler en fatigue et point expérimentaux de DDV en fretting fatigue géométrie cylindre/plan : mise en évidence de l'abatement en fatigue induit par le chargement de fretting.

La configuration d'essai fretting fatigue 'en phase' permet donc de dire que :

- ✓ L'ajout d'une contrainte de fatigue à un essai de fretting entraîne un amorçage plus précoce : effet fatigue.
- ✓ L'ajout d'une contrainte de fretting à un essai de fatigue engendre une durée de vie à amorçage plus faible : effet fretting.

#### IV.3.4. Etude des cinétiques de propagation

Utiliser la PDT permet également de fournir les cinétiques de fissuration expérimentales. Si ces données sont très utiles dans l'optimisation des futurs modèles numériques, elles permettent également de quantifier les influences des différents efforts. L'étude des cinétiques de propagation se focalise ici uniquement sur la géométrie de contact cylindre/plan (essais interrompus).

##### Effet fretting :

La Figure IV.9 présente les courbes des cinétiques ( $da/dN = f(a)$ ) pour les essais fretting fatigue à 400 MPa. Les courbes des cinétiques présentent trois étapes :

- ✓ Etape 1 : La cinétique est tout d'abord relativement stable. L'effort tangentiel a une forte influence : plus Q est grand plus la fissure a une cinétique importante.
- ✓ Etape 2 : Une chute nette de la cinétique est observée suivie d'une accélération très forte.
- ✓ Etape 3 : Le comportement se rapproche d'une cinétique augmentant de manière constante. Les courbes tendent également à se rejoindre, montrant ainsi une diminution de l'influence du fretting sur la propagation.

Le tracé des courbes basiques de cinétique  $da/dN = f(a)$  permet déjà de révéler expérimentalement une forte influence de la force de fretting pour des longueurs de fissure inférieures à 100  $\mu\text{m}$ . Cette influence diminue dans la dernière phase de propagation pour des fissures de longueurs supérieures à 500  $\mu\text{m}$ .

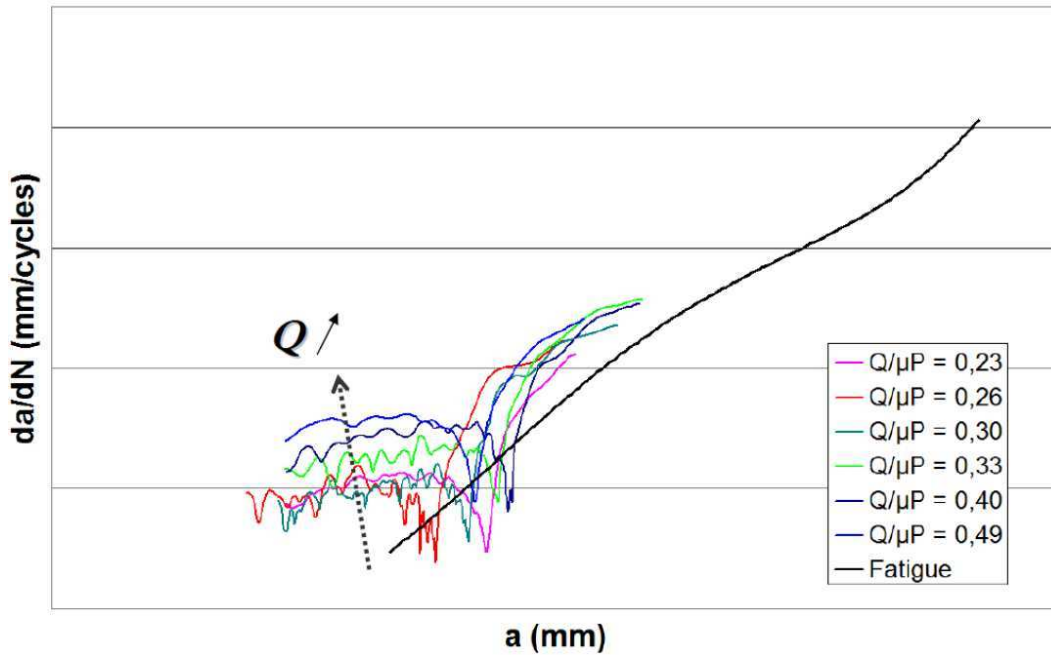


Figure IV.9: Courbes des cinétiques de propagation  $da/dN = f(a)$ , effet du fretting : essais fretting fatigue cylindre/plan,  $\sigma_{fat} = 400$  MPa, comparaison avec la courbe de cinétique en fatigue simple.

La Figure IV.9 présente également une comparaison avec la courbe  $da/dN = f(a)$  dans le cas de la fatigue simple. Cette courbe a été identifiée à partir de la courbe de cinétique  $da/dN = f(\Delta K)$  fournie par Snecma (Figure IV.10 (b)). Ces données ont été transcrites en  $da/dN = f(a)$ , afin de pouvoir comparer aux données de fretting fatigue, par l'intermédiaire de l'Équation IV.1 : formulation analytique du FIC pour une fissure traversant à partir des variables définies en Figure IV.10 (a).

$$K_1 = \sigma \sqrt{\pi \cdot a} \cdot F\left(\frac{a}{b}\right) \quad \text{Équation IV.1}$$

Où

$$F\left(\frac{a}{b}\right) = 1,122 - 0,231\left(\frac{a}{b}\right) + 10,55\left(\frac{a}{b}\right)^2 - 21,71\left(\frac{a}{b}\right)^3 + 30,382\left(\frac{a}{b}\right)^4 \quad \text{Équation IV.2}$$

On reste sur une comparaison des cinétique par le tracé des courbes  $da/dN = f(a)$ . En effet, les données de cinétiques obtenues expérimentalement en fretting fatigue sont destinées à optimiser des futurs modèles numériques. On ne calcule donc pas, à ce stade, les évolutions de  $\Delta K$  en fretting fatigue sous peine d'inclure une information liée au modèle.

La Figure IV.9 permet de tirer deux conclusions supplémentaires :

- ✓ **Les cinétiques de propagation des fissures longues en fretting fatigue tendent bien vers la cinétique de propagation en fatigue simple.**
- ✓ Sur quasiment toute la gamme de  $\Delta K$  calculée, les cinétiques de propagation en fretting fatigue sont au dessus de la cinétique de propagation en fatigue simple **ce qui démontre expérimentalement que la fissuration en fretting fatigue est donc plus rapide qu'en fatigue simple dans le domaine des fissures se propageant sous l'influence du contact.**

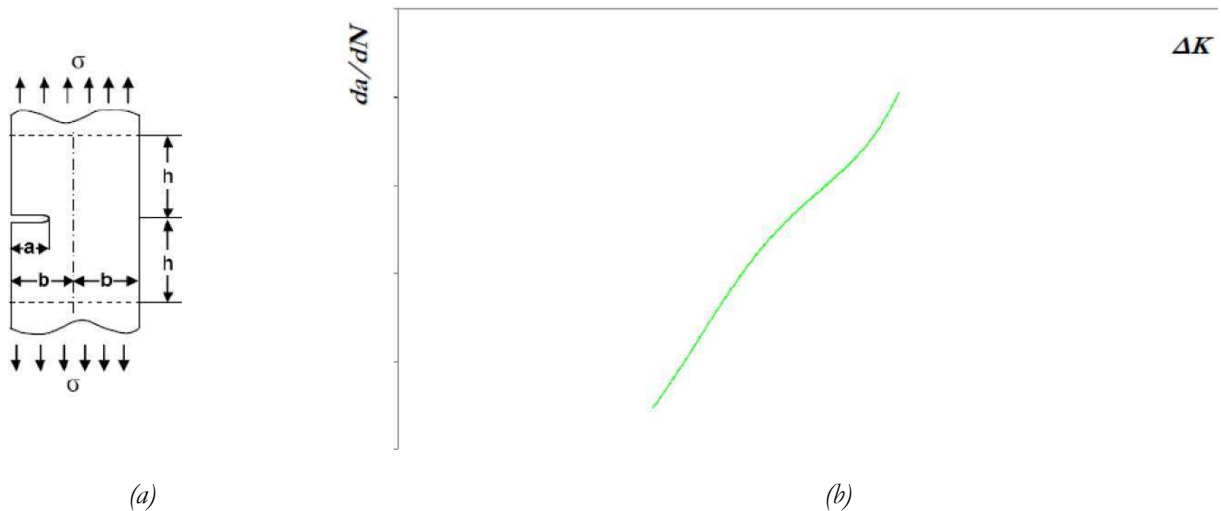


Figure IV.10: (a) Définition des variables pour le calcul analytique du Facteur d'Intensité de Contraintes (FIC) dans le cas d'une fissure débouchante, (b) Courbe de cinétiques de propagation  $da/dN = f(\Delta K)$  du TA6V à température ambiante pour un rapport de charge de 0,01 et,  $\sigma_{int} = 400$  MPa (données Snecma).

Toutefois, l'information primordiale révélée par la Figure IV.9 est la présence claire d'une double cinétique fissures courtes-fissures longues. La phase de propagation en fissures courtes peut être liée à de nombreux paramètres classiques de la fatigue :

- ✓ Propagation d'une fissure microstructurellement courte. Ce paramètre semble bien intervenir vu l'évolution assez instable de la cinétique en fissure courte. De plus l'ordre de grandeur de propagation de ces fissures est en général de 3 fois la taille du grain, c'est-à-dire environ  $100 \mu\text{m}$  ici.
- ✓ Propagation d'une fissure mécaniquement courte. En général la longueur caractéristique est mise en regard de la taille de la zone plastique. L'évaluation de cette taille est rendue difficile dans le cas du fretting fatigue compte tenu du fort gradient de contrainte présent sous le contact.
- ✓ Basculement du stade I au stade II de fissuration.

Il est important de noter que le basculement classique en fatigue d'un stade I à un stade II de fissuration correspond aussi au basculement d'une fissuration en mode II vers une fissuration en mode I. Ce concept est donc biaisé en fretting fatigue compte tenu du fait que la fissuration en mode II ou mode mixte I et II a lieu sur une profondeur fonction du chargement appliqué. Ainsi, **le comportement fissure courte peut être expliqué par les facteurs classiques de la fatigue auquel il faut ajouter le changement de mode de propagation lié à la sollicitation même de fretting fatigue** ; il n'est pas possible pour l'instant de statuer sur l'une ou l'autre des hypothèses.

Néanmoins, les observations d'EA, exposées au chapitre III, ainsi que les modèles numériques semblent bien montrer que le basculement de mode de propagation entraîne bien une chute de l'activité et de la cinétique de propagation ce qui semble être confirmé par les cinétiques obtenues expérimentalement. **On retiendra donc que si les analyses confirment toutes une chute de cinétique, les origines mêmes de ce comportement sont nombreuses et ne peuvent pas être identifiées formellement pour l'instant.**

**Effet fatigue :**

Il a été montré précédemment que la contrainte de fatigue joue sur le nombre de cycles à l’amorçage. Si l’on compare des courbes de fissuration  $da/dN = f(a)$  pour différentes valeurs de  $\sigma_{fat}$  (Figure IV.11), il apparaît que la fatigue a également une influence sur les cinétiques de propagation. En effet **plus la contrainte de fatigue est élevée plus la cinétique de propagation est importante ceci même pour des fissures très courtes situées dans le domaine d’influence du contact.** Ceci rejoint donc les résultats précédents en montrant que **la force de fatigue influe dès les fissures très courtes : au niveau de la durée de vie à amorçage mais également ici dans les cinétiques même de propagation de ces fissures courtes.**

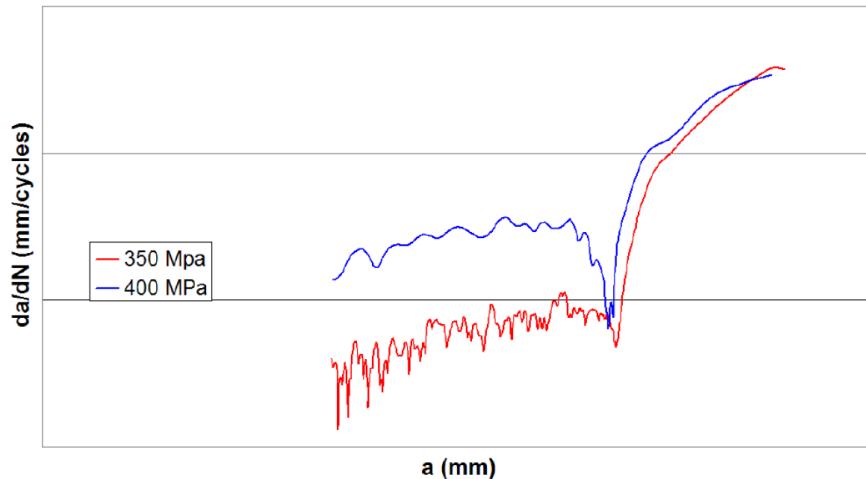


Figure IV.11: Courbes des cinétiques de propagation  $da/dN = f(a)$ , effet de la fatigue : essais fretting fatigue cylindre/plan,  $Q/\mu_t P = 0,40$ .

#### IV.4. Essais fretting fatigue ‘vol’

De façon à mieux appréhender l’influence des petits cycles de fretting sur les processus d’endommagement, la réponse du système sous sollicitation de type ‘vol’ a été analysée. Ainsi le nombre de configuration est limité : l’accent est mis sur le rapport  $N_{fr}/N_{fa}$ . La contrainte de fatigue maximale est fixée à 350 MPa pour tous les essais et, seuls, deux niveaux d’effort de fretting sont testés. L’ensemble des conditions expérimentales est rappelée dans le Tableau IV-2. Les valeurs de forces de fretting sont choisies de telle sorte que les essais soient comparables en termes de  $Q/\mu_t P$ . Pour les deux géométries de contact les deux valeurs de  $Q/\mu_t P$  étudiées sont 0,26 et 0,4.

Les éprouvettes utilisées pour les essais de la configuration cylindre/plan sont issues du même lot de matière que toutes les éprouvettes considérées précédemment. Par contre, les éprouvettes qui ont servis aux essais plan/plan proviennent d’un lot différent. Néanmoins, la comparaison des courbes de caractérisation des deux lots effectuée à Snecma révèle des propriétés extrêmement proches de la courbe maîtresse du TA6V (données internes Snecma). Ceci confirme que le processus de fabrication du TA6V est maîtrisé et que les deux lots considérés peuvent être considérés comme équivalents.



Contact Cylindre/Plan				Contact Plan/Plan			
référence	$\sigma_{fat}$ (MPa)	Q (N/mm)	$N_{fr}/N_{fa}$	référence	$\sigma_{fat}$ (MPa)	Q (N/mm)	$N_{fr}/N_{fa}$
FF_amorcB_200_1	350	0,26	20	FF_amorcD_600_1	350	0,79	20
FF_amorcB_200_2	350	0,26	50	FF_amorcD_600_2	350	0,79	50
FF_amorcB_200_4	350	0,26	75	FF_amorcD_600_3	350	0,79	75
FF_amorcB_200_3	350	0,26	100	FF_amorcD_600_4	350	0,79	100
FF_amorcB_300_1	350	0,40	20	FF_amorcD_600_5	350	0,79	200
FF_amorcB_300_2	350	0,40	50	FF_amorcD_900_1	350	1,18	20
FF_amorcB_300_5	350	0,40	75	FF_amorcD_900_2	350	1,18	50
FF_amorcB_300_3	350	0,40	100	FF_amorcD_900_3	350	1,18	75
FF_amorcB_300_4	350	0,40	200	FF_amorcD_900_4	350	1,18	100
				FF_amorcD_900_5	350	1,18	200

Tableau IV-2: Récapitulatifs des essais fretting fatigues ‘vol’ et chargements associés.

La particularité des essais ‘vol’ réside dans une double approche fretting et fatigue. En effet, les durées de vie (ou à amorçage) peuvent être exprimées en nombre de cycles de fretting ou de fatigue. Les comparaisons entre les essais ‘en phase’ et les essais ‘vol’ implique de toujours prêter attention à la famille des cycles considérés. La meilleure option consiste à découpler les études en analysant d’abord les durées de vie en fatigue puis les durées de vie en fretting.

#### IV.4.1. Effet fretting sur l’amorçage en fatigue

La Figure IV.12 présente les évolutions des durées de vie en fatigue en fonction du rapport  $N_{fr}/N_{fa}$  pour l’ensemble des essais. Les essais correspondant à  $N_{fr}/N_{fa} = 1$  sont considérés comme étant équivalents à des essais ‘en phase’. De plus, toutes les durées de vie regardées ici sont des durées de vie en amorçage (70  $\mu$ m), sauf indication contraire.

Le comportement observé est une très forte diminution de la durée de vie à amorçage en fatigue quand  $N_{fr}/N_{fa}$  augmente avec une durée de vie qui tend ensuite vers une asymptote. Cette évolution est notée dans tout les cas, excepté dans le cas du contact cylindre/plan avec un effort tangentiel faible ( $Q/\mu_t P = 0,26$ ).

La chute importante de la durée de vie permet de quantifier le fort impact du fretting sur l’amorçage des fissures. Lorsqu’un nombre plus important de cycle de fretting est réalisé, vis-à-vis des cycles de fatigue, les durées de vie à amorçage en fatigue sont plus faibles. Ceci revient à dire **qu’augmenter physiquement la part du fretting par rapport à la fatigue entraine un amorçage beaucoup plus précoce en fatigue**. La Figure IV.13 présente l’évolution de l’abattement en durée de vie à l’amorçage en fatigue en fonction de  $N_{fr}/N_{fa}$  entre les essais fretting fatigue en ‘phase’ et les essais ‘vol’ pour les essais plan/plan. Cet abattement correspond au rapport entre la durée de vie en fretting fatigue en phase par la durée de vie en fatigue pour les essais ‘vol’ pour les différentes valeurs de  $N_{fr}/N_{fa}$ . La Figure IV.13 permet donc de quantifier la forte chute de durée de vie des essais ‘vol’, les durées de vie à amorçage en fatigue atteintes étant jusqu’à 40 fois inférieures aux essais fretting fatigue en phase. Cet aspect est extrêmement important compte tenu du fait que la durée de vie globale est généralement exprimée en cycle de fatigue.

Notre analyse montre aussi que plus l’amplitude du chargement de fretting est faible, plus l’abattement en amorçage associé au nombre de cycles de fretting durant chaque palier de cycle ‘vol’ sera faible. L’effet fretting sur le fretting fatigue ‘vol’ entraine donc une baisse très importantes des durées de vie. Il est alors fondamental de comprendre et quantifier ces sollicitations pour les modèles et le dimensionnement : on rappelle qu’un cycle de fatigue correspond à un vol pour le moteur.

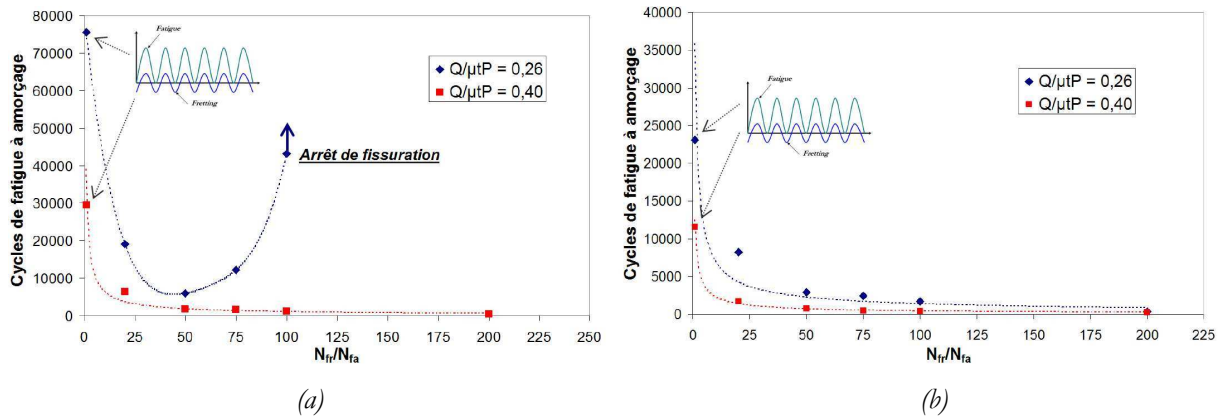


Figure IV.12: Courbes des durées de vie en fatigue à amorçage pour les essais 'vol' en fonction du rapport  $N_{fr}/N_{fa}$  pour les géométries de contact (a) cylindre/plan et (b) plan/plan : influence de l'effort de fretting.

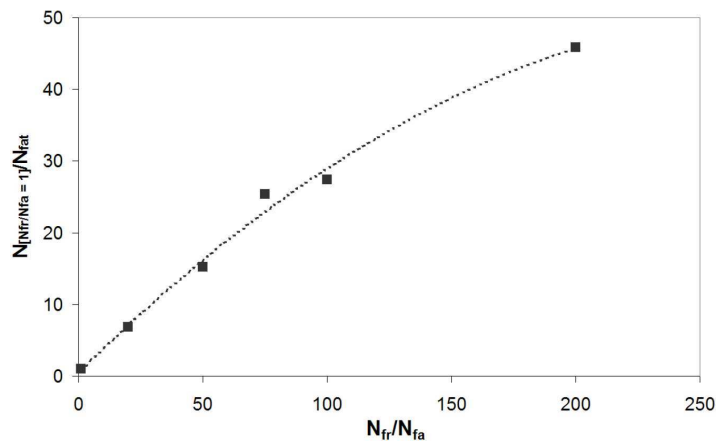


Figure IV.13: Evolution du coefficient d'abattement sur les durées de vie en fatigue pour les essais fretting fatigue vol ( $N_{\{N_{fr}/N_{fa}=1\}}/N_{fat}$ ) en fonction de  $N_{fr}/N_{fa}$  des cycles 'vol' (contact cylindre/plan).

L'arrêt de fissuration observé dans le cas du contact cylindre plan avec un effort tangentiel faible permet de se rapprocher des conclusions exprimées sur l'impact de la fatigue. En effet un chargement de fretting de  $Q/\mu_t P = 0,26$  correspond à une condition de non amorçage en fretting et à une condition d'amorçage en fretting fatigue en phase, montrant ainsi l'impact de la fatigue sur l'amorçage. **Si le principal résultat de la Figure IV.12 concerne l'impact du fretting, le fait qu'un arrêt de fissuration soit observé dans ces conditions à  $N_{fr}/N_{fa} = 100$  montre bien que l'effet de la fatigue reste non négligeable.** En effet, **si augmenter  $N_{fr}/N_{fa}$  revient à augmenter physiquement l'impact du fretting, cela équivaut également à diminuer celui de la fatigue.** Ainsi pour un chargement de fretting faible et une durée de plateau de fatigue importante, on peut observer un arrêt de fissuration comme dans le cas du fretting simple équivalent à une perte totale de l'influence de la fatigue. Ce résultat semble aussi indiquer qu'en dessous d'une certaine amplitude du chargement tangentiel, les cycles de fretting pourraient ne plus introduire d'amorçage de fretting. Le processus de fissuration serait alors totalement contrôlé par la sollicitation de fatigue avec potentiellement des ruptures en dehors du contact.

Comme deux nombres de cycles différents sont considérés, deux courbes de Wöhler en fretting à amorçage (d'après la démarche utilisée en fretting et fretting fatigue 'en phase') peuvent être tracées. La Figure IV.14 présente les frontières à amorçage dans le plan  $\{Q/\mu_t P, N_{fa}\}$ , considérant ainsi le nombre de cycles de fatigue à amorçage. Cette représentation permet de mieux visualiser le fort abattement en termes de durée de vie en fatigue admissible avant amorçage. Dans le cas du contact plan/plan (Figure IV.14 (b)), où plus de données sont disponibles, le comportement asymptotique est bien visible, les frontières à amorçage tendant à se superposer dès  $N_{fr}/N_{fa} = 75$ .

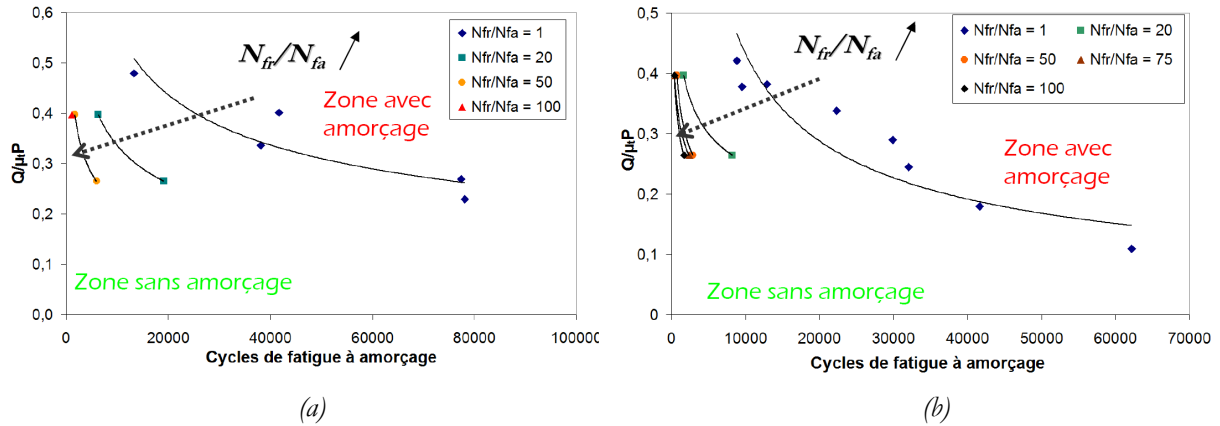


Figure IV.14: Graphes des frontières en amorçage en fatigue dans le plan  $\{Q/\mu_t P, N_{fa}\}$  pour différentes valeurs de  $N_{fr}/N_{fa}$  : (a) contact cylindre/plan et (b) contact plan/plan.

Le comportement asymptotique observé tend lui à rejoindre les observations qualitatives décrites dans le chapitre III.2. montrant qu'à partir d'une valeur seuil de  $N_{fr}/N_{fa}$ , le nombre de cycles de fretting appliqué n'a plus d'influence. Il y a cependant ici une nuance dans le fait que l'on considère les nombres de cycles à amorçage et non le nombre de cycles lié à la transition mode mixte-mode I identifiée à partir de profilométrie 3D.

Comme précédemment, une comparaison est également possible entre les deux géométries et est présentée en Figure IV.15. Comme dans le cas des essais fretting fatigue en phase, les durées de vie à amorçage obtenues pour le contact plan/plan sont plus faibles que dans le cas du contact cylindre/plan. L'influence du contact et du profil de chargement imposé dans l'interface est encore une fois significative pour les cycles 'vol' : aucun arrêt de fissuration n'est d'ailleurs observé pour le contact plan/plan et un effort tangentiel de  $Q/\mu_t P = 0,26$ .

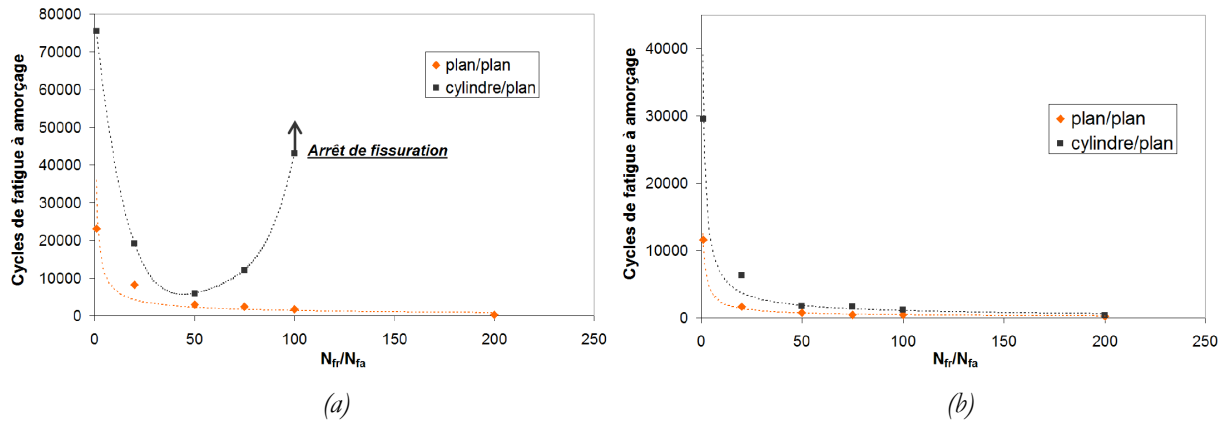


Figure IV.15: Courbes des durées de vie en fatigue à amorçage pour les essais 'vol' en fonction du rapport  $N_{fr}/N_{fa}$  pour différentes valeurs d'effort de fretting : (a)  $Q/\mu P = 0,26$  et (b)  $Q/\mu P = 0,40$  : influence du gradient de contrainte.

Un autre aspect pratique de l'utilisation de la PDT est de pouvoir quantifier les durées de vie en amorçage et en propagation or, cette répartition évolue lors du passage d'un essai 'en phase' à un essai 'vol'. La Figure IV.16 présente les durées de vie en amorçage, en propagation ainsi qu'en rupture des essais fretting fatigue 'vol' en géométrie cylindre/plan pour  $\sigma_{fat} = 350$  MPa et  $Q/\mu P = 0,40$ . Il est nettement visible que, du point de vue des durées de vie en fatigue :

- ✓ Pour l'essai fretting fatigue en phase, la durée de vie en amorçage représente plus des deux tiers de la durée de vie totale
- ✓ Pour l'essai fretting fatigue 'vol', la durée de vie totale est quasiment équivalente à la durée de vie en propagation dès  $N_{fr}/N_{fa} = 100$ .

Ce résultat est très important pour les modèles numériques : un modèle d'essai en phase devra se concentrer surtout sur la phase d'amorçage tandis qu'un essai vol devra mettre l'accent sur la phase de propagation. Du point de vue de la vie d'un moteur d'avion, le rapport  $N_{fr}/N_{fa}$  peut être considéré comme infini (car bien supérieur à 200 : régime asymptotique atteint), un modèle pourra donc considérer un amorçage de fissure dès le premier cycle de fatigue (premier vol) puis se concentrer principalement sur la propagation en Dwell Fatigue.

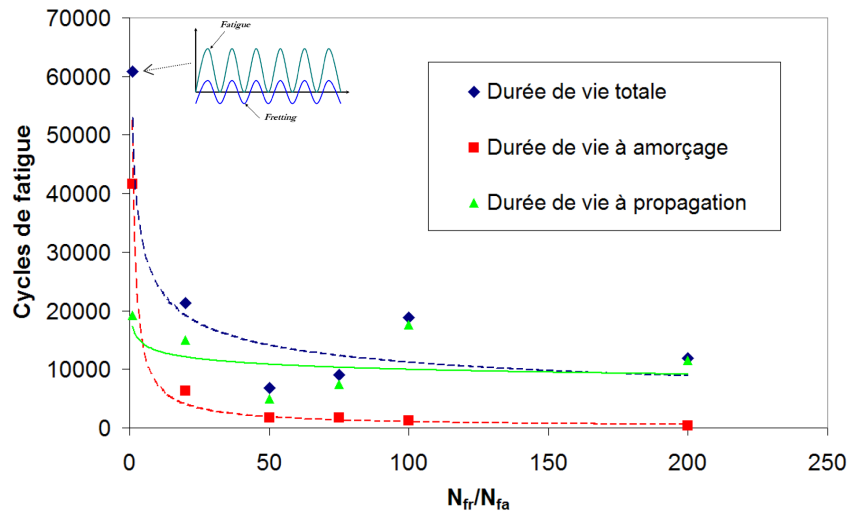


Figure IV.16: Graphique représentant les durées de vie à amorçage, à propagation et à rupture : essai fretting fatigue 'vol' en géométrie cylindre/plan,  $\sigma_{fat} = 350$  MPa et  $Q/\mu P = 0,40$ .

### IV.4.2. Effet fatigue sur l'amorçage des fissures en fretting

Afin d'identifier l'influence de la fatigue, les courbes de Wöhler à amorçage en fretting sont tracées en considérant cette fois-ci les nombres de cycles de fretting : Figure IV.17. Si l'ajout, à l'essai de fretting, d'une contrainte de fatigue en phase entraîne un fort abattement, le passage vers une configuration d'essai 'vol' permet un gain notable en termes de durée de vie à amorçage en fretting. En effet, les frontières à amorçage dans le plan  $\{Q/\mu_t P, N_{fr}\}$  dans le cas des essais 'vol' se rapprochent des frontières identifiées en fretting simple.

Ceci signifie que **si la durée de vie à amorçage globale (cycles de fatigue) diminue fortement, l'amorçage est en réalité plus tardif du point de vue du nombre de cycles de fretting. Il y a donc une forte baisse de l'impact de la fatigue sur l'amorçage en fretting.** Ce résultat n'est pas surprenant compte tenu du fait que plus les plateaux sont longs plus l'on se rapproche de la configuration de l'essai classique de fretting sous contrainte. Autrement dit, plus le nombre de cycles de fretting durant les plateaux est important, plus le nombre de cycles de fatigue impliqué dans l'amorçage des fissures sera faible et donc plus l'effet fatigue sera réduit.

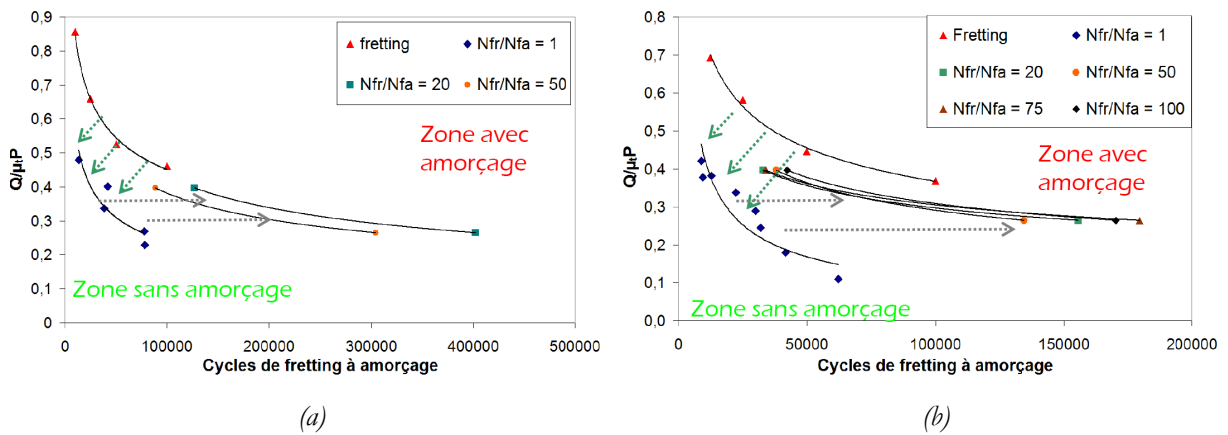


Figure IV.17: Graphes des frontières en amorçages en fretting dans le plan  $\{Q/\mu_t P, N_{fret}\}$  pour différentes valeurs de  $N_{fr}/N_{fa}$  : (a) contact cylindre/plan et (b) contact plan/plan

Une autre approche est possible dans le but de quantifier la diminution de l'impact de la fatigue sur l'amorçage. Pour ce faire un nombre de cycles de fatigue à amorçage virtuel  $N_{virtuel}$  est défini pour les essais fretting fatigue de type 'vol'. Ce nombre de cycles correspond au nombre de cycles de fatigue à amorçage prévu à partir des essais fretting fatigue 'en phase' si l'on considère que l'impact fatigue reste invariant. Pour une valeur de  $N_{fr}/N_{fa} = 1$ , un nombre de cycles à amorçage en fatigue  $N_{\{N_{fr}/N_{fa}=1\}}$  est obtenu. On peut considérer que si l'impact des différents efforts reste identique, si l'on admet que l'amorçage reste piloté majoritairement par l'effort de fretting et compte tenu du fait que pour chaque cycle de fatigue  $N_{fr}/N_{fa}$  cycles de fretting sont réalisés, il est possible de prédire un nombre de cycles de fatigue à l'amorçage pour les essais 'vol' qui est égal au rapport entre le nombre de cycles de fatigue à l'amorçage en phase ( $N_{\{N_{fr}/N_{fa}=1\}}$ ) par le nombre de cycles de fretting réalisé sur chaque plateau ( $N_{fr}/N_{fa}$ ) ce qui donne la définition de  $N_{virtuel}$  : Équation IV.3.

$$N_{virtuel} = \frac{N_{[N_{fr}/N_{fa}=1]}}{(N_{fr}/N_{fa})} \quad \text{Équation IV.3}$$

La Figure IV.18 présente une comparaison des évolutions des durées de vie à amorçage en fatigue en fonction du rapport  $N_{fr}/N_{fa}$  entre les données expérimentales et virtuelles pour les essais fretting fatigue 'vol' plan/plan à  $Q/\mu_r P = 0,40$ . Il est alors visible que les durées de vie obtenues expérimentalement sont plus importantes que celles prévues sans la baisse de l'impact de la fatigue. Ainsi, **le concept de nombre de cycles de fatigue à amorçage virtuel, combiné à la représentation de la Figure IV.18 permet de montrer, du point de vue des durées de vie globales à amorçage (cycles de fatigue), le gain obtenu grâce à la diminution de l'influence de la fatigue due à la sollicitation 'vol' et à la configuration 'plateau' du chargement de fatigue.** Ce gain est quantifié dans la Figure IV.19 qui présente le rapport entre  $N_{virtuel}$  et le nombre de cycles de fatigue à amorçage expérimental pour les mêmes essais. La diminution de l'impact de la fatigue permet donc un léger gain de durée de vie par rapport à la durée de vie prédite pour un impact fatigue constant ; les durées de vie obtenues étant jusqu'à 4 fois supérieures.

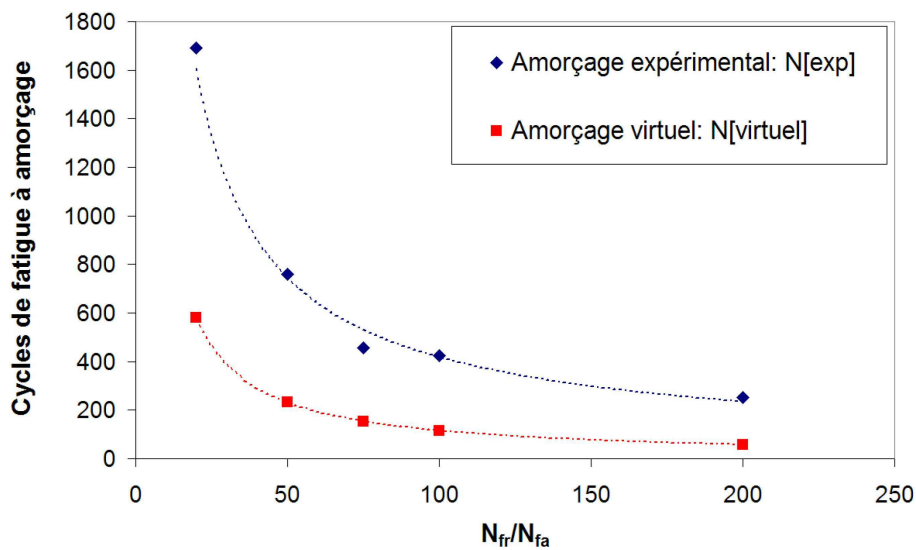


Figure IV.18: Courbes des durées de vie en fatigue à amorçage en fonction du rapport  $N_{fr}/N_{fa}$ , comparaison entre les durées de vie expérimentales et les valeurs de durée de vie virtuelles en fatigue : essai fretting fatigue 'vol' plan/plan ( $\sigma_{fat} = 350$  MPa et  $Q/\mu_r P = 0,40$ ).

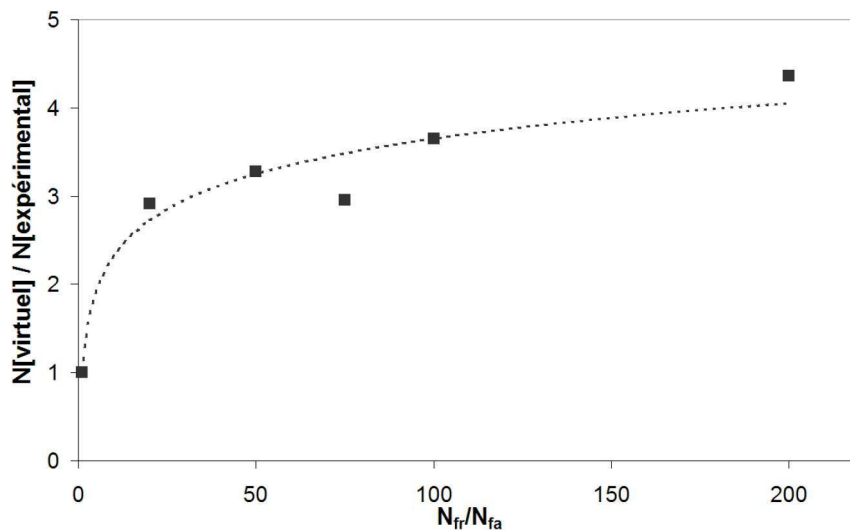


Figure IV.19: Evolution du rapport  $N_{virtuel}/N_{exp}$  en fonction de  $N_{fr}/N_{fa}$  : essai fretting fatigue 'vol' plan/plan ( $\sigma_{fat} = 350$  MPa et  $Q/\mu_r P = 0,40$ ).

Ainsi, le passage d'une sollicitation de fretting fatigue en 'phase' vers une sollicitation 'vol' entraîne une très forte chute de la durée de vie en fatigue (durées de vie en amorçage jusqu'à 40 fois inférieure) liée à l'augmentation de l'impact du fretting, cette diminution est légèrement compensée par la baisse de l'influence de la fatigue.

On retiendra qu'une prédiction fiable de la durée de vie en amorçage implique une analyse mécanique basée sur des approches en 'cumul de dommages' afin de coupler l'influence relative des grands cycles de fatigue et des petits cycles de fretting.

## IV.5. Cartes de fretting fatigue complémentaires

Des essais additionnels ont été réalisés afin de pouvoir mieux évaluer l'influence des différents chargements au travers de différentes représentations graphiques : carte de fretting fatigue et courbe de Wöhler en fatigue à l'amorçage.

### IV.5.1. Les cartes de fretting fatigue

Les conclusions exposées sur l'influence des différents chargements sont valables pour la gamme de sollicitations considérées :  $\sigma_{fat} = 350$  ou  $400$  MPa. Cette gamme de contraintes de fatigue correspond aux sollicitations moteurs et coïncide avec une chute de la frontière à l'amorçage comme l'a montré la carte de fretting fatigue à 100 000 cycle du contact cylindre/plan décrite au chapitre IV.1. (Figure IV.1).

Afin d'exploiter au mieux le potentiel de l'instrumentation avec le suivi de fissuration par la PDT, et pour confirmer les tendances précédentes, quelques essais supplémentaires sont réalisés : essai de fretting fatigue en phase à  $\sigma_{fat} = 200$  MPa pour le contact cylindre/plan. L'intérêt est porté sur la rupture et sur l'amorçage qui est toujours défini comme l'amorçage d'une fissure de  $70 \mu\text{m}$ .

Ces essais complémentaires permettent de voir l'influence des efforts de fatigue et de fretting sur toute la gamme d'effort de fatigue et donc de compléter la carte de fretting fatigue ou sur la courbe de Wöhler en amorçage. Ainsi, la Figure IV.20 présente les frontières en amorçage dans le plan  $\{Q/\mu_t P, N\}$  pour tous les niveaux de fatigue testés. Il est alors visible que si les frontières à amorçage présentent un fort abattement entre les essais de fretting simple et les essais de fretting fatigue à 350 et 400 MPa, la frontière en amorçage des essais de fretting fatigue à 200 MPa est quasiment confondue avec la limite établie en fretting simple. Ceci confirme les observations faites sur la carte de fretting fatigue à 100 000 cycles, à savoir que pour une contrainte de fatigue imposée inférieure à un certain seuil (vers 300 MPa), l'amorçage n'est quasiment pas influencé par la fatigue pour la configuration de contact étudiée.

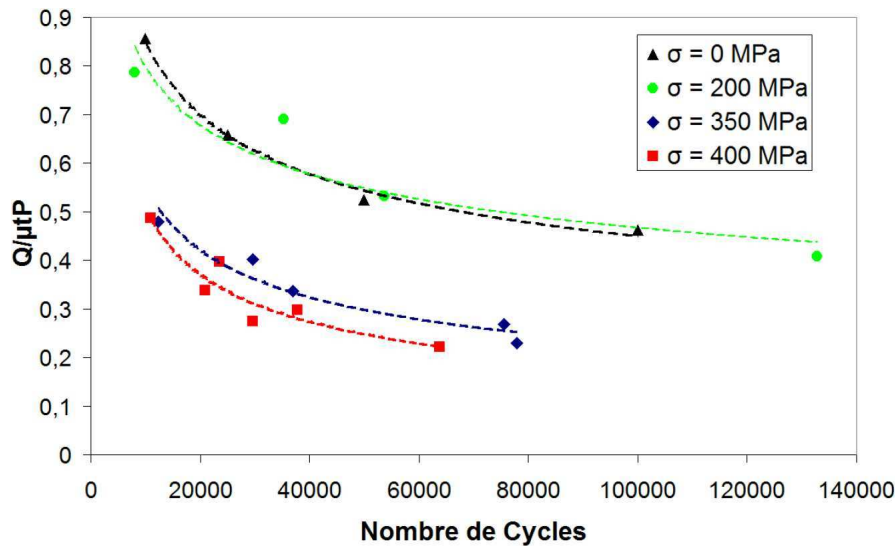


Figure IV.20: Courbes de Wöhler à l'amorçage en fretting déterminant les frontières à l'amorçage dans le plan  $\{Q/\mu_t P, N\}$  pour les quatre niveaux de fatigue ( $\sigma = 0 - 200 - 350 - 400$  MPa) de la configuration cylindre/plan.

La Figure IV.20 permet alors d'établir les lois expérimentales d'amorçage :  $Q_c/\mu_t P = f(N)$  où  $Q_c$  est l'effort tangentiel critique entraînant un amorçage de fissure pour un nombre de cycles donné. Ces lois permettent d'identifier par extrapolation (loi puissance) les  $Q_c$  pour tous les nombres de cycles.

La démarche complémentaire d'extrapolation des lois d'amorçage et d'obtention de nouvelles données expérimentales à 200 MPa de fatigue permet de tracer les cartes de fretting fatigue pour différents nombres de cycles considérés. La Figure IV.21 présente les frontières à l'amorçage et la Figure IV.22 les frontières à rupture dans le plan  $\{Q/\mu_t P, \sigma_{fat}\}$  pour le contact cylindre/plan.

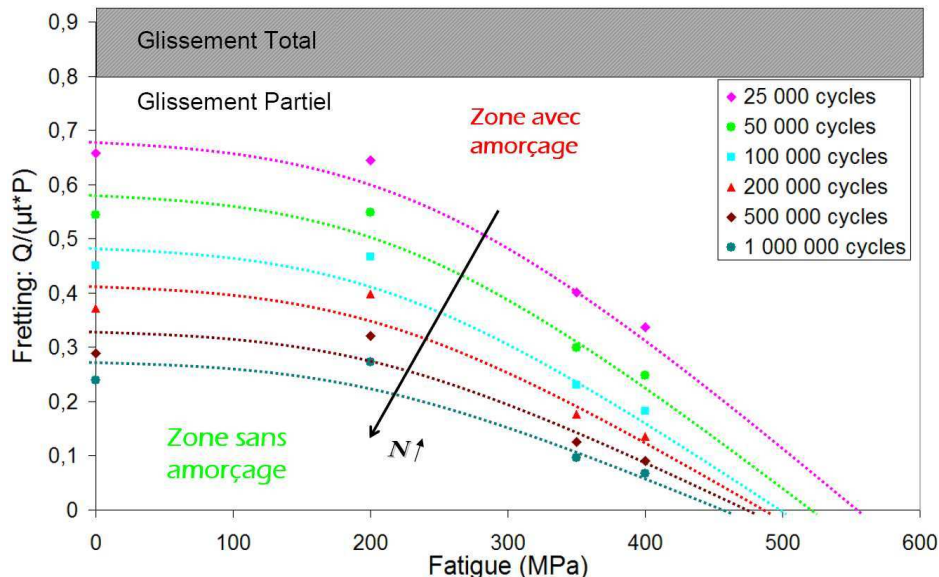


Figure IV.21: Carte de fretting fatigue : visualisation des frontières à amorçage dans le plan  $\{Q/\mu_t P, \sigma_{fat}\}$  pour différents nombres de cycles : essais fretting fatigue en phase cylindre/plan.



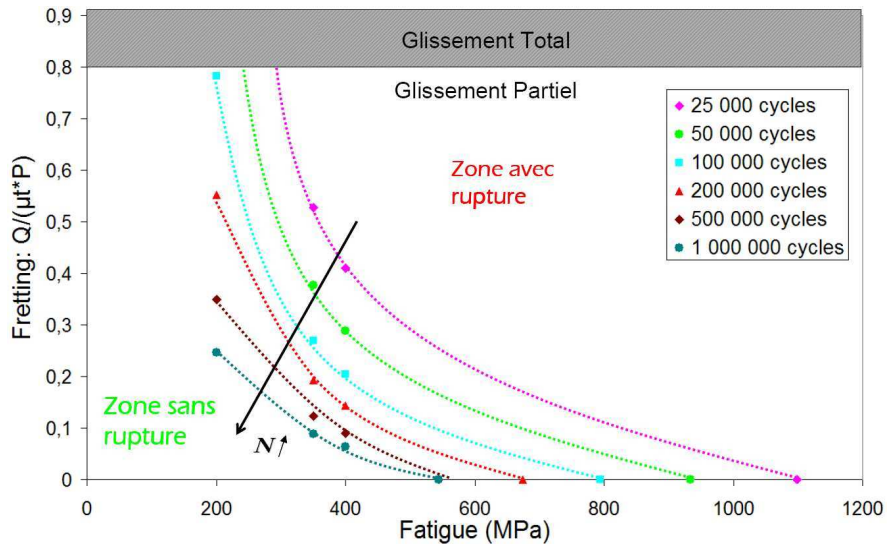


Figure IV.22: Carte de fretting fatigue : visualisation des frontières à rupture dans le plan  $\{Q/\mu P, \sigma_{fat}\}$  pour différents nombres de cycles : essais fretting fatigue en phase cylindre/plan.

Les tendances observées au chapitre IV.1. concernant l'amorçage (amorçage  $0 \mu\text{m}$ ) à 100 000 cycles sont confirmées. L'amorçage reste piloté principalement par l'effort tangentiel pour des efforts de fatigue inférieurs à 300 MPa. La rupture est, elle, influencée de manière quasi équivalente par les deux chargements.

**Ces représentations sont très utiles car elles permettent d'établir de façon synthétique l'endommagement du matériau suivant le chargement de fretting fatigue appliqué et le nombre de cycles considéré.**

Il est alors visible que, logiquement, plus le nombre de cycles considéré est grand est plus la zone de rupture est grande avec une équi-influence de l'effort tangentiel et de la contrainte de fatigue. De même, plus le nombre de cycles est important et plus la zone de non amorçage est restreinte.

La Figure IV.23 montre les cartes de fretting fatigue complètes superposées (frontières à amorçage et à rupture) pour différents nombres de cycles considérés. Cette représentation met en évidence qu'une augmentation du nombre de cycles diminue la zone d'amorçage sans rupture. Cette zone est presque inexistante dès 500 000 cycles. Ainsi, **dans la configuration de contact considérée, les conditions d'arrêt de fissuration sont extrêmement limitées.**

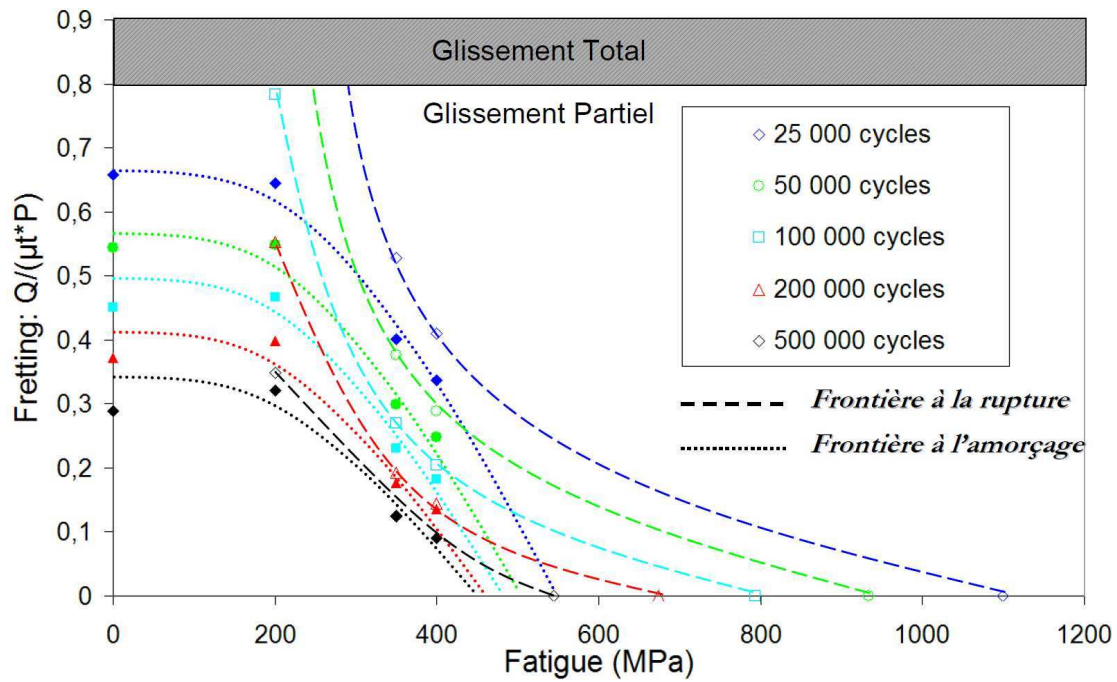


Figure IV.23: Cartes de fretting fatigue : superposition des frontières à amorçage et à rupture dans le plan  $\{Q/\mu_t P, \sigma_{fat}\}$  pour différents nombres de cycles : essais fretting fatigue en phase cylindre/plan.

Ce résultat expérimental est cohérent avec la modélisation des cartes de fretting fatigue développée par Fouvry et al. [Fouvry *et al.* (2009b), Fouvry *et al.* (2009a)] établie dans le domaine d'endurance illimitée, soit pour des très grands nombres de cycles. En effet, ces travaux montrent que la distribution des domaines d'amorçage, d'arrêt de fissuration et de rupture sont très dépendants du ratio  $\Delta K_{th}/\sigma_d$ . Pour les matériaux présentant un  $\Delta K_{th}$  élevé par rapport à la limite de fatigue  $\sigma_d$  (XC38), le domaine d'arrêt de fissuration sera important et bordera systématiquement le domaine d'amorçage. En revanche, pour les matériaux présentant un faible  $\Delta K_{th}/\sigma_d$ , tel que l'alliage TA6V, la frontière d'amorçage des fissures devient équivalente à la frontière de rupture. L'intérêt de ce travail de thèse est de compléter cette approche au travers d'une description en endurance limitée.

#### IV.5.2. Les courbes de Wöhler à amorçage

La configuration de fretting fatigue permettant d'atteindre un nombre de cycles à amorçage, il est également possible de tracer les courbes de Wöhler conventionnelle de fatigue mais en considérant un nombre de cycles à l'amorçage. La Figure IV.24 trace les frontières d'amorçage expérimentales en fonction du nombre de cycles considéré, du chargement de fatigue et de la sollicitation de fretting. On identifie de façon très rapide les frontières à l'amorçage. Ainsi, **plus le chargement tangentiel  $Q/\mu_t P$  est important, plus son impact relatif sur la frontière à amorçage en fatigue est diminué** (l'amplitude de variation sur l'axe N devient plus faible). Cela traduit un effet de 'saturation' de la sollicitation de fretting vis-à-vis de l'activation de l'amorçage.

Ce type de représentation est également très appréciable du point de vue de l'industriel qui peut rapidement quantifier l'amorçage des fissures vis-à-vis du chargement subi par l'interface.

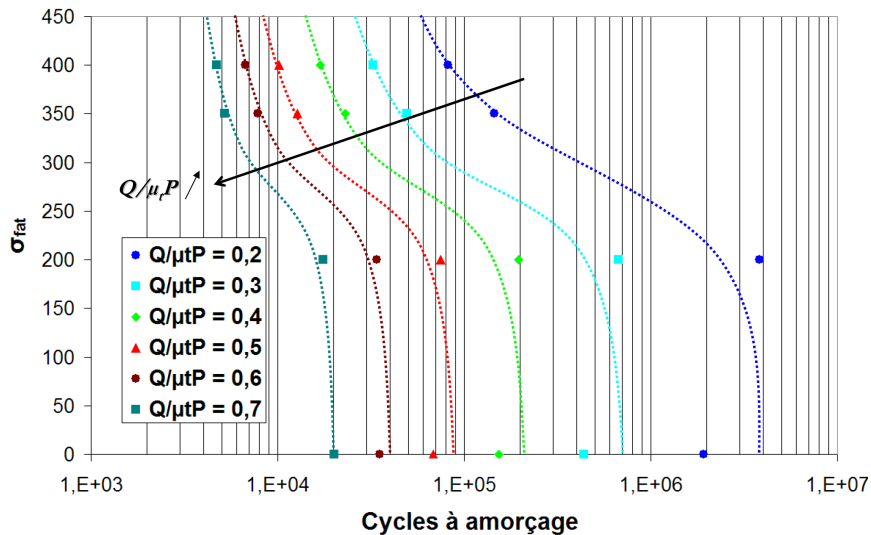


Figure IV.24: Courbes de Whöler de fatigue à amorçage (plan  $\{\sigma_{fat}, N\}$  pour les essais fretting fatigue en phase cylindre/plan et pour différentes valeurs de chargement tangentiel :  $Q/\mu P$ .

## IV.6. Conclusions

Cette étude expérimentale a permis d'aborder les quatre aspects suivant : carte de fretting fatigue, essais de fretting simple, essais de fretting fatigue en phase et essais de fretting fatigue 'vol'. L'objectif final est d'étudier l'influence des trois chargements présents en fretting fatigue : contrainte de fatigue, effort tangentiel de fretting et force normale de contact.

La carte de fretting fatigue a permis d'évaluer rapidement l'influence relative des chargements de fretting et de fatigue pour la configuration cylindre/plan. Il a ainsi été montré que la gamme de sollicitation sur pièce industrielle correspond à une phase où l'amorçage subit, a priori, l'influence des différents chargements de fretting et de fatigue.

Concernant l'amorçage, le fretting reste le paramètre prépondérant. Cependant, l'impact de la fatigue ne peut être minimisé. Que ce soit par le niveau des efforts appliqués ou par le mode de combinaison, aucune force ne peut être négligée :

- ✓ Le gradient de contact : plus le gradient est important, plus l'amorçage est précoce pour tous les types de sollicitation.
- ✓ L'effort de fretting : plus la valeur de cet effort est grand et plus courtes sont les durées de vie à amorçage. De même, plus on augmente le nombre de cycles de fretting réalisés par cycle de fatigue, plus les amorçages en fatigue interviennent tôt, induisant des durées de vie à l'amorçage jusqu'à 40 fois plus faibles que pour les essais en phase.
- ✓ L'effort de fatigue : son influence est la plus complexe. En effet, c'est ce chargement qui, comparé à un essai de fretting ou de fretting sous contrainte, détermine si la fissure se propage jusqu'à rupture ou non. Donc si l'amplitude de cette contrainte a une influence négative, car entraînant des abattements en durée de vie, son mode d'application (en 'phase' ou 'vol') peut pondérer ces abattements (voire entraîner des arrêts de fissuration) ; la configuration 'vol' entraînant une chute de l'impact de la fatigue.

L'analyse des courbes de cinétiques de propagation a mis en évidence l'influence des trois chargements (normal, tangentiel et fatigue) sur les vitesses de propagation jusqu'à une certaine longueur où l'on rejoint la courbe de propagation de fatigue simple. Ainsi, l'ajout d'une sollicitation fretting entraîne des cinétiques de propagation plus importantes qu'en fatigue simple pour des longueurs de fissuration restant sous influence du contact. En dehors du domaine d'influence du contact, la cinétique de propagation est totalement dépendante du chargement de fatigue.

L'ensemble de ces résultats souligne l'intérêt majeur de l'instrumentation de suivi de fissuration. Ce nouvel outil appliqué au fretting fatigue, permet de fournir une grande quantité de données très intéressantes et très utiles pour la construction des futurs modèles numériques. Egalement, l'instrumentation permet la construction de différentes cartographies identifiant rapidement les endommagements suivant les chargements appliqués et la durée de vie considérée.

Néanmoins, ces résultats, bien que quantitatifs, sont à utiliser avec précaution. Ils fournissent des informations précieuses mais qui doivent être considérées comme des tendances. En effet, les conditions d'essais ne sont pas répétées. Or, si l'amorçage en fretting fatigue reste peu influencé par les paramètres classiques de dispersion en fatigue (densité de défauts, état de surface, etc...), l'amorçage est très lié au contact et différentes sources de dispersion doivent être considérées : linéarité du contact, établissement de la force normale, etc... Les résultats obtenus paraissent peu dispersifs ce qui permet de fournir des tendances fiables. Cependant une multiplication des essais sera nécessaire pour une utilisation plus poussée. Ainsi, les études du contact réel (grenailé et revêtu), promises à être utilisées à Snecma, devront impliquer une duplication des essais.

Cependant, un point intéressant a été soulevé pour Snecma avec la réalisation des essais de type 'vol'. Le comportement asymptotique de la fissuration, en termes d'impact des différents chargements, permettra d'optimiser les études futures. Les plateaux de fatigue des essais 'vol' correspondent à une condition impliquant un très grand nombre de cycles de fretting (HCF). Les dimensionnements futurs pourraient être appréhendés par des essais de fatigue dwell, des essais de fretting sous contrainte et, finalement, un nombre limité d'essais de fretting fatigue 'vol'.



## Chapitre V.

---

# Modèle de prédiction des durées de vie en fretting fatigue

---

Ce dernier chapitre vise à développer un modèle prédictif des durées de vie en fretting fatigue basé sur les données expérimentales obtenues. En effet, ces données sont inédites car elles impliquent une description de l'amorçage à un état très précoce. Elles permettent donc d'améliorer les modèles déjà existants qui utilisent comme données comparatives un nombre de cycles à rupture. Le modèle présenté ici possède, en réalité, deux données de comparaison : les nombres de cycles à rupture et surtout la durée de vie à amorçage d'une fissure de 70  $\mu\text{m}$ .

Ce chapitre s'intéresse donc plus particulièrement à développer une méthodologie capable d'inclure rapidement les données expérimentales fournies par les essais instrumentés en PDT dans un modèle de prédiction des durées de vie. Le modèle en lui-même est une première étape uniquement axée sur le problème de la fissuration du contact TA6V/TA6V. Des développements futurs sont prévus pour incorporer notamment l'usure et la plasticité mais aussi les traitements de surface tels que le grenailage et les revêtements. L'objectif est de mieux formaliser le contact réel aube/disque.

**Plan du chapitre V :**

<b>V.1. Présentation du modèle.....</b>	<b>- 159 -</b>
V.1.1. Originalité de la démarche.....	- 159 -
V.1.2. Description du modèle.....	- 159 -
<b>V.2. Prédiction de la durée de vie à amorçage .....</b>	<b>- 160 -</b>
V.2.1. Principe du modèle d'amorçage .....	- 160 -
V.2.2. Modèle éléments finis .....	- 162 -
V.2.3. Premiers résultats .....	- 165 -
V.2.4. L'approche de moyennation des contraintes .....	- 168 -
V.2.5. Résultats .....	- 170 -
V.2.5.1. Modèle élastique avec moyennation .....	- 170 -
V.2.5.2. Tentatives d'optimisation .....	- 173 -
V.2.5.3. Conclusion sur le modèle d'amorçage.....	- 176 -
<b>V.3. Prédiction de la durée de vie en propagation .....</b>	<b>- 176 -</b>
V.3.1. Principe du modèle .....	- 176 -
V.3.2. Implémentation.....	- 177 -
V.3.3. Résultats .....	- 178 -
V.3.4. Conclusion sur le modèle de propagation .....	- 179 -
<b>V.4. Conclusion générale sur le modèle .....</b>	<b>- 181 -</b>

## V.1. Présentation du modèle

### V.1.1. Originalité de la démarche

Dans la continuité de la démarche expérimentale, le modèle construit ici doit à la fois s'inspirer des modèles existants et pouvoir inclure rapidement les données des essais fournis par le suivi de fissuration. Le modèle se concentre uniquement sur la configuration de fretting fatigue en phase.

Dans cette configuration, il a été montré que la phase d'amorçage est primordiale, sa description est donc à regarder avec le plus grand soin. Comme les modèles existants, la durée de vie est divisée en plusieurs composantes afin de pouvoir identifier spécifiquement une durée de vie en amorçage du modèle. Cette identification étant souvent le point sensible des modèles de fretting fatigue. En général, le modèle est validé uniquement sur des données de durées de vie à rupture. L'influence de la détermination numérique de la durée de vie à amorçage est étudiée par la suite. L'idée est de se rapprocher du modèle présenté par Kubiak [Kubiak (2006)] (chapitre I) et d'inclure directement des données expérimentales dans le modèle d'amorçage. Cependant, Kubiak identifie son critère à amorçage par l'intermédiaire d'essais de fretting simple. L'étude expérimentale du chapitre IV a toutefois montré que même pour l'amorçage, la contrainte de fatigue a une influence non négligeable. Ainsi le modèle décrit ici apporte une innovation dans le sens où il inclut des données expérimentales prenant compte l'impact de l'effort de fatigue et intègre l'ensemble de la composante fretting fatigue.

### V.1.2. Description du modèle

La méthodologie proposée est axée sur une démarche la plus simple possible. L'objectif étant de se baser sur le travail expérimental, le modèle est composé de deux ensembles : un modèle d'amorçage et un modèle de propagation. Les essais fournissent expérimentalement un nombre de cycles à l'amorçage et un nombre de cycles à la rupture qui, par différence, donne un nombre de cycles en propagation. Ainsi, le modèle décrit moins d'étapes que d'autres modèles qui découpent 3 étapes, mais ce modèle peut être confronté aux données expérimentales à chaque étape.

#### **Modèle de prédiction de la durée de vie à l'amorçage $N_a$ :**

L'amorçage est défini, ici, comme l'amorçage d'une fissure de 70  $\mu\text{m}$ . La démarche appliquée est commune à celle des travaux précédents cités en chapitre I. Un critère de fatigue multiaxial est utilisé. Ce critère doit répondre à 3 contraintes, il doit :

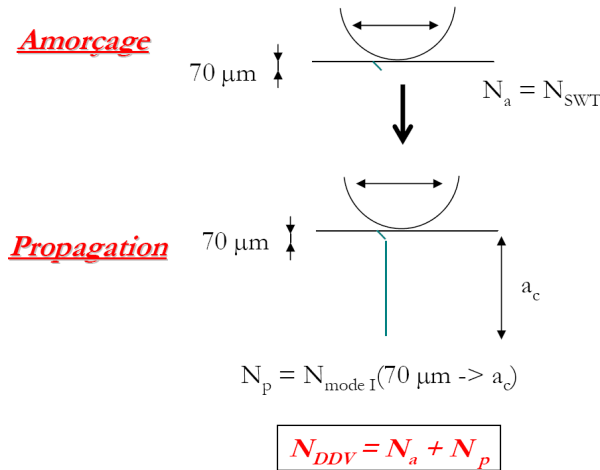
- ✓ être adapté à la configuration du fretting fatigue,
- ✓ pouvoir prédire un nombre de cycles associé,
- ✓ être en adéquation avec la méthodologie utilisée par Snecma.

**Le critère choisi est donc le critère SWT.** Ce critère permet une détermination d'un nombre de cycles à amorçage via une loi qui peut être mise en parallèle avec les courbes de Wöhler en amorçage en fretting.



**Modèle de prédiction de la durée de vie en propagation  $N_p$  :**

La propagation est évaluée par une méthode analytique : les fonctions de poids, combinées à des données expérimentales de fatigue simple. Ce modèle simple est utilisé car la durée de vie à propagation ne représente qu'un tiers de la durée de vie totale pour les essais fretting fatigue en phase. Il a, de plus, été montré que le comportement tend relativement vite vers de la fatigue simple dans la mesure où la fissure propage essentiellement en mode I quand celle-ci s'éloigne de l'interface.



*Figure V.1: Schéma de principe du modèle de calcul des durées de vie.*

## V.2. Prédiction de la durée de vie à amorçage

### V.2.1. Principe du modèle d'amorçage

Le modèle d'amorçage consiste à déterminer la loi SWT d'amorçage pour la configuration d'essai considérée. Le paramètre SWT est exprimé généralement comme suit :

$$\Gamma = \sigma_{\max} * \frac{\Delta \epsilon_t}{2} \tag{Équation V.1}$$

La variable  $\Gamma$  correspond à la valeur maximale quel que soit le plan considéré et l'instant (t) du produit de  $\Delta \epsilon_t$  l'amplitude de déformation totale et  $\sigma_{\max}$  la contrainte maximale imposée durant le cycle de fatigue.

Ces grandeurs sont reliées en fatigue, par l'approche en déformation, à des durées de vie par les lois de Basquin (Équation V.2) et Manson-Coffin (Équation V.3) :

$$\frac{\Delta \sigma}{2} = \sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^{b'} \tag{Équation V.2}$$

$$\frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \epsilon'_f (2N_f)^{c'} \tag{Équation V.3}$$

avec  $N_f$  le nombre d'inversion du sens de sollicitation conduisant à la rupture : d'où  $N = 2 * N_f$ , et  $\Delta \epsilon_p$  est l'amplitude de la déformation plastique.

L'amplitude de la déformation totale peut se décomposer comme la somme d'une composante 'élastique' et d'une composante 'plastique' :

$$\frac{\Delta \varepsilon_f}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} \quad \text{Équation V.4}$$

Où  $\Delta \varepsilon_e$  est l'amplitude de déformation élastique :

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_a}{2E} \quad \text{Équation V.5}$$

En combinant l'ensemble de ces équations, on exprime la loi SWT qui relie le paramètre SWT au nombre de cycles à rupture (ou à l'amorçage) :

$$\Gamma = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N)^{2b'} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N)^{b'+c'} \quad \text{Équation V.6}$$

**La loi SWT comporte 4 paramètres :  $b'$ ,  $c'$ ,  $\sigma'_f$  et  $\varepsilon'_f$ . La démarche voulu pour ce modèle est une approche ingénieur qui vise à déterminer ces paramètres pour l'amorçage en fretting fatigue dans la configuration étudiée ici : l'amorçage d'une fissure de 70 micromètres en fretting fatigue du TA6V.**

La démarche de départ est donc la suivante :

- ✓ Calcul des champs de contraintes et de déformation par EF.
- ✓ Extractions des données.
- ✓ Calcul analytique du critère SWT en chaque nœud.
- ✓ Détermination du nombre de cycles à amorçage par l'intermédiaire de la loi SWT.

Cette démarche de calcul du critère SWT a déjà été appliquée dans des travaux précédents [Fridrici (2002), Fridrici *et al.* (2005), Proudhon (2005), Madge *et al.* (2007a)]. Cependant une étape cruciale vient s'ajouter comme vue dans la bibliographie (cf. Chapitre I.2.5.) : **La moyennation des champs de contraintes.** En effet, afin d'inclure l'effet d'échelle, une moyennation des contraintes et des déformations est en général nécessaire. Plusieurs techniques existent : moyennation sur un disque [Proudhon *et al.* (2005b)], sur un carré [Fouvry *et al.* (1998)] ou encore sur une ligne [Araujo *et al.* (2002)]. Il existe alors deux sets de paramètres de calibration du critère :

- ✓ Les paramètres liés à la loi SWT.
- ✓ Les paramètres liés à la technique de moyennation des contraintes.

Les précédentes démarches fixent une méthodologie de moyennation et une loi SWT. Les données expérimentales sont alors utilisées afin de trouver une corrélation entre la loi SWT expérimentale et numérique en jouant sur les dimensions du volume de moyennation.

La démarche appliquée ici est différente. En effet, la provenance des paramètres SWT utilisés est souvent peu claire : facteurs issus d'essais de fatigue et ne précisant pas la longueur de fissure considérée. Les données les plus utilisées en fretting fatigue du TA6V [Madge *et al.* (2007a)] sont celles fournies par Dowling [Dowling (1998)]. Cependant la fissure décrite ici est une fissure de 1 mm. De même, Snecma dispose de paramètres en interne mais la longueur considérée est une fissure 'ingénieur' de plusieurs centaines de microns.

Dans ce travail nous visons à établir une méthodologie incluant les résultats expérimentaux. La démarche proposée considère une approche ‘inverse’ originale : **le volume de moyennation est fixé et les paramètres de la loi SWT sont déterminés par analyse récursive pour prédire l’amorçage d’une fissure de 70 microns en fretting fatigue du TA6V.**

### V.2.2. Modèle éléments finis

Les calculs EF ont pour but de déterminer les champs de contraintes et de déformation sous le contact. Des simulations 2D sont réalisées avec le logiciel Abaqus pour les 4 configurations d’essai : fretting simple (contact cylindre/plan et plan/plan) et fretting fatigue (contact cylindre/plan et plan/plan) : Figure V.2. Les modèles incluent tous le poinçon, le plan ou éprouvette. Les modèles de fretting fatigue comportent de plus le roulement en vis-à-vis du poinçon afin d’inclure son effet vis-à-vis de la modification du champ des contraintes imposé.

Le modèle EF permet de décrire les trajets de chargement pour des conditions élastiques mais surtout d’intégrer, dans le futur, la plasticité. Le choix des éléments fini est ainsi justifié vis-à-vis des approches analytiques.

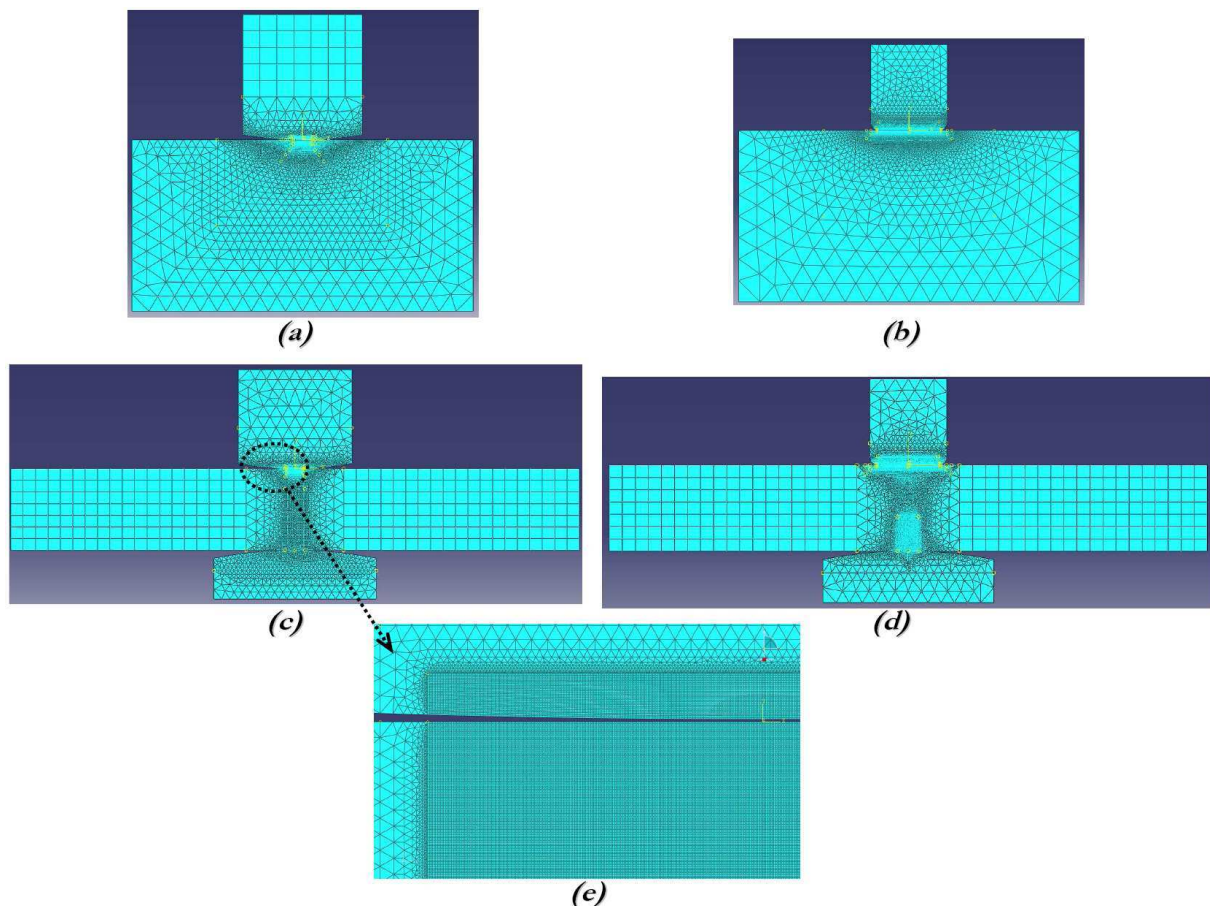


Figure V.2 : Images des différents modèles EF : (a) fretting simple cylindre/plan, (b) fretting simple plan/plan, (c) fretting fatigue cylindre/plan et (d) fretting fatigue plan/plan. (e) Zoom sur la zone sous le contact.

Les paramètres principaux de calcul sont définis comme suit :

- ✓ **Les lois de comportement appliquées sont purement élastiques** pour les deux matériaux : TA6V ( $E = 119654 \text{ MPa}$ ,  $\nu = 0,287$ ), acier du roulement ( $E = 210000 \text{ MPa}$ ,  $\nu = 0,3$ ).
- ✓ Le contact est un **contact Lagrangien** avec un coefficient de frottement isotrope constant de 0,8 d'après les essais de débattement variable en 'small sliding'. Le contact entre le roulement et l'éprouvette est défini comme 'frictionless'.
- ✓ Le maillage est fortement raffiné dans la zone sous le contact, de telle sorte que sous le contact les éléments sont de type **CPE4 et de dimension 5 x 5 microns (Figure V.2 (e))**. Cette zone débord de part et d'autre du contact et a une profondeur de 500 microns pour le contact cylindre/plan et 200 microns pour le contact plan/plan. Le reste du modèle est constitué d'éléments plus grossiers de type CPE3. Les conditions de déformations planes ont été vérifiées d'après le modèle EF 3D en annexe A.

Les conditions aux limites sont appliquées afin de reproduire exactement le protocole expérimental, seules quelques spécificités sont précisées ici :

- ✓ L'ensemble des contraintes et chargement appliqués aux surfaces sont en réalité définis via des 'reference points' : points de références liés à la surface considérée par des poutres infiniment rigides (Figure V.3).
- ✓ Une contrainte est ajoutée afin de reproduire les conditions expérimentales : le déplacement du roulement est couplé à celui du poinçon afin de suivre ce dernier. Le roulement suit donc les déplacements du poinçon et n'introduit pas de couple dans l'éprouvette.

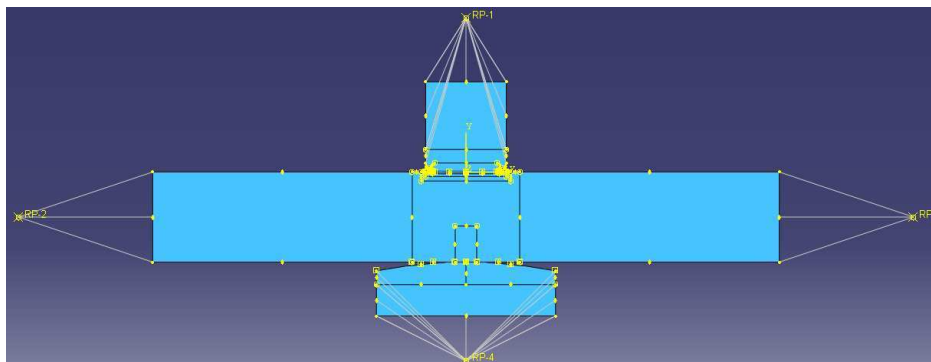


Figure V.3: Vue du modèle de fretting fatigue plan/plan avec l'ensemble des 'reference points': RP1, RP2, RP3 et RP4

Le calcul est découpé en plusieurs steps :

- ✓ Application de la moitié de la contrainte de fatigue pour l'essai fretting fatigue
- ✓ Etablissement du contact en pilotage déplacement.
- ✓ Indentation en pilotage force.
- ✓ Fretting positif : effort tangentiel =  $+Q$ , effort de fatigue =  $\sigma$  (essai fretting fatigue).
- ✓ Fretting négatif : effort tangentiel =  $-Q$ , effort de fatigue =  $0 \text{ MPa}$  (essai fretting fatigue).
- ✓ Fretting positif.

Les champs de contraintes et de déformation sont extraits dans le set situé sous le contact et sur tous les incréments du dernier step. La Figure V.4 (a) présente le champ des contraintes maximales principales dans le cas d'un essai de fretting fatigue cylindre/plan. Il est d'ores et déjà visible que le maximum se trouve en bord du contact. Aux sorties des champs de contraintes, s'ajoute les déplacements des éléments afin de pouvoir tracer les boucles de fretting numériques : Figure V.4 (b).

La Figure V.5 présente les profils de pression et de cisaillement superposés pour un essai de fretting et un essai de fretting fatigue. Le phénomène d'excentricité exposée au chapitre I.3.3. est retrouvé. La comparaison avec les formulations analytiques est exposée en chapitre II. : la corrélation est parfaite ce qui permet de valider le modèle EF et de passer à l'étape suivante de la démarche. Les profils de cisaillement présentent cependant quelques irrégularités liées à des instabilités numériques et à un maillage très fin. Les définitions numériques du contact devront donc être améliorées dans des travaux futurs.

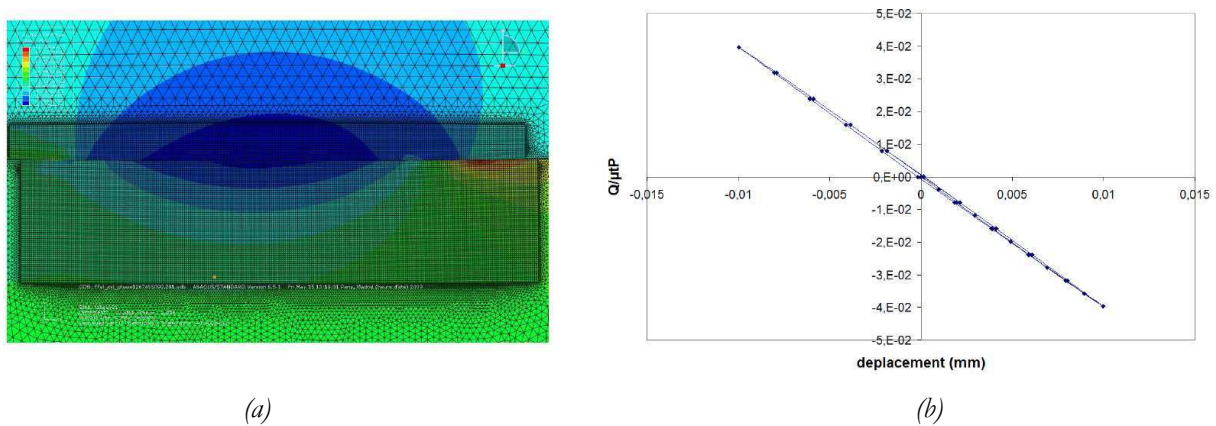


Figure V.4: (a) Image du champ des contraintes maximales principales au niveau du contact pour l'essai de fretting simple et (b) boucle de fretting associée.

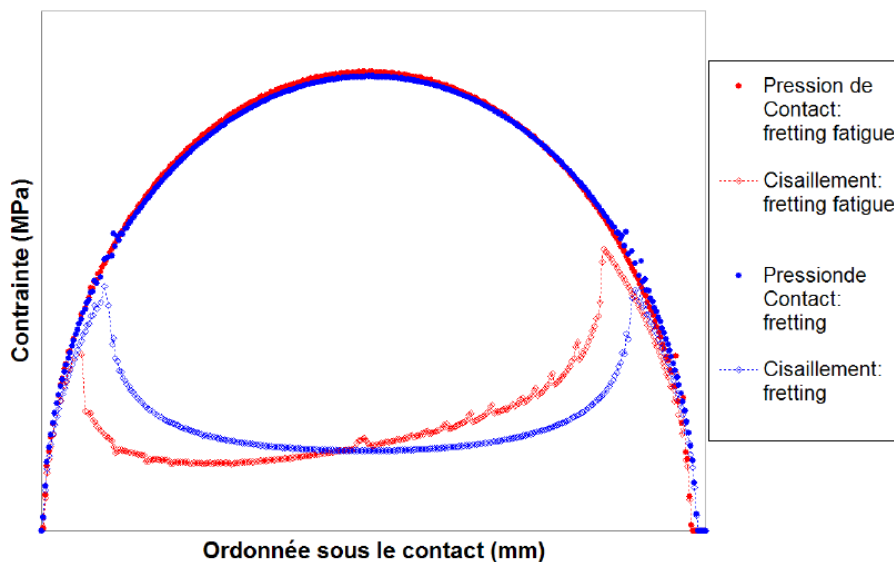


Figure V.5: Profils des pressions de contact et des cisaillements pour un essai de fretting et un essai de fretting fatigue en contact cylindre/plan.

### V.2.3. Premiers résultats

A partir des champs extraits des calculs EF, le champ de critère SWT imposé sous le contact est calculé analytiquement. Le calcul est effectué dans un premier temps avec un code sous Matlab. Cependant, la démarche est coûteuse en temps, du fait de la multiplication des étapes dans la gestion des différents formats de fichiers. C'est pourquoi l'étude est ensuite menée grâce à une sous routine du programme ZeBuLon (Centre des matériaux – ENSMP). Tous les calculs présentés ont donc été effectués avec la routine 'POST\_SWT.inp' qui a l'avantage de calculer le champ SWT directement sur le fichier '.odb' résultant du calcul EF. La Figure V.6 présente la visualisation d'un champ de SWT pour un essai de fretting simple montrant ainsi que le maximum du critère est bien situé en surface. La Figure V.7 se focalise alors sur les profils du critère en surface. La Figure V.7 permet de tirer les conclusions suivantes :

- ✓ A iso-contrainte de la force tangentielle, la valeur du critère est bien plus grande dans le cas du fretting fatigue que dans le cas du fretting simple. Le rôle non négligeable de la contrainte de fatigue sur l'amorçage est donc observé ici.
- ✓ La superposition du profil de pression et du profil du critère permet de localiser la position du critère maximal par rapport au contact. Ainsi, le critère SWT prédit un amorçage juste en bordure du contact, voire, légèrement à l'intérieur de la zone de glissement en fretting fatigue.

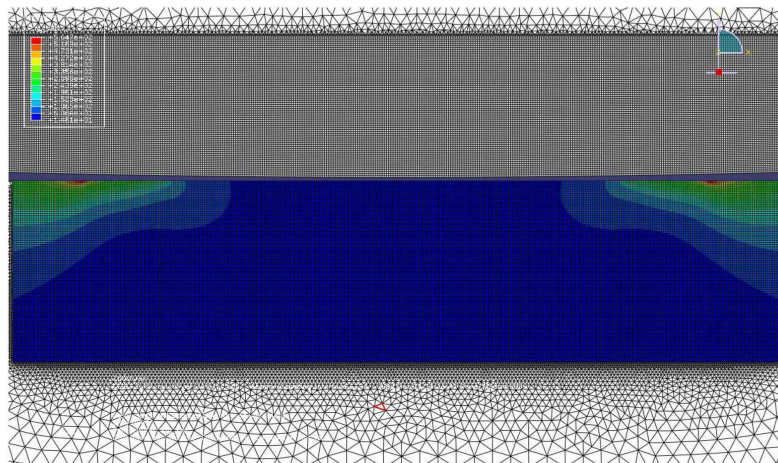


Figure V.6: Exemple de visualisation du champ du paramètre SWT sous le contact : essai de fretting simple ( $Q = xxx$  N/mm).

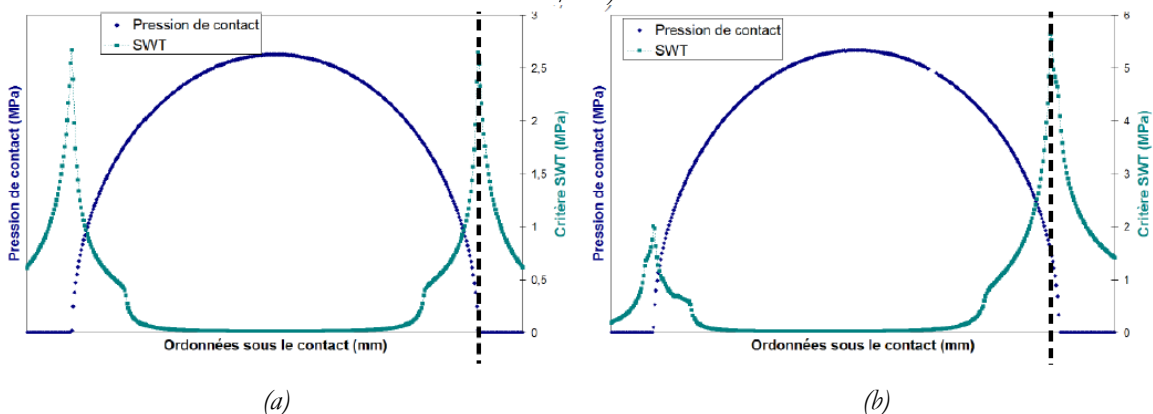
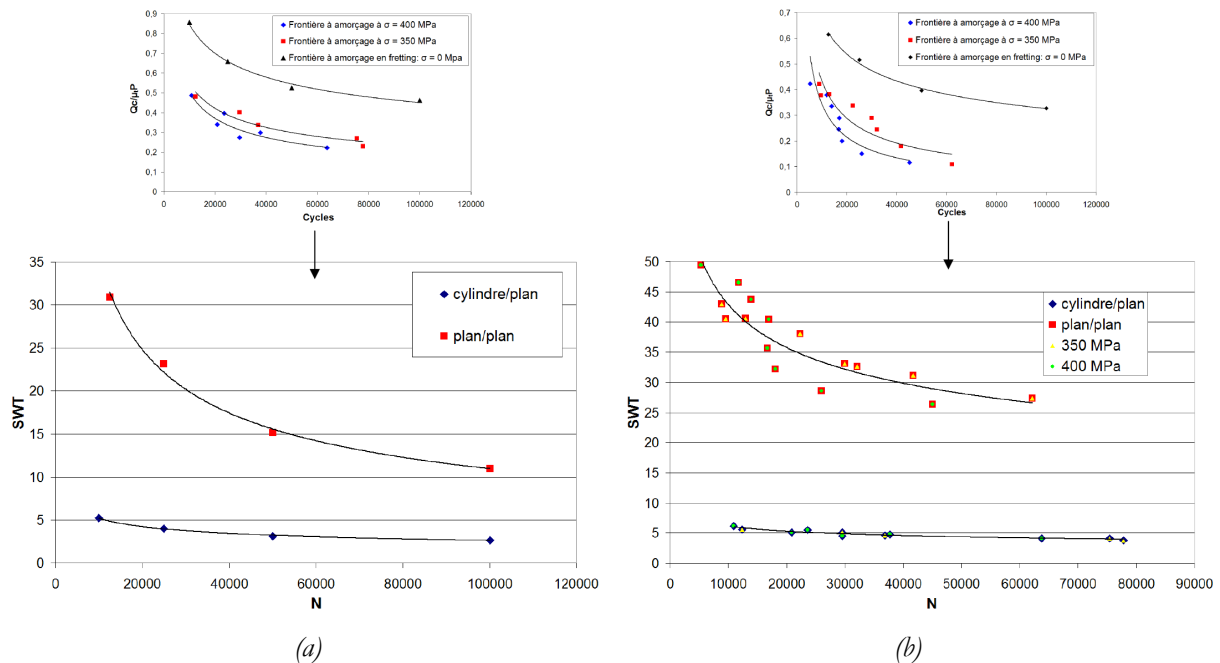


Figure V.7: Profils de pression sous le contact superposés au profil SWT, localisation du point de critère maximal dans le cas de l'essai (a) fretting simple ( $Q = xxx$  N/mm) et (b) de l'essai fretting fatigue ( $Q = xxx$  N/mm,  $\sigma = 350$  MPa).

Le calcul du critère SWT est effectué pour toutes les conditions d'essais étudiées. Ainsi, pour chaque essai défini par les ensembles  $\{\sigma_{fat}, Q, \text{géométrie}\}$ , la valeur maximale de SWT est déterminée. Or à chacun de ces essais correspond un nombre de cycle expérimental à amorçage  $N$ . Ainsi, un ensemble de point  $\{SWT, N\}$  est calculé pour l'ensemble des essais. Les graphes associés sont tracés en Figure V.8. La première information réside dans le très grand écart observé entre les courbes des différentes géométries de contact. **Cette remarque montre le fort impact du gradient de contrainte et donc la première limitation importante de ce modèle purement élastique et qui n'inclus pas l'effet d'échelle.**

Les courbes de la Figure V.8 confirment que l'ajout d'une contrainte de fatigue entraîne des durées de vies plus faibles. De plus, concernant l'analyse des critères SWT montre un écart très important entre les résultats obtenus en fretting fatigue entre les deux géométries de contact. A ce stade de l'analyse qui considère le chargement ponctuel pour calculer le critère SWT, on montre que l'effet des gradients des contraintes est très significatif.



*Figure V.8: Courbes  $SWT = f(N)$  résultantes des calculs obtenues à partir des frontières à amorçage tracées au-dessus pour les deux géométries de contact dans le cas de l'essai (a) fretting simple et (b) de l'essai fretting fatigue.*

A partir des graphes  $SWT = f(N)$ , il est alors possible d'identifier les différents paramètres de la loi SWT. Pour ce faire, une routine Matlab est écrite utilisant la fonction 'fminsearch'. Cette routine permet de déterminer les paramètres de la loi en minimisant les écarts entre les valeurs de la table (valeurs expérimentales) et les valeurs de la fonction (loi SWT) via la méthode des moindres carrés. Les paramètres d'entrée sont la fonction SWT, le tableau de valeur, le nombre maximal d'itération et la tolérance minimale. La routine fournie en sortie : les paramètres optimums, la somme des écarts entre les valeurs de la table et ceux de la fonction identifiée, et une visualisation de la superposition de la fonction optimisée avec la table de valeur (Figure V.9).

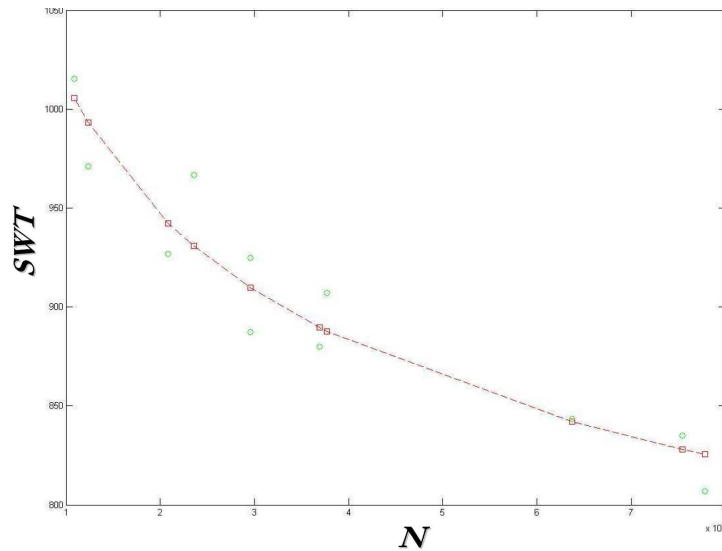


Figure V.9: Visualisation du calage de la loi SWT à partir des données des calculs via la routine Matlab : essai fretting fatigue cylindre/plan.

A partir de cette routine Matlab, **4 lois SWT sont donc identifiées pour l'amorçage d'une fissure de 70 $\mu$ m** : deux en fretting simple et deux en fretting fatigue (pour les deux géométries de contact à chaque fois). La Figure V.10 présente les lois identifiées en fretting fatigue comparées à celle utilisée dans la littérature (Tableau V-1) pour une fissure de 1mm et celle utilisée à Snecma (fissure ingénieur).

Il est notable que la loi Dowling est très proche de la loi SWT en fretting et, étant située sous cette dernière, elle est conservatrice. De même, la loi utilisée par Snecma est extrêmement conservatrice par rapport à la configuration de contact industriel compte tenu du fait que la courbe est située bien en dessous de la loi SWT plan/plan alors que la longueur de fissure considérée en plan/plan est nettement plus courte que la longueur de fissure ingénieur. **Ceci montre l'intérêt d'identifier une loi SWT propre à la configuration d'essais considérée.**

On montre qu'il est possible de formaliser la durée de vie à partir d'une loi de type SWT mais cela implique d'identifier les paramètres  $b$ ,  $c$ ,  $\sigma'_f$  et  $\epsilon'_f$ , pour chaque conditions étudiées. Une modélisation stable et fiable devrait permettre de modéliser toutes les conditions avec un seul jeu de paramètres. Pour cela, il faut mieux prendre en compte l'effet des gradients des contraintes.

$\sigma'_f$ (MPa)	$b$	$\epsilon'_f$	$c$
2030	-0.104	0.841	-0.688

Tableau V-1: Propriétés de fatigue du Ti-6Al-4V pour une fissure de 1 mm d'après Dowling [Dowling (1998)]: données le plus souvent utilisées en fretting fatigue [Madge et al. (2007a)].



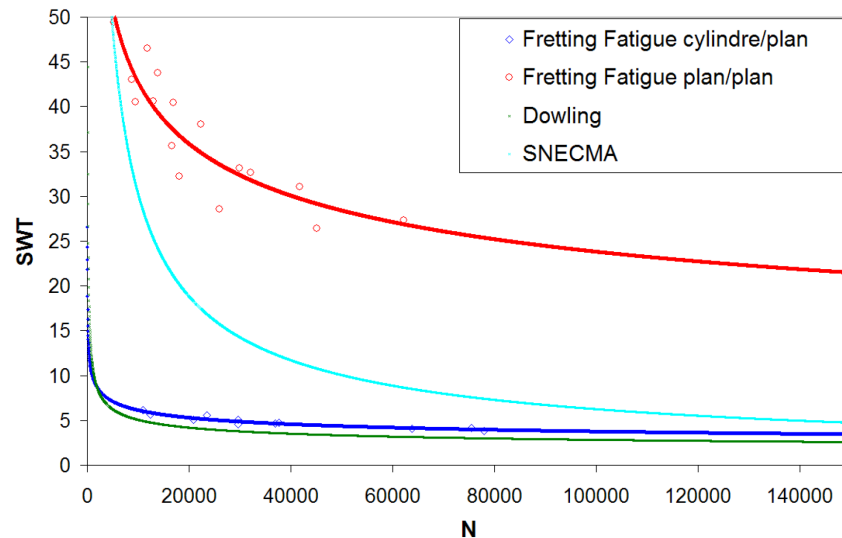


Figure V.10: Graphes des lois SWT à amorçage d'une fissure de  $70\ \mu\text{m}$  obtenues en fretting fatigue pour les deux géométries de contact, superposition avec la loi citée par Dowling et la loi Snecma.

#### V.2.4. L'approche de moyennation des contraintes

La démarche suivante consiste à inclure au modèle une étape de moyennation afin de tenir compte de l'effet d'échelle. La technique de moyennation choisie sera fixée et restera la même pour tous les essais, l'objectif étant de jouer sur les paramètres de la loi SWT et non sur les paramètres de moyennation, ce travail ayant déjà été réalisé par le passé [Fouvry *et al.* (2004), Fridrici *et al.* (2005), Proudhon *et al.* (2005b)]. Ces travaux servent d'ailleurs de base au choix de la technique de moyennation.

La technique de moyennation, préférée pour cette étude, est tirée des travaux de Proudhon et al. [Proudhon *et al.* (2005b)] : **moyennation sur un volume circulaire** : moyenne sur un disque dans le cas 2D. La valeur de la contrainte et de la déformation au nœud est remplacée par la moyenne arithmétique des valeurs aux nœuds situés dans un disque autour du nœud considéré : Figure V.9. Le seul paramètre alors indéterminé est la taille du volume de moyennation  $r$ . D'après les travaux de Fridrici et al. [Fridrici *et al.* (2005)] sur l'amorçage des fissures en fretting dans le TA6V, **la taille du volume de moyennation est fixée à  $30\ \mu\text{m}$**  : Figure V.12. Il est important de noter que la taille de moyennation est décorrélée de la taille de la fissure à amorçage considérée ( $70\ \mu\text{m}$ ). En effet, la moyennation consiste juste à inclure l'effet d'échelle en tenant compte de l'environnement proche de la fissure sur un volume élémentaire de taille  $r = 30\ \mu\text{m}$ .

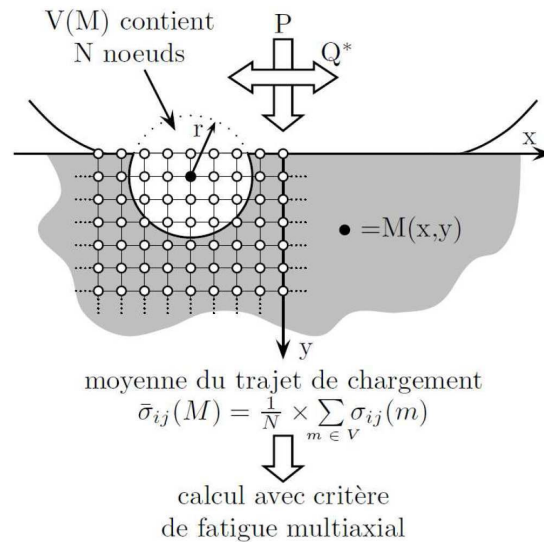


Figure V.11: Principe de moyennation des contraintes et des déformations dans un volume circulaire [Proudbon (2005)].

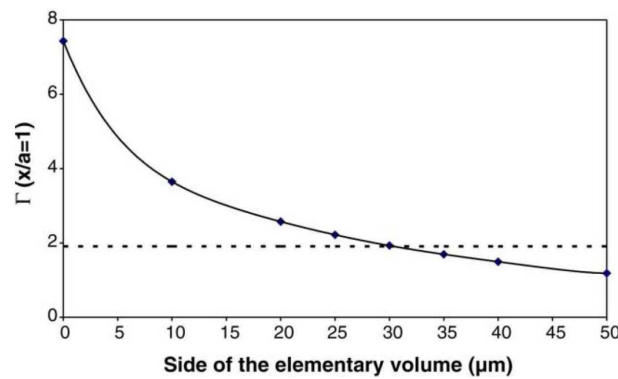


Figure V.12: Evolution du maximum de la valeur du SWT (appelé ici  $\Gamma$ ) en fonction de la taille du volume élémentaire de moyennation (contact cylindre/plan, force normale  $P = 1000$  N; force tangentielle  $Q_{max} = 420$  N). La valeur critique de  $\Gamma$  à 100 000 cycles est 1.9 et est représenté par le trait en pointillé [Fridrici et al. (2005)].

Il est important de noter que deux approches existent quant au paramètre pertinent pour le choix du volume élémentaire :

- ✓ Paramètre lié au matériau. Cette approche paraît la plus cohérente quant à l'application d'un critère général multiaxial de fatigue qui relie en général une grandeur qui dépend de l'état de contrainte et une grandeur lié au matériau. Le paramètre le plus fiable est celui de la 'critical distance' (Équation V.7) introduit en fretting fatigue par Nowell et al. [Dini et al. (2006)] et Araujo [Araujo et al. (2007)]. Cette distance est en lien avec la taille de défaut qui voit une réduction de la limite nominale de fatigue : intersection des deux asymptotes sur de diagramme de Kitagawa et Takahashi : Figure I.23. On peut également noter que dans l'approche de Fridrici, la taille du volume élémentaire identifiée pour le TA6V semble être également liée à un paramètre matériau, 30μm étant très proche de la taille moyenne du grain pour le matériau étudié.

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left( \frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_{-1}} \right)^2$$

Équation V.7

- ✓ Paramètre lié au contact. Cette approche, plus spécifique à la fatigue de contact, vise à intégrer les paramètres de la taille même du contact. Différentes descriptions ont été proposées par Proudhon [Proudhon *et al.* (2006)] et Kubiak [Kubiak (2006)] et sont détaillées dans le chapitre I.2.5.β.

Pour ce travail de thèse où l'intérêt est plus porté sur l'identification d'une loi ingénierie d'amorçage fournissant rapidement un nombre de cycles à amorçage pour une géométrie de contact donnée, la seconde approche sera préférée.

## V.2.5. Résultats

### V.2.5.1. Modèle élastique avec moyennation

L'étape de moyennation est ajoutée à la démarche du modèle d'amorçage. Le programme ZeBulon est utilisé : 'routine average\_around.inp'. En effet, cette routine écrit directement un nouveau fichier '.odb' avec les valeurs moyennées à partir du fichier '.odb' résultat du calcul EF. L'ensemble des essais est repris et les critères recalculés à partir des champs de contraintes et de déformation moyennés.

La Figure V.13 montre bien l'atténuation des profils SWT liée à la moyennation des différents champs. Seules les valeurs sont modifiées : les positions des points maximums restent inchangées.

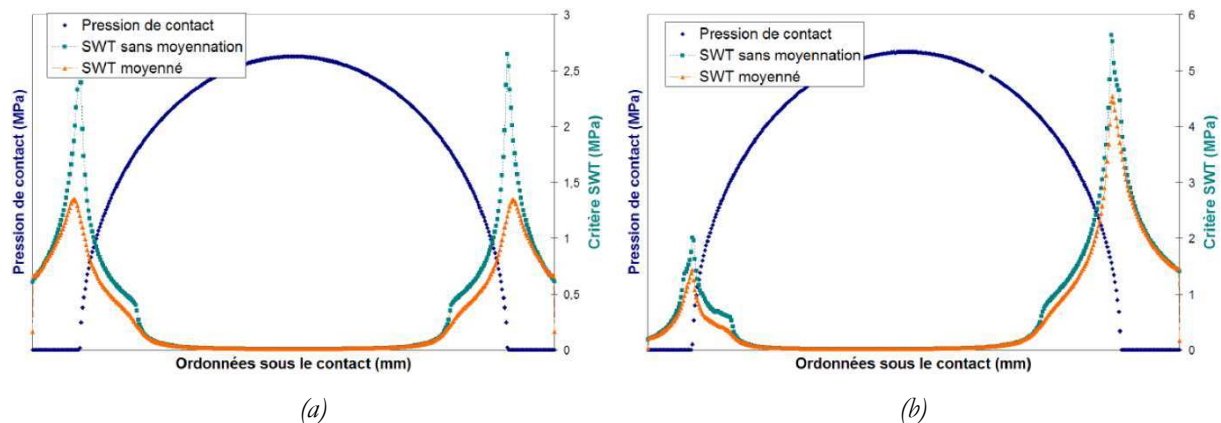


Figure V.13: Profils de pression sous le contact superposé au profil SWT initial et moyenné dans le cas de l'essai (a) fretting simple ( $Q = xxx \text{ N/mm}$ ) et (b) de l'essai fretting fatigue ( $Q = xxx \text{ N/mm}$ ,  $\sigma = 350 \text{ MPa}$ ).

Les graphes  $SWT = f(N)$  pour les essais de fretting et les essais de fretting fatigue sont présentés en Figure V.14 et Figure V.15. Les allures des courbes restent identiques avec un fort abattement des courbes. La moyennation des champs de contrainte et de déformation permet un net rapprochement des courbes pour les deux géométries de contact. Néanmoins, les courbes restent distinctes. **La prise en compte de l'effet d'échelle pour une moyennation simple reste donc insuffisante.**

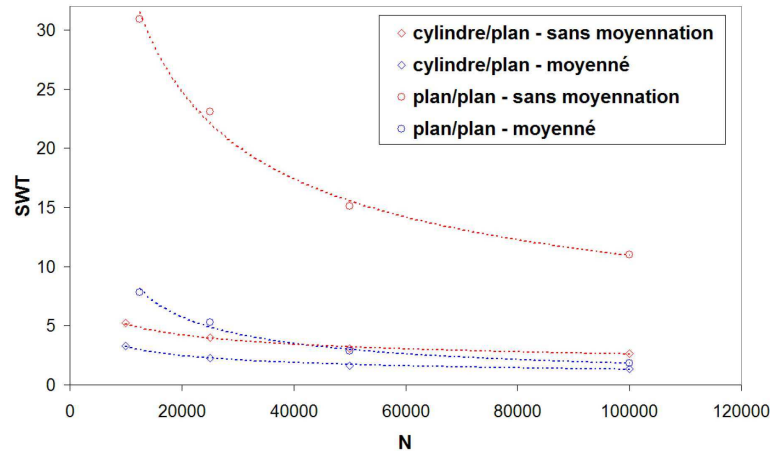


Figure V.14: Courbes  $SWT = f(N)$  résultantes des calculs sans moyennation ou avec pour les deux géométries de contact dans le cas de l'essai de l'essai de fretting.

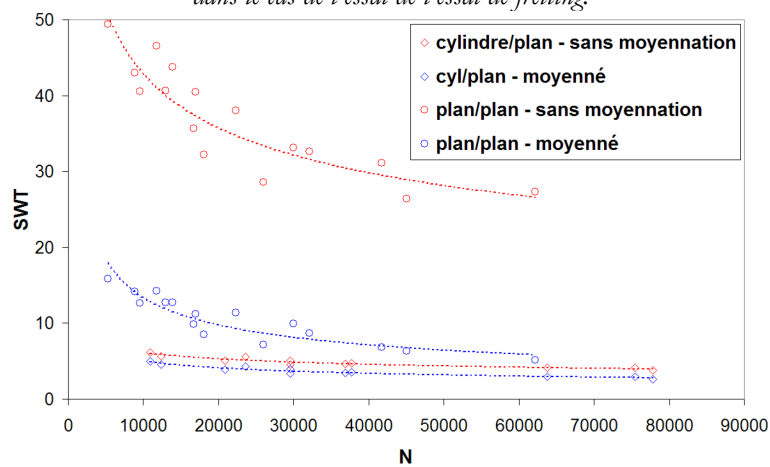


Figure V.15: Courbes  $SWT = f(N)$  résultantes des calculs sans moyennation ou avec pour les deux géométries de contact dans le cas de l'essai de l'essai de fretting fatigue.

Les paramètres des lois SWT sont identifiés à partir de la procédure MatLab. Le Tableau V-2 donne l'ensemble des paramètres des lois SWT avec ou sans la moyennation. Il est alors visible que si des paramètres sont trouvés, la procédure d'identification reste mathématique. Les valeurs trouvées s'éloignent de la signification physique de la loi. En effet, certaines valeurs (principalement  $\epsilon'_f$  et  $c'$ ) sont très éloignées des valeurs de Dowling (Tableau V-1). Ceci est admissible dans un modèle de dimensionnement du point de vue ingénieur mais reste problématique du point de vue scientifique. Une démarche plus comportementale devra donc être établie dans les travaux à venir.

essai	Fretting simple				Fretting fatigue			
	cyl/plan		plan/plan		cyl/plan		plan/plan	
contact	0 microns	30 microns	0 microns	30 microns	0 microns	30 microns	0 microns	30 microns
$\sigma'_f$	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
$\epsilon'_f$	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
$b'$	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx
$c'$	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx	xxx

Tableau V-2: Bilan de l'ensemble des paramètres identifiés des lois SWT pour l'amorçage d'une fissure de 70 microns, avec ou sans moyennation, pour les deux géométries de contact et les deux types d'essai considérés.

Si certains paramètres paraissent aberrants, la loi SWT identifiée en fretting fatigue du contact cylindre/plan est quasi-superposée à la loi Dowling : Figure V.16. Ceci met en avant le caractère conservatif de la loi SWT de Dowling car cette loi prédit un amorçage de 1 mm quand la loi SWT trouvée ici prévoit l'amorçage d'une fissure de 70  $\mu\text{m}$ .

Si l'on compare la loi SWT fretting fatigue plan/plan à la loi Snecma, il est visible que la loi Snecma se situe au dessus jusqu'à environ 200 000 cycles. La loi Snecma prédit donc des amorçages plus tardifs mais la longueur considérée pour ce modèle est bien supérieure à 70  $\mu\text{m}$  rendant ainsi impossible la comparaison.

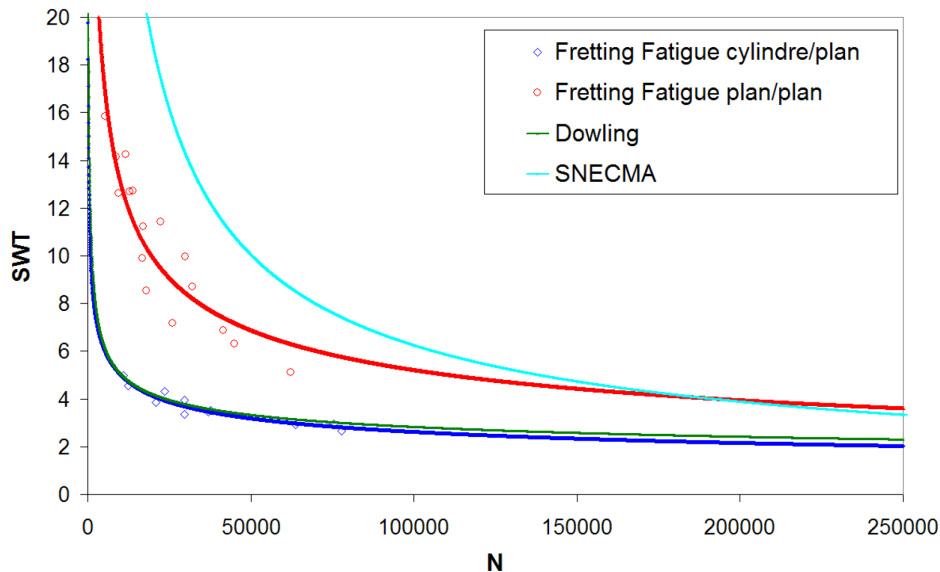
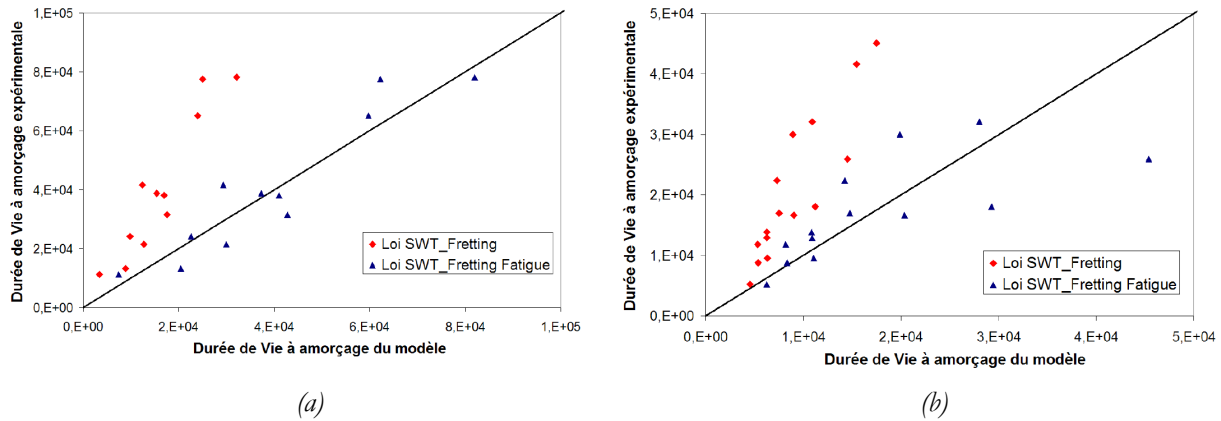


Figure V.16: Graphes des lois SWT moyenné à amorçage d'une fissure de 70  $\mu\text{m}$  obtenues en fretting fatigue pour les deux géométries de contact, superposition avec la loi citée par Dowling et la loi Snecma.

Avec des lois SWT identifiées en fretting simple et en fretting fatigue, il devient alors possible de prédire numériquement les durées de vie des essais. Les deux lois moyennées identifiées pour chaque géométrie de contact sont alors utilisées afin de prédire les durées de vie à amorçage des essais fretting fatigue. Les diagrammes comparant les durées de vie prédites et les durées de vie expérimentales sont présentés en Figure V.17.

Il est alors logiquement visible que les durées de vie prédites par les lois identifiées en fretting fatigue sont très proches des durées de vie expérimentales. Ce résultat découle évidemment du fait que ces lois ont été caractérisées à partir de ces mêmes essais. Les écarts observés correspondent simplement aux écarts entre les points expérimentaux et les lois correspondantes visibles en Figure V.16.

**Cependant, La Figure V.17 montre surtout que les prédictions des durées de vie en fretting fatigue obtenues à partir des lois identifiées en fretting simple donnent des résultats conservatifs : durées de vie plus faibles. En effet, à iso valeur de critère SWT, la valeur de la contrainte tangentielle correspondante est bien supérieure dans le cas de l'essai de fretting en comparaison à l'essai de fretting fatigue. On retrouve ici l'impact prépondérant de la force de fretting dans l'amorçage. Ces résultats impliquent alors qu'un dimensionnement d'une structure soumise à un chargement de fretting fatigue effectué à partir d'une identification de loi d'amorçage en fretting simple sera conservatif.**



*Figure V.17: Diagrammes représentant les durées de vie expérimentales à amorçage par rapport aux durées de vie prédites par le modèle en utilisant les lois SWT identifiées en fretting ou en fretting fatigue : (a) contact cylindre/plan et (b) contact plan/plan.*

### V.2.5.2. Tentatives d'optimisation

Au vu des résultats du modèle d'amorçage, le principal défaut du modèle est l'insuffisance de la prise en compte du gradient des contraintes. L'écart entre les lois SWT identifiées pour les deux géométries vient notamment :

- ✓ De la différence très importante entre les deux gradients correspondants aux deux géométries différentes : le contact plan/plan étant extrêmement contraignant.
- ✓ De l'insuffisance même de la procédure de moyennation sur un volume constant.

Un modèle optimum devrait permettre d'identifier une unique loi SWT quelle que soit la géométrie du contact. Cependant un nombre insuffisant de données est disponible dans cette étude et la différence entre les deux gradients est trop importante pour accéder directement à un tel résultat. Toutefois, deux améliorations du modèle ont été tentées :

- ✓ Modification du modèle EF vers un modèle Elasto-visco-plastique (EVP), notamment afin d'atténuer le fort gradient du contact plan/plan par rapport à l'approximation élastique..
- ✓ Modification de la technique de moyennation avec un rayon de moyennation variable.

#### Modèle Elasto-visco-plastique (EVP) :

L'objectif est d'intégrer la plasticité dans le calcul des contraintes du contact plan/plan et de se rapprocher ainsi du comportement réel. La loi utilisée est donc une loi EVP complète. En effet, cette loi disponible à Snecma, est directement implantable au modèle via le code Zebulon. De plus, les lois SWT identifiées sont promises à une utilisation à Snecma, donc, par souci de cohérence, cette loi est utilisée au lieu d'une loi plus simple de type élasto-plastique. La Figure V.18 présente le champ des contraintes de Von Mises sous le contact. Le point le plus chargé est localisé en bordure du contact. Le gradient de contrainte est alors tracé sous ce point de contrainte de Von Mises maximale en fretting simple pour les deux géométries de contact et pour les deux lois matériaux en Figure V.19. Aucune différence n'est alors observée dans le cas du contact cylindre/plan, confirmant ainsi l'absence de plastification sous le contact pour cette géométrie. Dans le cas du contact plan/plan, une forte atténuation du gradient des contraintes est observée comme attendue. Les gradients des deux géométries de contact pour le modèle EVP sont alors très proches. Le calcul EVP est beaucoup plus

représentatif de la réalité réduisant de facto la discontinuité des contraintes et donc la valeur calculée du risque d'amorçage.

La loi matériau EVP semble donc être la piste la plus prometteuse et la plus directe afin d'améliorer le modèle et se rapprocher d'une unique loi d'amorçage. Néanmoins, les calculs EVP sont des calculs extrêmement lourds et coûteux, surtout compte tenu de la taille du modèle. De plus, de nombreux calculs correspondants aux différents essais sont ici nécessaires. Cette étude n'a donc pas pu être menée au cours de ce travail. Cependant la méthodologie est disponible pour Snecma et pourra être appliquée avec la base de données expérimentales à venir concernant le contact réel : essais fretting fatigue plan/plan TA6V/TA6V grenailé et revêtu.

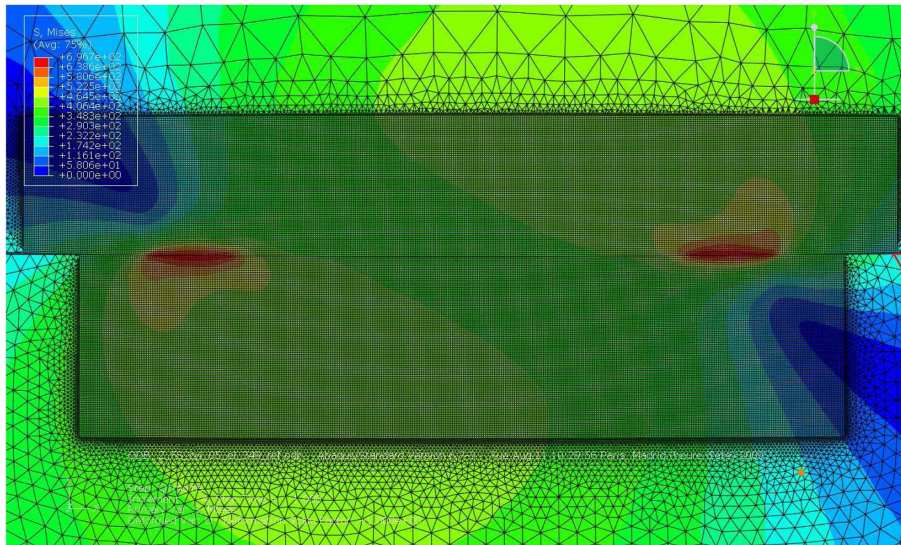


Figure V.18: Champ de contrainte de Von Mises sous le contact: essai de fretting.

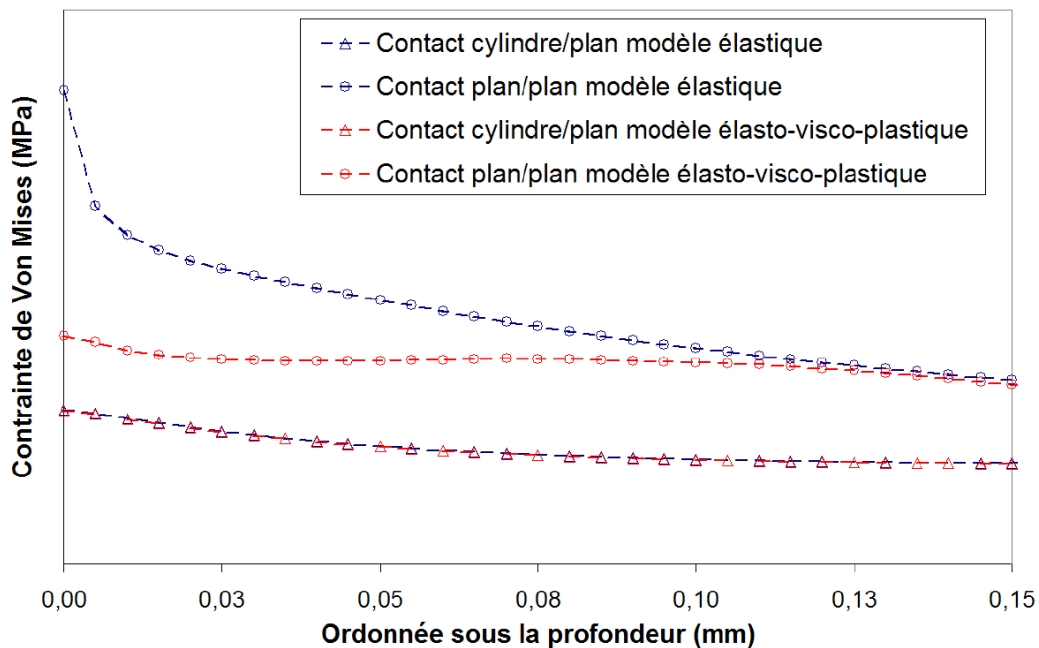


Figure V.19: Gradient de contrainte de Mises sous le point de contrainte maximale, comparaison entre le modèle élastique et le modèle EVP pour les deux géométries de contact.

Rayon de moyennation adaptatif :

Les résultats présentés en Figure V.16 montrent la nécessité d'inclure le gradient des contraintes dans le modèle. Une première approche a été tentée lors du stage de Master de J. Leroux. Dans cette démarche décrite en Figure V.20, le rayon de moyennation n'est plus constant mais s'adapte au champ de contrainte. Ainsi le volume de moyennation est calculé en chaque nœud afin d'obtenir un gradient quasi identique dans chaque volume, de telle sorte que le gradient de contrainte dans le volume soit inférieur à  $\beta \cdot \sigma_{\max}$  avec  $\beta$  le taux d'atténuation et  $\sigma_{\max}$  la contrainte maximale dans le volume. En plus des paramètres du modèle EF, 4 autres paramètres sont donc ajoutés à cette analyse :

- ✓  $r_{\min}$  : la taille de moyennation minimale
- ✓  $r_{\max}$  : la taille de moyennation maximale
- ✓  $\beta$  : le taux d'atténuation
- ✓  $\delta r$  : l'incrément d'augmentation de la taille du volume

Malgré des débuts prometteurs, cette méthode s'avère trop contraignante et les résultats ne sont pas concluants. L'atténuation des contraintes est trop importante et les maximums des critères obtenus sont physiquement incohérents. La prise en compte du gradient dans le modèle nécessite de faire évoluer ou de modifier cette approche.

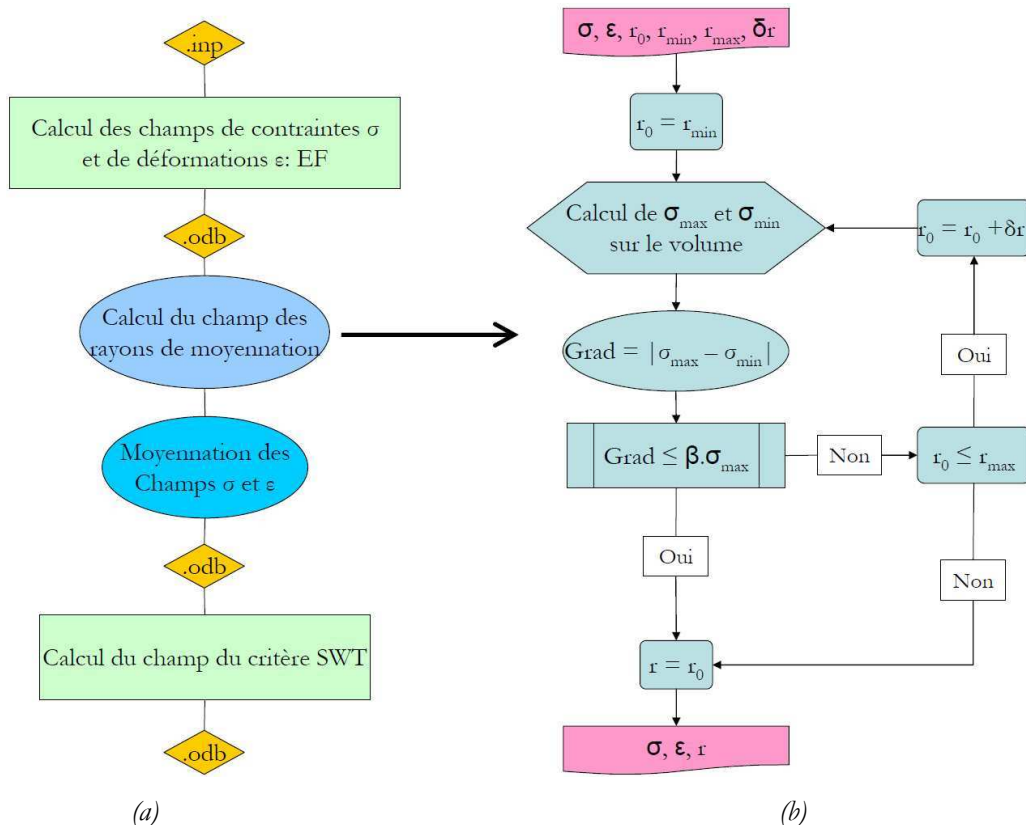


Figure V.20: (a) Diagramme présentant le modèle de calcul de la durée de vie à amorçage avec calcul du rayon de moyennation adaptatif, (b) détail de la méthode du calcul du champ des rayons de moyennation.



### V.2.5.3. Conclusion sur le modèle d'amorçage

La méthodologie permettant d'inclure rapidement les données expérimentales d'amorçage est en place. Les résultats obtenus correspondent aux attentes du point de vue de l'identification rapide d'une loi ingénieur d'amorçage. Cependant, si la prise en compte des données expérimentales d'amorçage est effective, la prise en compte du gradient de contrainte dans le modèle s'avère indispensable et nécessite plus de données expérimentales et donc la réalisation d'une étude expérimentale spécifique sur l'effet du gradient. Néanmoins, des lois SWT sont proposées et validées même si elles ne sont applicables que dans une configuration de contact particulière. Le point le plus intéressant étant que la détermination d'une loi SWT à partir d'essais de fretting donne des prédictions conservatives sur l'amorçage des fissures, ce qui est positif du point de vue du dimensionnement en simplifiant ainsi la démarche ; les essais de fretting étant relativement plus simples à mettre en place.

Si le modèle dépend de la configuration du contact et du type de sollicitation, il ne faut pas oublier la dépendance à l'ensemble des paramètres liés au modèle lui-même :

- ✓ La taille de maille sous le contact : son influence est surtout visible dans le cas de la géométrie plan/plan : où une maille plus fine permet de mieux décrire le très fort gradient de contrainte : les contraintes atteintes au niveau du contact sont alors plus importantes.
- ✓ Paramètres du modèle EF : gestion du contact, loi matériau, etc...
- ✓ Les paramètres de moyennation : 1 paramètre dans le cas de la moyennation sur un volume fixe et 4 dans le cas du volume adaptatif.

## V.3. Prédiction de la durée de vie en propagation

### V.3.1. Principe du modèle

Le calcul du nombre de cycles à propagation se base sur la fatigue simple des matériaux. L'objectif est donc de déterminer l'évolution de  $\Delta K_{eq}$  (Équation V.8) en fonction de la longueur de la fissure pour chaque condition puis de d'identifier le nombre de cycles à rupture à partir d'une loi simple de Paris que l'on intègre entre  $a_0 = 70 \mu m$  et  $a_c$  : longueur de la fissure pour laquelle  $\Delta K_{eq} = K_c$  : Équation V.9.

$$\Delta K_{eq} = \sqrt{\Delta K_I^2 + \Delta K_{II}^2} \quad \text{Équation V.8}$$

$$N_p = \int_{a_0=70\mu m}^{a_c} \frac{da}{C(\Delta K_{eq})^m} \quad \text{Équation V.9}$$

Deux techniques principales sont, en général, utilisées afin de déterminer les évolutions des FIC :

- ✓ Méthode EF qui consiste à effectuer un calcul EF avec une fissure physiquement présente dans le modèle puis à calculer les intégrales de contour J.
- ✓ Méthode semi-analytique qui consiste à calculer par EF le champ de contrainte puis à calculer analytiquement les FIC par **la méthode des fonctions de poids** décrite en annexe C.

La méthode EF fournit des résultats plus précis mais est extrêmement lourde tandis que la méthode semi-analytique est très rapide. Ainsi, J. Arthaud a comparé les résultats obtenus par les deux méthodes pour un essai de fretting : Figure V.21. Il est alors visible que les écarts sur les valeurs des FIC sont très faibles (inférieurs à 10%) avec un maximum d'écart à environ 120  $\mu\text{m}$ .

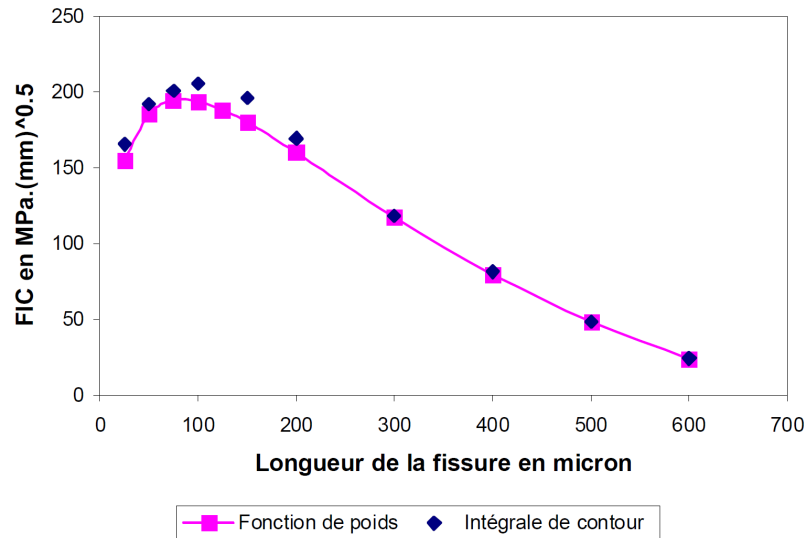


Figure V.21: Comparaison des évolutions du FIC en fonction de la longueur de la fissure obtenue par la méthode EF des intégrales de contour et la méthode semi-analytique des fonctions de poids.

Compte tenu des faibles écarts observés entre les deux méthodes et de la rapidité d'exécution de la méthode semi-analytique, les évolutions des facteurs d'intensité des contraintes sont évaluées par la méthode des fonctions de poids. **Le modèle de durée de vie à propagation n'est appliqué que dans le cas du fretting fatigue cylindre/plan.**

### V.3.2. Implémentation

La démarche est donc conduite en deux étapes :

- ✓ Calcul EF du champ de contrainte sous le contact avec Abaqus
- ✓ Calcul analytique des fonctions de poids avec Matlab.

Afin de conduire cette démarche, le modèle EF doit être modifié : le set de nœuds considéré sous le contact est approfondi afin de pouvoir contenir toute la fissure. Ceci augmentant fortement le nombre de nœuds dans le modèle, le maillage est modifié : maille 20x20  $\mu\text{m}$  sous le contact (Figure V.22). Différentes tailles de maille de 5  $\mu\text{m}$  à 20  $\mu\text{m}$  ont été testées sans qu'aucune différence ne soit observée.

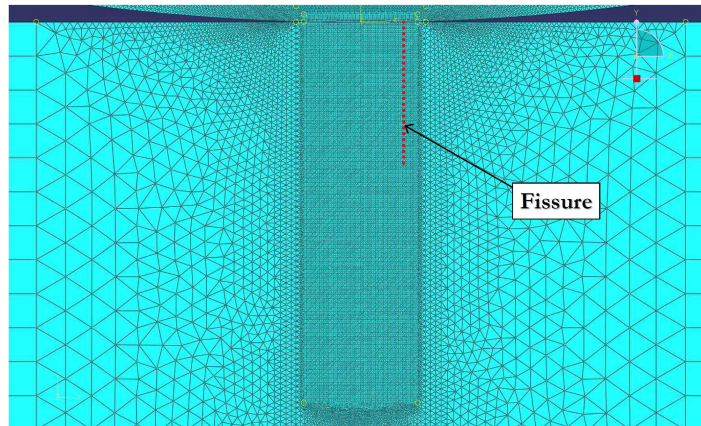


Figure V.22: Image de la zone sous le contact du modèle EF de fretting fatigue cylindre/plan pour le calcul de la durée de vie à propagation, localisation de la fissure considérée.

Il est important de noter que l'étape de calcul de la durée de vie à propagation ne peut être réalisée qu'après l'analyse de l'amorçage car la toute première phase du calcul de propagation consiste à déterminer le site de départ de la fissure.

**La géométrie de fissure considérée dans un premier temps est la plus simple possible : fissure droite propageant orthogonalement à la surface.**

### V.3.3. Résultats

Pour chaque condition d'essai fretting fatigue cylindre/plan, les sites d'amorçage sont identifiés puis les calculs EF sont reconduits. La Figure V.23 présente les évolutions de  $K_{eq}$  en fonction de la longueur de la fissure. Il est alors visible que pour des fissures courtes (jusqu'à  $a/w = 0,05$  ou  $0,1$  suivant le force tangentielle considérée), le FIC équivalent est supérieur au cas de la fatigue ce qui rejoint les observations du chapitre IV où il a été vu expérimentalement que la cinétique de propagation en fretting fatigue d'une fissure sous influence du contact est plus importante qu'en fatigue simple. Quand la fissure se propage, la courbe d'évolution du FIC rejoint très rapidement le comportement général de la fatigue simple.

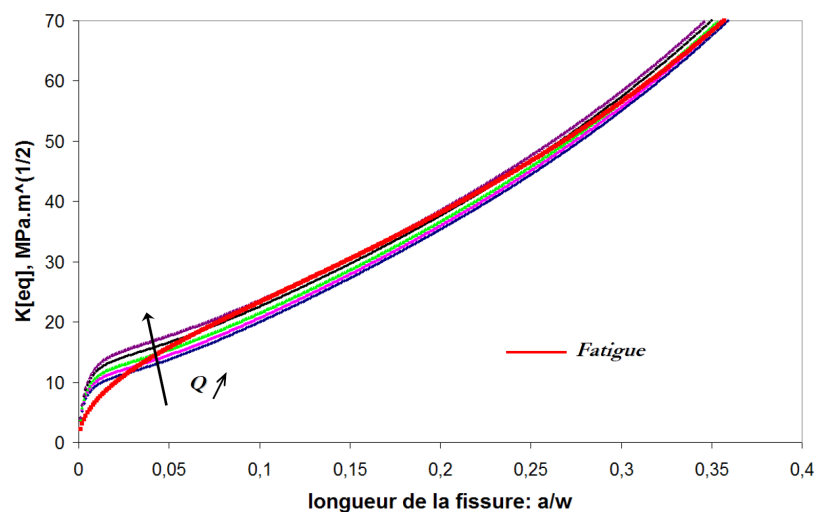


Figure V.23: Graphes de  $K_{eq} = f(a/w)$  en fretting fatigue pour différents efforts tangentiels, superposition avec le cas de la fatigue simple.

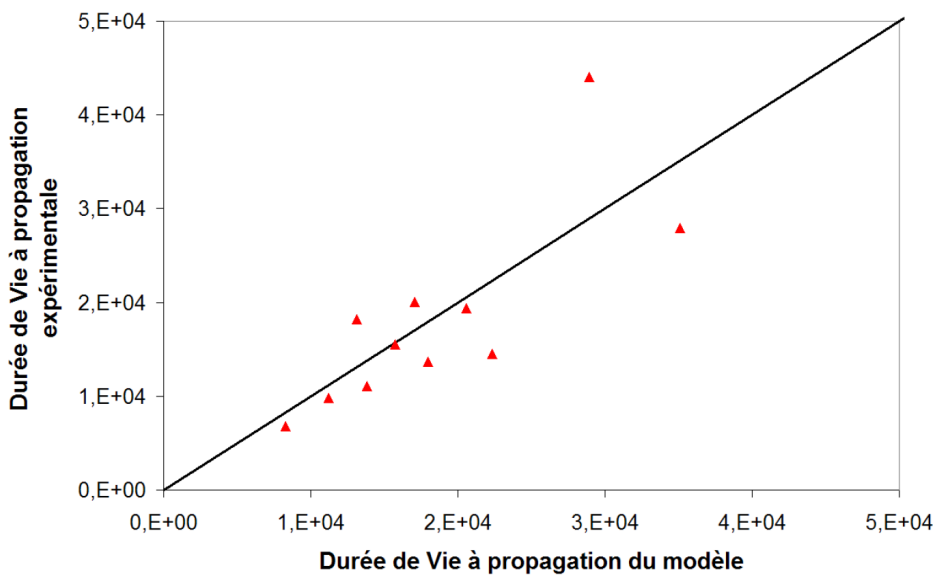
Afin d'évaluer la pertinence du modèle, les différents nombre de cycles à propagation sont calculés

- ✓ Durées de vie à propagation expérimentales : par différences entre la durée de vie à rupture et la durée de vie à amorçage
- ✓ Durées de vie à propagation du modèle : calcul via l'Équation V.9. Les paramètres de la loi de Paris sont fournis par Snecma en Tableau V-3.

m	C
xxx	xxx

*Tableau V-3: Paramètres de la loi de Paris du TA6V en fatigue ( $R = 0.01$ ) à température ambiante : données Snecma.*

La comparaison entre les durées de vie à amorçage prédites et celles obtenues expérimentalement est présentée en Figure V.24. Ainsi, la corrélation entre le modèle et l'expérience est très bonne : **le modèle, bien qu'extrêmement simple, fournit de bons résultats. Ceci signifie que les paramètres de la loi de Paris fournis par Snecma sont corrects mais également que le modèle de propagation n'amènera que peu de dispersion sur le modèle global : ceci renforce l'importance majeure du modèle d'amorçage.**



*Figure V.24: Diagramme représentant les durées de vie expérimentales à propagation par rapport aux durées de vie prédites par le modèle : fretting fatigue du contact cylindre/plan.*

### V.3.4. Conclusion sur le modèle de propagation

Le choix initial d'un modèle simple de propagation se révèle ici suffisamment précis. La phase de propagation entre une fissure de 70  $\mu\text{m}$  et la rupture est donc relativement bien décrite par une propagation orthogonale à la surface et une loi de Paris simple.

Néanmoins, si ce modèle donne de bons résultats dans la détermination des durées de vie à propagation, il existe de nombreuses pistes d'amélioration. En effet, la superposition des cinétiques de

propagation expérimentales et celles obtenue par le modèle (Figure V.25) montre bien que le comportement même de la fissure n'est pas pris en compte.

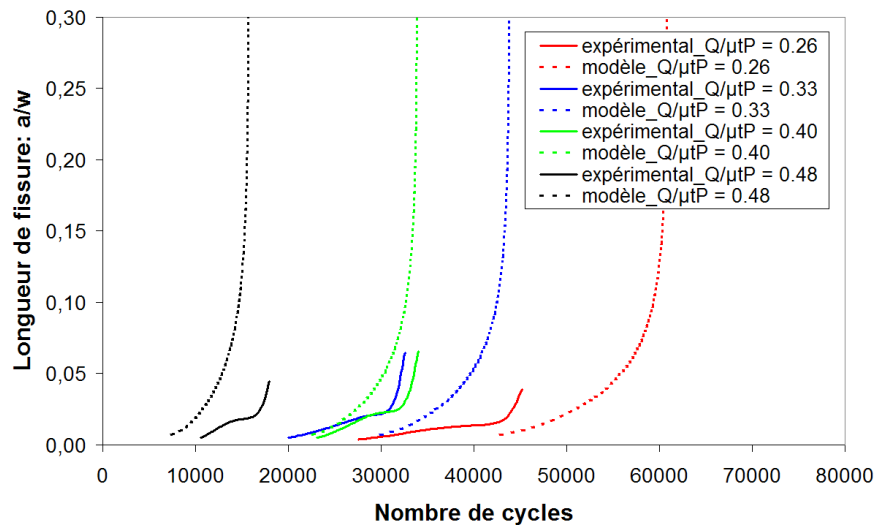


Figure V.25: Superposition des courbes  $a/W = f(N)$  expérimentales et du modèle pour différents essais de fretting fatigue cylindre/plan ( $\sigma_{fat} = 400$  MPa).

Une première évolution a été approchée en incluant des bifurcations dans le chemin de fissuration. Deux géométries de fissure sont testées d'après l'annexe B :

- ✓ Fissure avec une bifurcation : propagation à  $45^\circ$  sur  $70 \mu\text{m}$  puis propagation à  $0^\circ$  par rapport à l'orthogonale.
- ✓ Fissure avec deux bifurcations : propagation à  $45^\circ$  sur  $70 \mu\text{m}$  puis  $15^\circ$  sur une profondeur de  $500 \mu\text{m}$  et enfin propagation à  $0^\circ$  par rapport à l'orthogonale.

Le calcul est effectué en considérant des repères locaux sur chaque segment suivant l'axe de la fissure. La Figure V.26 présente le type de cinétique obtenue en comparaison avec la cinétique expérimentale. Ainsi, une fissure présentant deux bifurcations tend effectivement vers le comportement réel en propagation. Ceci montre que :

- ✓ Il existe un lien réel entre les comportements observés en propagation et le chemin de la fissure particulier au cas du fretting fatigue.
- ✓ Un modèle plus complet devra inclure la géométrie de la fissure.

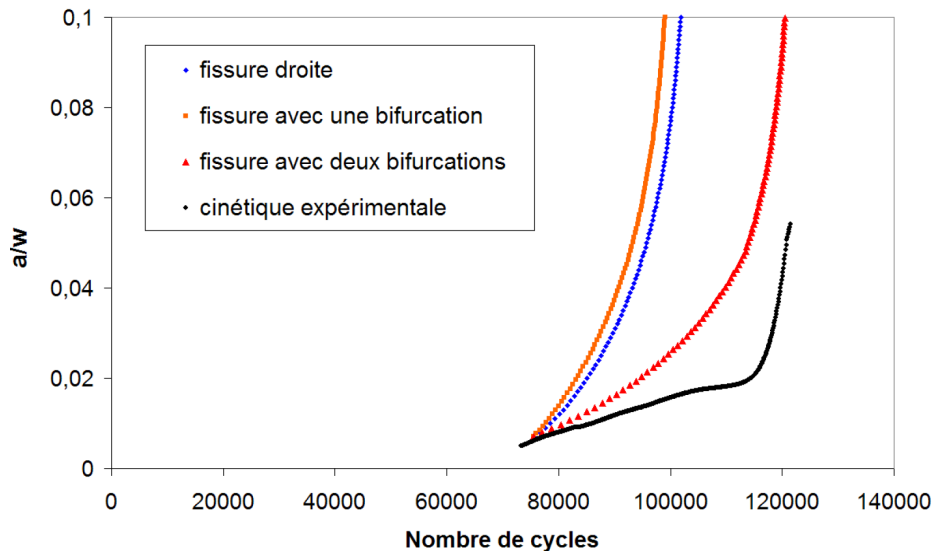


Figure V.26: Graphes des cinétiques de propagation des différentes géométries de fissure modélisées, comparaison à la courbe expérimentale : essai fretting fatigue cylindre/plan  $\sigma = 35$  MPa et  $Q/\mu P = 0 ; 26$ .

Ces observations vont donc dans le sens des dernières évolutions citées dans la bibliographie [Giner *et al.* (2008)] concernant l'utilisation des techniques X-FEM qui sont capables de faire évoluer le trajet de fissuration.

#### V.4. Conclusion générale sur le modèle

Malgré l'ensemble des simplifications considérées, une démarche permettant de fournir un modèle des calculs des durées de vie complet est décrite. Cette démarche appliquée au cas expérimental considéré permet de fournir une loi SWT spécifique et d'évaluer numériquement les durées de vie des éprouvettes. La Figure V.27 présente un diagramme comparant les durées de vie expérimentales et numériques obtenues. Cette démarche donne de très bons résultats quand une loi identifiée en fretting fatigue est utilisée avec la limitation importante que cette loi n'est utilisable que pour la configuration de contact considérée ici. Cependant il est très intéressant de voir qu'une loi identifiée en fretting simple fournit des durées de vie prédites dans le domaine conservatif.

**Le modèle présenté répond donc à la problématique ingénieur de dimensionnement en fournissant une loi de prédiction des durées de vie à amorçage en fretting fatigue pour la configuration du contact aube/fan de la soufflante.**

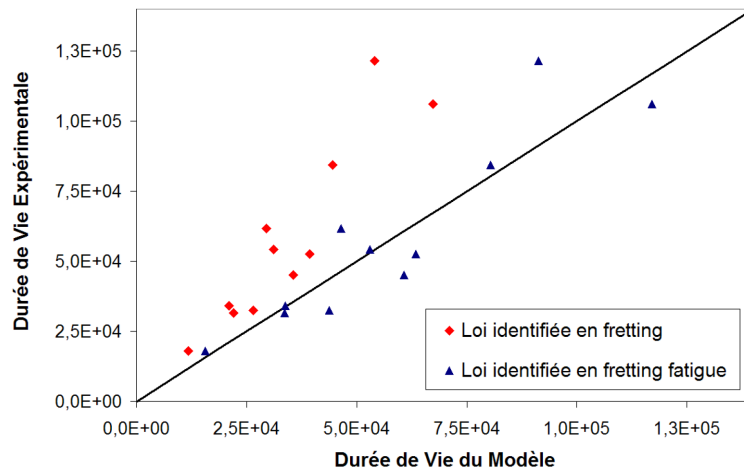


Figure V.27: Diagramme représentant les durées de vie totales expérimentales par rapport aux durées de vie prédites par le modèle : fretting fatigue du contact cylindre/plan.

La démarche d'établissement de la procédure de modélisation a mis en évidence deux éléments très importants :

- ✓ Le modèle d'amorçage reste le point le plus important et sensible du modèle. Durant cette phase, l'impact de l'effort de fretting est encore une fois mise en avant par le caractère conservatif des résultats obtenus avec la loi identifiée en fretting.
- ✓ A l'intérieur de ce modèle d'amorçage, la principale problématique reste la prise en compte de l'effet d'échelle.

Sur ce dernier point, une approche a été tentée montrant la difficulté dans la détermination d'une méthodologie efficace afin d'inclure efficacement le gradient de contrainte dans le modèle. Cette difficulté vient à la fois de la complexité du problème lui-même et de l'insuffisance dans le volume des données expérimentales disponibles. C'est pourquoi l'étude spécifique du gradient de contrainte est prévue dans la poursuite de ce travail.

L'ajout d'un paramètre matériau pour uniformiser les lois SWT' devra être considéré dans le futur : concept de la 'critical distance', paramètre matériau classique de fatigue prenant en compte un abattement lié au contact, ... ? Cependant, dans l'optique d'identifier un critère universel, il sera sûrement nécessaire d'inclure à la fois un composant lié au matériau et un autre lié au contact. Une seconde piste prometteuse réside dans l'analogie qui peut être faite entre le gradient sous le contact et le gradient présent en pointe de fissure d'une éprouvette entaillée : 'notch analogies' [Nowell *et al.* (2003)].

Enfin, si le modèle ne s'intéresse qu'à la configuration d'essais de fretting fatigue 'en phase', des travaux existent concernant la modélisation de l'endommagement lors d'essais de type 'vol'. La principale piste réside dans les techniques de cumul de dommages étudiée par Araujo *et al.* (2009)].

# ***CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES***

## **Conclusion :**

Le point de départ de cette étude est un manque de données expérimentales sur la fissuration en fretting fatigue. Cette science est jeune et les moyens expérimentaux commencent à être de plus en plus évolués. Néanmoins, les standards de plus en plus élaborés de l'industrie aéronautique ont besoins de données de plus en plus précises. Or la problématique du fretting fatigue est très complexe de part une combinaison de plusieurs efforts qui impactent les mécanismes de fissuration. Un état de l'art a montré que si beaucoup de travaux ont été réalisés, les données collectées ne suffisent pas à calibrer les modèles numériques de prédiction des durées de vie en fretting fatigue. Ainsi cette thèse a permis de fournir un outil expérimental, des données quantitatives et qualitatives indispensables sur la fissuration en fretting fatigue et un premier modèle de prédictions des durées de vie utilisant ces données.

D'un point de vue plus général, **le résultat important de ce travail de thèse réside dans le développement et la validation d'un nouveau moyen d'essai de fretting fatigue double vérins instrumenté.** Les capacités du dispositif et les techniques qui y ont été ajoutées commencent à peine à révéler leurs potentiels. Les quelques études réalisées sur ce dispositif ont rapidement fournis des données inédites sur la fissuration en fretting fatigue. Ce dispositif maintenant disponible au LTDS et va pouvoir être utilisé afin de déterminer les conditions d'amorçage en fretting fatigue en fonction de nombreux paramètres.

Aussi, les connaissances sur le comportement de la fissure elle-même ont été accrues en combinant plusieurs techniques d'analyses à l'essai permettant de découpler les différents efforts. Les techniques utilisées sont : l'émission acoustique, le suivi de fissuration par suivi de potentiel, la profilométrie 3D et l'imagerie optique et électronique. **Ces analyses ont pu confirmer un scénario de fissuration en 3 phases.**

De plus, **les influences séparées des différents efforts intervenant dans la sollicitation de fretting fatigue ont pu être identifiées quantitativement.** Les conditions de chargement entraînant un amorçage de fissure ont été déterminées. Ces données doivent, elles, être utilisées pour calibrer un modèle d'amorçage des fissures. Ce modèle a été construit et a montré que des données expérimentales sont encore nécessaires notamment sur l'impact du gradient de contrainte.

**Le modèle construit dans ce travail, bien que très simple, donne de bons résultats et représente donc une excellente base de travail pour les modèles à venir.** Ce modèle a comme principal avantage de pouvoir caler une loi d'amorçage correspondant au contact réel en termes de géométrie et de sollicitation. De plus, la taille à amorçage considérée ici est extrêmement faible.



## Perspectives :

La mise en place du nouveau moyen expérimental et d'une première modélisation permet d'envisager de multiples perspectives. Cependant, trois voies de travail sont à privilégier :

- ✓ D'un point de vue industriel, l'influence de certains paramètres doit être étudiée en se rapprochant du contact réel aube/disque. Ces paramètres sont donc le **grenailage, le revêtement et la température**. De plus il est important de noter que la sollicitation du contact industriel est en réalité plus complexe que l'approche utilisée dans ce travail. En effet, les efforts normaux et les amplitudes de débattement sont variables. Une piste majeure de travail qui se révèle en plus très intéressante d'un point de vue scientifique est l'étude de **la compétition non plus entre le fretting et la fatigue mais entre le fretting, la fatigue et l'usure en imposant des amplitudes de débattements plus importantes**. L'impact de l'usure a déjà été abordé dans la littérature, cependant il n'y a que peu d'informations et l'instrumentation présente sur le montage de fretting fatigue du LTDS va permettre de pousser l'analyse nettement plus loin.
- ✓ Si le travail expérimental a été privilégié au cours de cette thèse, les résultats ont permis d'établir une base de modèle de prédictions des durées de vie. Nous avons montré que ce modèle souffre d'un manque évident de données. Ainsi **une étude complète, instrumenté avec la PDT, avec différents gradients de pressions devrait permettre de fournir les informations afin de valider une approche fiable capable de prédire les durées de vie à amorçage en fretting fatigue quelle que soit la configuration considérée**.
- ✓ Cette thèse a aussi été l'occasion d'appliquer pour **l'émission acoustique à un essai de fretting fatigue** en utilisant pour la première fois la gamme complète des analyses disponibles. Ainsi, l'émission acoustique a permis de séparer les différents modes de fissuration qui sont combinés lors de l'essai fretting fatigue. Le prochain travail consistera donc à réaliser des essais entièrement découplés soit en pure mode I pur soit en pure mode II pur instrumenté avec un maximum de techniques d'analyses complémentaires.

Ce travail de thèse est donc un point de départ qui laisse entrevoir de multiples champs d'investigation et une meilleure compréhension des processus d'endommagement sous sollicitations complexes de fretting fatigue.

# *ANNEXES*



## Annexe A

# Modèle EF 3D de l'essai fretting fatigue : contact cylindre/plan

Afin de vérifier le comportement réel de l'éprouvette de fretting fatigue utilisé dans cette étude, un modèle EF 3D est réalisé dans le cadre du stage de fin d'études ingénieur de Julien Leroux. Ce modèle a également été mis en place, afin d'évaluer les capacités et possibilités en termes de modélisation 3D du fretting fatigue à Snecma.

Dans un souci d'optimisation, seule la moitié de l'ensemble {éprouvette + poinçon + roulement} est modélisée. Un plan de symétrie est donc défini, traversant l'éprouvette au centre de la zone de contact dans le sens du glissement. Le modèle 3D est ensuite obtenu par extrusion sur 5 cm du modèle 2D. Les changements principaux concernent les modes de pilotages qui sont appliqués aux faces des éléments par des 'distributed force' (DLOAD) et non plus à des nœuds de référence par des 'concentrated forces' (CLOAD). Les paramètres de gestion du contact restent les mêmes que pour le modèle 2D. Les éléments utilisés ici sont des éléments C3D8R afin d'éviter les problèmes de blocage en flexion et de réduire les temps de calcul. Ce point devra être optimisé dans les travaux futurs. De plus le maillage de 5  $\mu\text{m}$  sous le contact du modèle 2D ne peut être conservé pour des raisons évidentes (taille du modèle, temps de calcul, convergence,...) ainsi, la taille de maille sous le contact est ramenée à 25  $\mu\text{m}$ .

Du fait d'un nombre important de nœuds présents dans le modèle (463960 éléments et 296919 nœuds), les calculs EF ont du être lancés sur une plateforme de supercalculateur, au Centre de Calcul Recherche et Technologie (CCRT), implanté en Ile-de-France et d'une puissance de 50 teraflops. Avec six processeurs et 10 Go de mémoire, le calcul dure environ 48h.

La Figure xxviii montre une vue globale des résultats obtenus avec les contraintes maximales principales dans l'éprouvette au maximum de traction (essai en phase). Le plan de symétrie est représenté par rapport à la position du contact sur la Figure xxix.

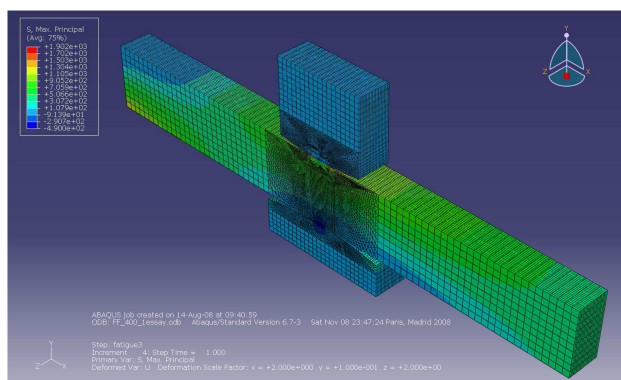


Figure xxviii: Représentation des contraintes maximales principales avec le modèle 3D à la fin du step 6: traction maximale.

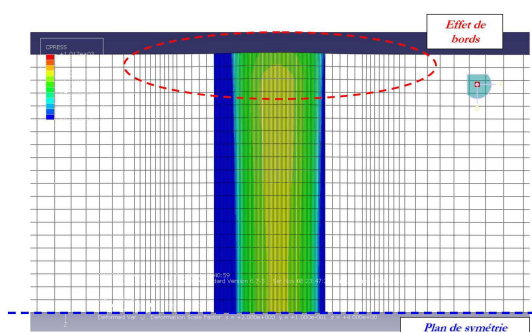


Figure xxix: Représentation des pressions de contact avec le modèle 3D: visualisation du plan de symétrie du modèle et de l'effet de bords.

La Figure xxix montre un effet de bord sous le contact avec une ‘fuite de la matière vers l’extérieur. Ceci est cohérent avec les constatations expérimentales. Cet effet se retrouve avec une chute du profil de pression entre la zone centrale de l’éprouvette et la zone en bord de contact (Figure xxx (a)). Il est toutefois important de vérifier les conditions de chargement de l’éprouvette (vis-à-vis du chargement propageant la fissure au cœur de la matière) ainsi que la validité du modèle 2D. Il s’agit donc de vérifier l’état de déformation plane dans le plan de symétrie de l’éprouvette. Ainsi la Figure xxx montre que les profils de pressions sont quasiment équivalents entre les deux modèles compte tenue des différences entre le modèle 3D et 2D (type d’éléments, taille de maille, mode de pilotage). De plus le tracé des profils des contraintes  $\sigma_{13}$  et  $\sigma_{23}$  au niveau du plan de symétrie révèle des valeurs inférieures ou égales à 30 MPa (Figure xxx (b)) sous le contact (zone la plus contrainte).

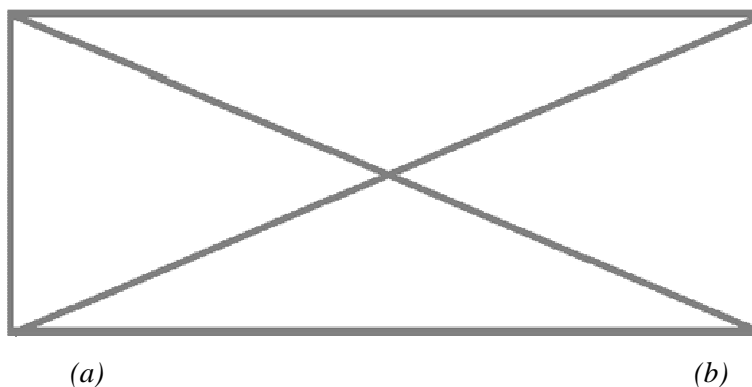


Figure xxx: (a) Comparaison des profils de pression de contact entre le modèle 2D et les sections centrale ou extérieure au contact du modèle 3D et (b) représentation des contraintes  $\sigma_{13}$  et  $\sigma_{23}$  sous le contact suivant l’axe de symétrie du modèle (Figure xxix : zone centrale de l’éprouvette)..

## Annexe B

# Considérations géométriques sur la technique de mesure des fissures

Il existe principalement deux méthodes de mesures des fissures en fretting (Figure xxxi) :

- ✓ **Mesure de la longueur projetée** : correspond à la profondeur équivalente de la fissure de propageant avec un angle nul par rapport à la normale à la surface.
- ✓ **Mesure inclinée** : méthode utilisée pour mesurer les fissures dans ce travail : correspond à la longueur entre le point d'initiation et le point terminant la fissure.

De même, il existe différentes façons de modéliser le trajet de la fissure de fretting ou de fretting fatigue. En effet, suite aux très nombreuses expertises effectuées au cours de ce travail de thèse, il apparaît impossible de donner une description unique de la géométrie de la fissure. Il est alors nécessaire de passer par des formes de fissures modèles (Figure xxxi) :

- ✓ **Fissure projetée** : fissure droite
- ✓ **Fissure réelle** : il existe des critères de bifurcation des fissures qui permettent de modéliser le trajet réel de la fissure, mais ces techniques sont très peu employées en fretting fatigue à l'heure actuelle
- ✓ **Fissures présentant une ou plusieurs bifurcations** : ces modèles de fissures discrétisent la fissures en plusieurs segments de droites.

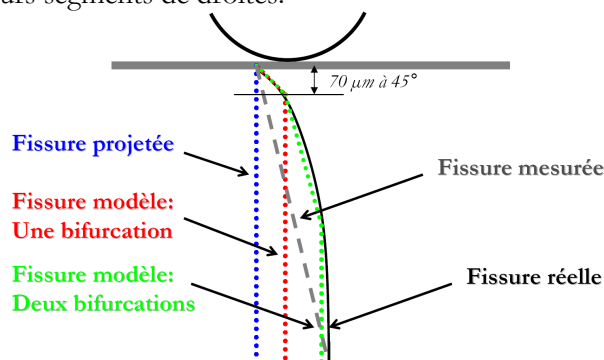


Figure xxxi: Schéma présentant les différentes manières de mesurer ou modéliser la fissure de fretting fatigue.

Il est important de noter que par souci de cohérence avec la définition de l'amorçage utilisée dans ce travail et la méthodologie de calcul des durées de vie à amorçage, la longueur du premier segment est forcément égale à 70  $\mu\text{m}$  dans notre cas. De plus un angle de 45° est fixé d'après les études précédentes.

Les résultats expérimentaux sont utilisés afin de caler des modèles. Il apparaît donc indispensable de connaître le lien entre la manière dont les fissures ont été mesurées et la longueur correspondante dans le modèle. L'intérêt supplémentaire de fissures modèles tient dans le fait qu'il existe des relations géométriques simples entre les longueurs des fissures mesurées expérimentalement et les longueurs équivalentes dans les modèles.

La Figure xxxii présente une superposition des évolutions des angles (par rapport à la normale à la surface) pour les différentes techniques de modélisation du trajet de la fissure. À ces modèles est superposé une évolution expérimentale (fissure expérimentale réelle) de l'angle de propagation obtenue suite à la réalisation d'un profil 3D des faciès de rupture d'un essai de fretting fatigue ( $\sigma = 400 \text{ MPa}$  et  $Q = \text{xxx N/mm}$ ). Une macro Excel a été écrite afin de fournir une courbe d'évolution angulaire à partir de 10 profils 2D tirées du profil 3D (répartis sur toute la largeur du contact). L'évolution présentée correspond à une évolution angulaire moyennée sur les 10 profils et moyennée sur les deux faciès (supérieur et inférieur).

Les angles sont calculés, pour différentes profondeurs, entre la normale à la surface et la droite reliant le point considéré au point d'amorçage de la fissure (fissure mesurée équivalente à la profondeur considérée).

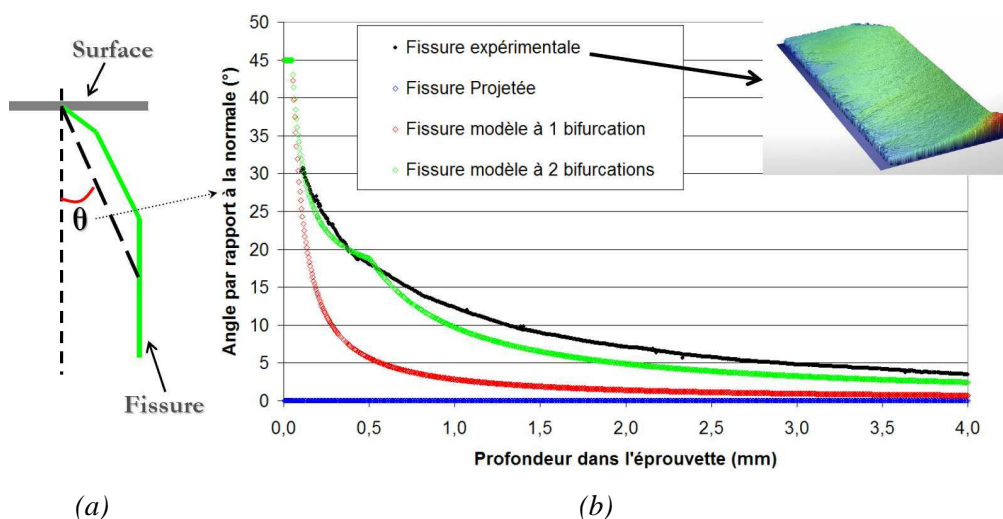


Figure xxxii: (a) Méthodologie de détermination des angles de propagation, et (b) graphes d'évolution de l'angle de la fissure globale en fonction de la profondeur dans l'éprouvette pour une fissure réelle (angles déterminés par profilométrie) et pour différentes fissures modèles.

La seconde bifurcation présentée en Figure xxxii intervient à 500  $\mu\text{m}$  de profondeur et après, un second segment propageant à 15°. La Figure xxxii montre très nettement qu'une fissure présentant deux bifurcations présente une évolution angulaire de propagation très proche du cas réel. Ainsi une fissure avec trois segments, est quasi équivalente à la fissure réelle. On rejoint encore une fois ici l'idée de 3 phases de propagation. Le modèle à une bifurcation est lui très éloigné de la courbe réelle alors

que le cas projeté présentant un angle constant égal à zéro est le cas qui s'écarte le plus, d'un point de vue de l'angle de propagation.

Concernant l'aspect pratique, la Figure xxxiii trace les écarts de longueurs entre les différentes méthodes de mesures (projeté ou mesure expérimentale du point d'initiation au point final) ou de modélisation. Si l'on considère que la fissure modèle à deux bifurcations est équivalente à la fissure réelle il apparaît que :

- ✓ La fissure projetée présente un écart important à la fissure réelle. Il faut attendre une profondeur d'environ 750  $\mu\text{m}$  pour que l'écart de la mesure de la longueur des fissures entre la fissure projetée et la fissure réelle deviennent inférieur à 5%.
- ✓ La fissure mesurée expérimentalement présente un écart faible avec la fissure réelle. La différence entre les deux déterminations des longueurs des fissures reste inférieure à 4%.

De plus l'écart de longueur suivant une détermination par la projeté ou par la mesure effectuée au cours de ce travail est très important. Ceci n'est pas un aspect pénalisant dans le sens où la relation géométrique entre ces deux mesures, et les fissures modèles est connue : il est donc possible de passer de l'une à l'autre facilement. Ceci permet une comparaison aisée des résultats avec d'autres études ; l'important étant de bien préciser à chaque fois la méthode de mesure des fissures utilisée.

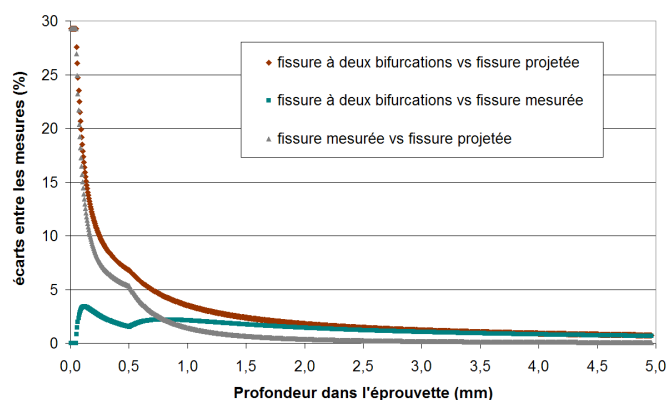


Figure xxxiii: Evolution des écarts relatifs entre les différentes méthodes de mesures en fonction de la profondeur dans l'éprouvette.





## Annexe C

# Calcul du FIC par la méthode des fonctions de poids.

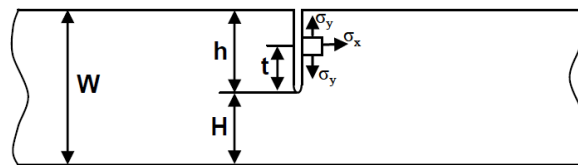
La méthode des fonctions poids est un autre moyen de calculer le facteur d'intensité de contrainte. Cette méthode semi-analytique a été introduite par Hans F.Bueckner. Le principe des fonctions poids est de considérer une structure sans fissure, de considérer un chemin le long duquel on suppose une fissure, puis de relever les contraintes le long de ce chemin. Selon l'orientation du chemin et les sollicitations extérieures, la fissure virtuelle sera sollicitée en mode 1 et/ou mode 2. Le mode de sollicitation donne alors l'information sur le type de fonctions poids à choisir. La fonction poids étant choisie, celle-ci vient pondérer le champ de contrainte le long du chemin.

Dans le cas d'une fissure droite débouchant à la surface, la fonction poids d'après Hans F.Bueckner est la suivante :

$$M(t) = t^{-\frac{1}{2}} \left[ 1 + m_1 * \frac{t}{h} + m_2 * \left( \frac{t}{h} \right)^2 \right]$$

avec  $h$  la longueur totale de la fissure,  $t$  la variable parcourant la fissure,  $H$  la différence entre la largeur du massif et la longueur de fissure totale.

Ces notations sont visibles sur la *Figure xxxiv* :



*Figure xxxiv : Définition des variables pour l'étude d'une fissure par la méthode des fonctions poids*

$m_1$  et  $m_2$  sont des constantes dépendant du rapport  $r = h/w$ . On suppose que la longueur totale de la fissure  $h$  n'est pas infinie. Les expressions de ces deux paramètres sont alors les suivantes :

$$m_1 = A_1 + B_1 r^2 + C_1 r^6$$

et

$$m_2 = A_2 + B_2 r^2 + C_2 r^6$$

où

$$\begin{aligned} A_1 &= 0.6147 & B_1 &= 17.1844 & C_1 &= 8.7822 \\ A_2 &= 0.2502 & B_2 &= 3.2889 & C_2 &= 70.0444 \end{aligned}$$

Ces approximations sont utiles pour  $0 \leq r \leq 0.5$ . Pour des valeurs de  $r$  supérieures à 0.5 la fonction poids devient :

$$M(t) = (Hs) - \frac{1}{2} (1 + A_1 s + A_2 s^2)$$

Avec

$$s = \frac{t}{t + H}$$

En appliquant la méthode des fonctions poids pour une fissure débouchante à la surface, on obtient la formule du facteur d'intensité de contrainte:

$$K1 = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^h M(t) \cdot \sigma_x(t) dt$$

$$K2 = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^h M(t) \cdot \sigma_y(t) dt$$

où  $\sigma_x(t)$  est le chargement normale à la fissure et  $\sigma_y(t)$  est le chargement tangentiel à la fissure.

## ***BIBLIOGRAPHIE***

- V. M. Alexandrov, and D. A. Pozharskii**, *Three-dimensional contact problems* **2001**: Kluwer Academic Publishers.
- J.A. Araujo, and D. Nowell**, *Analysis of pad size effects in fretting fatigue using short crack arrest methodologies*, International Journal of Fatigue, **1999**, 21, pp. 947-956.
- J.A. Araujo, and D. Nowell**, *The effect of rapidly varying contact stress field on fretting fatigue*, International Journal of Fatigue, **2002**, 24, pp. 763-776.
- J.A. Araujo, L. Susmel, D. Taylor, J.C.T. Ferro, and E.N. Mamiya**, *On the use of the theory of critical distances and the modified Wölher curve method to estimate fretting fatigue strength of cylindrical contacts*, International Journal of Fatigue, **2007**, 29, pp. 95-107.
- J.A. Araujo, and D. Nowell**, *Mixed high low fretting fatigue of Ti6Al4V: Tests and modelling*, Tribology international, **2009**, 42, pp. 1276-1285.
- P.R. Arora, M.S.D. Jacob, M.S. Salit, E.M. Ahmed, M. Saleem, and P. Edi**, *Experimental evaluation of fretting fatigue test apparatus*, International Journal of Fatigue, **2007**, 29, pp. 941-952.
- international ASTM**, *Standard test method for measurement of fatigue crack growth rates*, ASTM E647-05, **2007**, pp. 692-736.
- international ASTM**, *Standard test method for measurement of fatigue crack growth rates*, ASTM E647 - 08, **2008**, pp.
- W.J. Barnett, and A.R. Troiono**, *Crack propagation in the hydrogen-induced brittle fracture of steel*, Journal of Metals, **1952**, 9, pp. 486-494.
- A.T. Bernardo, J.A. Araujo, and E.N. Mamiya**, *Proposition of a finite element-based approach to compute the size effect in fretting fatigue*, Proceedings of the 4th International Symposium on Fretting Fatigue, Lyon 2004, **2004**, pp.
- A.T. Bernardo, J.A. Araujo, and E.N. Mamiya**, *Proposition of a finite element-based approach to compute the size effect in fretting fatigue*, Tribology international, **2006**, 39, pp. 1123-1131.
- P. Blanchard**, *Usure induite en petits débattements: transformation tribologique superficielle d'alliages de titane*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon, **1991**, pp.
- C. Bleuzen**, *Evaluation de la susceptibilité au fretting d'alliages aéronautiques, le fretting corrosion*, Senlis, **1988**, pp. 39-57.

- M. Boinet, A. Proust, J.-C. Lenain, G.R. Yantio Njankeu Sabeya, J.-Y. Paris, and J. Denape**, *analyse par émission acoustique de la dégradation d'un contact sollicité en fretting*, Journées Francophones de Tribologies, **2007**, pp.
- R. Botten, X. Wu, D. Hu, and M.H. Loretto**, *The significance of acoustic emission during stressing of TiAl-based alloys. Part II: influence of cracks induced by pre-stressing on the fatigue life*, Acta Materialia, **2001a**, 49, pp. 1693-1699.
- R. Botten, X. Wu, D. Hu, and M.H. Loretto**, *The significance of acoustic emission during stressing of TiAl-based alloys. Part I: detection of cracking during loading up in tension*, Acta Materialia, **2001b**, 49, pp. 1687-1691.
- D. Buckley**, *Surface effects in adhesion, friction, wear and lubrication*. Vol. Trib. Ser. 05. **1985**: Elsevier.
- A. Cadario, and B. Alfredsson**, *Fretting fatigue crack growth for a spherical indenter with constant and cyclic bulk load*, Engineering Fracture Mechanics, **2005**, 72, pp. 1664-1690.
- A. Cadario, and B. Alfredsson**, *fretting fatigue experiments and analyses with a spherical contact in combination with constant bulk stress*, Tribology international, **2006**, 39, pp. 1248-1254.
- L. Chambon, and B. Journet**, *Modelling of fretting fatigue in a fracture-mechanics framework*, Tribology international, **2006**, 39, pp. 1220-1226.
- M. Ciavarella, and G. Demelio**, *A review of analytical aspects of fretting fatigue, with extension to damage parameters, and application to dovetail joints*, international Journal of Solids and Structures, **2001**, 38, pp. 1791-1811.
- M. Ciavarella, and G. Macina**, *A note on the crack analogue model for fretting fatigue*, international Journal of Solids and Structures, **2003a**, 40, pp. 807-825.
- M. Ciavarella, and G. Macina**, *New results for the fretting-induced stress concentration on Hertzian and flat rounded contacts*, International Journal of Mechanical Science, **2003b**, 45, pp. 449-467.
- M. Ciavarella**, *Some observations on the CLNA model in fretting fatigue*, Tribology international, **2006**, 39, pp. 1142-1148.
- C. Colombié**, *Usure induite sous petits débattements*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon, **1986**, pp.
- Y. Combres, and B. Champin**, *Traitements thermiques des alliages de titane*, Techniques de l'Ingénieurs, **1995**, M 1335, pp.
- Y. Combres**, *Propriétés du titane et de ses alliages*, Techniques de l'Ingénieurs, **1999**, M557, pp. 1-15.

- B.P. Conner, T.C. Lindley, T. Nicholas, and S. Suresh**, *Application of a fracture mechanics based life prediction method for contact fatigue*, International Journal of Fatigue, **2003**, 26, pp. 511-520.
- R. Cortez, S. Mall, and J.R. Calcaterra**, *Investigation of variable amplitude loading on fretting fatigue behavior of Ti-6Al-V*, International Journal of Fatigue, **1999**, 21, pp. 9.
- K. Dang-Van**, *Macro-micro approach in high-cycle multiaxial fatigue*, Advances in Multiaxial Fatigue, ASTM STP 1191, **1993**, pp. 120-130.
- J. Delacroix**, *Etude des mécanismes de fissuration en fatigue et/ou fretting d'alliages d'aluminium ou lithium.*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon - INSA, **2010**, pp.
- A. Dellali, Y. Wouters, R.P. Nogueira, A. Galerie, and M. Boinet**, Matériaux 2006 (Dijon), **2006**, pp. 13-17.
- T. Dick, and G. Cailletaud**, *Fretting modelling with a crystal plasticity model of Ti6Al4V*, Computational Materials Science, **2006**, 38, pp. 113-125.
- T. Dick, S. Basseville, and G. Cailletaud**, *Fatigue modelling in fretting contact with a crystal plasticity model*, Computational Materials Science, **2008**, 43, pp. 36-42.
- D. Dini, D. Nowell, and I.N. Dyson**, *The use of notch and short crack approach to fretting fatigue threshold prediction: theory and experimental validation*, Tribology international, **2006**, 39, pp. 8.
- R. Döring, J. Hoffmeyer, T. Seeger, and M. Vormwald**, *Short fatigue crack growth under nonproportional multiaxial elastic-plastic strains*, International Journal of Fatigue, **2006**, 28, pp. 972-982.
- N.E. Dowling**, *Mechanical behaviour of materials: engineering methods for deformation*, Fracture and Fatigue, **1998**, second ed., pp.
- E.M. Eden, W.N. Rose, and F.L. Cunningham**, *The endurance of metals*, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, **1911**, 4, pp. 839-974.
- W. Elber**, *The significance of fatigue crack closure*, ASTM STP 486, **1971**, Damage tolerance on aircraft structures, pp. 230-242.
- K. Elleuch**, *Comportement en fretting d'alliages d'aluminium - effet de l'anodisation*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon, **2002**, pp.
- C. Ennaceur, A. Laksimi, C. Hervé, and M. Cherfaoui**, *Monitoring crack growth in pressure vessel steels by the acoustic emission technique and the method of potential difference*, Pressure Vessels and Piping, **2006**, 83, pp. 197-204.
- L.J. Fellows, D. Nowell, and D.A. Hills**, *On the initiation of fretting fatigue cracks*, WEAR, **1997**, 205, pp. 120-129.

- P.J.E. Forsyth**, *A two stage fatigue fracture mechanism*, Proc. Cranfield Symposium on Fatigue, **1961**, Crack propagation 1, pp. 76.
- S. Fouvry**, *Etude quantitative des dégradations en fretting*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon, **1997**, pp.
- S. Fouvry, P. Kapsa, F. Sidoroff, and L. Vincent**, *Identification of the characteristic length scale for fatigue cracking in fretting contacts*, Journal de Physique IV, **1998**, Pr8, pp. 159-166.
- S. Fouvry, P. Kapsa, and L. Vincent**, *A multi-axial fatigue analysis of fretting contact taking into account the size effect*, Fretting Fatigue: current technology and practices, ASTM STP 1367, **2000**, pp. 167-183.
- S. Fouvry, K. Elleuch, and G. Simeon**, *Prediction of crack initiation under partial-slip fretting conditions*, Journal of Strain Analysis, **2002**, 6, pp. 549-564.
- S. Fouvry, P. Duo, and P. Perruchaut**, *A quantitative approach of Ti-6Al-4V fretting damage: friction, wear and crack nucleation*, WEAR, **2004**, 257, pp. 916-929.
- S. Fouvry, D. Nowell, K. Kubiak, and D.A. Hills**, *Prediction of fretting crack propagation based on a short crack methodology*, Engineering Fracture Mechanics, **2008**, 75, pp. 1605-1622.
- S. Fouvry, and K. Kubiak**, *Introduction of a fretting-fatigue mapping concept: Development of a dual crack nucleation – crack propagation approach to formalize fretting-fatigue damage*, International Journal of Fatigue, **2009a**, 31, pp. 250-262.
- S. Fouvry, and K. Kubiak**, *Development of a fretting–fatigue mapping concept: The effect of material properties and surface treatments*, WEAR, **2009b**, 267, pp. 2186–2199.
- V. Fridrici**, *Fretting d'un alliage de titane revêtu et lubrifié: application au contact aube/disque*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon, **2002**, pp.
- V. Fridrici, S. Fouvry, P. Kapsa, and P. Perruchaut**, *Prediction of cracking in Ti-6Al-4V alloy under fretting-wear: use of the SWT criterion*, WEAR, **2005**, 259, pp. 300-309.
- L. Gandossi, S.A. Summers, N.G. Taylor, R.C. Hurst, B.J. Hulm, and J.D. Parker**, *The potential drop method for monitoring crack growth in real components subjected to combined fatigue and creep conditions: application of FE techniques for deriving calibration curves*, Pressure Vessels and Piping, **2001**, 78, pp. 881-891.
- A.E. Giannakopoulos, T.C. Lindley, and S. Suresh**, *Aspects of equivalence between contact mechanics and fracture mechanics: theoretical connections and a life-prediction methodology for fretting fatigue*, Acta Materialia, **1997**, 46, pp. 2955-2968.
- E. Giner, N. Sukumar, F.D. Denia, and F.J. Fuenmayor**, *Extended finite element method for fretting fatigue crack propagation*, International Journal of Solids and Structures, **2008**, 45, pp. 5675-5687.

- P.J. Golden**, *Development of a dovetail fretting fatigue fixture for turbine engine materials*, International Journal of Fatigue, **2008**, 31, pp. 620–628.
- G.M. Hamilton**, *Explicit equations for the stresses beneath a sliding spherical contact*, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, **1983**, 197c, pp. 53-59.
- C.R. Heiple, and S.H. Carpenter**, *Acoustic emission produced by deformation of metals and alloys*, Journal of Acoustic Emission, **1987**, 6, pp. 177.
- G. Hénaff, and F. Morel**, *Fatigue des structures*. Technosup. **2005**: Ellipses Marketing.
- H. Hertz**, *Über die berührung elastischer körper*, J. reine und angewandte Mathematik, **1882**, 92, pp. 156-171.
- M.A. Hicks, and A.C. Pickard**, *A comparison of theoretical and experimental methods of calibrating the electrical potential drop technique for crack length determination*, International Journal of Fracture, **1982**, 20, pp. 91-101.
- D.A. Hills, D. Nowell, and J.J. O'Connor**, *On the mechanics of fretting fatigue*, WEAR, **1988**, 125, pp. 129-146.
- D.A. Hills, and D. Nowell**, *Mechanics of fretting fatigue*. **1994**: Kluwer Academic Publishers.
- D.A. Hills, and D. Nowell**, *What features are needed in a fretting fatigue test?*, Tribology international, **2009**, 42, pp. 8.
- D.W. Hoepfner, V. Chandrasekaran, and C.B. Elliot**, *Fretting-fatigue: current technologies and practices*, ASTM, **2000**, STP 1367, pp.
- G.R. Irwin**, *An analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate*, Journal of Applied Mechanics, **1957**, 24, pp. 361-364.
- S. Ito, M. Shima, T. Jibiki, and H. Akita**, *The relationship between AE and dissipation energy for fretting wear*, Tribology international, **2009**, 42, pp. 236-242.
- O. Jin, and S. Mall**, *Influence of contact configuration on fretting fatigue behavior of Ti-6Al-4V under independent pad displacement condition*, International Journal of Fatigue, **2002**, 24, pp. 1243-1253.
- H. Johnson**, *Calibrating the electric potential method for studying slow crack growth*, Materials Research & Standards, **1965**, 5, pp. 442-445.
- K.L. Johnson**, *Contact Mechanics*. **1985**: Cambridge University Press.
- H. Kitagawa, and S. Takahashi**, *Applicability of fracture mechanics to very small cracks or the cracks in the early stage*, Proceedings of the Second International Conference on Mechanical Behavior of Materials, **1976**, ASM, Metals Park, pp. 627–631.



- D.H. Kohn, P. Ducheyne, and J. Awerbuch**, *Acoustic emission during fatigue of Ti-6Al-4V: incipient fatigue crack detection limits and generalized data analysis methodology.*, Journal of material science, **1992a**, 27, pp. 3133-3142.
- D.H. Kohn, P. Ducheyne, and J. Awerbuch**, *Sources of acoustic emission during fatigue of Ti-6Al-4V: effect of microstructure*, Journal of material science, **1992b**, 27, pp. 1633-1641.
- Y. Kondo, C. Sakae, M. Kubota, and K. Yanagihara**, *Non-propagating crack behaviour at giga-cycle fretting fatigue limit*, Fatigue Fract Engng Mater Struct, **2004**, 28, pp. 501-506.
- K. Kubiak**, *Quantification de la fissuration d'un contact soumis à des sollicitations complexes en fretting wear et fretting fatigue*, PhD manuscript, **2006**, pp.
- K. Kubiak, S. Fouvry, A.M. Marechal, and J.M. Vernet**, *Behaviour of shot peening combined with WC-Co-HVOF coating under complex fretting wear and fretting fatigue loading conditions*, Surface & Coatings Technology, **2006**, 201, pp. 6.
- M. Kubota, Y. Tanaka, and Y. Kondo**, *Fretting fatigue strength of SCM435H steel and SUH660 heat-resistant steel in hydrogen gas environment*, Tribotest, **2008a**, 14, pp. 177-190.
- M. Kubota, Y. Tanaka, K. Kuwada, and Y. Kondo**, *Mechanism of reduction of fretting fatigue limite in hydrogen gas environment*, Proceedings of the 3rd International Conference on Material and Processin ICM&P 2008, **2008b**, pp. 8.
- M. Kuno, R.B. Waterhouse, D. Nowell, and D.A. Hills**, *Initiation and Growth of fretting Fatigue Cracks in the partial Slip Regime*, Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct., **1989**, 12, pp. 387-398.
- K. Le-Biavant-Guerrier**, *Étude de l'amorçage de fissures de fatigue dans le Ti-6Al-4V* Thèse de l'Ecole Centrale Paris, **2000**, pp.
- H. Lee, and S. Mall**, *Investigation into effects and interaction of various fretting fatigue variables under slip-controlled mode*, Tribology international, **2006**, 39, pp. 1213-1219.
- J. Lemaitre, and J.L. Chaboche**, *Mécanique des matériaux solides*. **1996**: Dunod.
- J.J. Madge, S.B. Leen, I.R. McColl, and P.H. Shipway**, *Contact-evolution based prediction of fretting fatigue life: Effect of slip amplitude*, WEAR, **2007a**, 262, pp. 1159-1170.
- J.J. Madge, S.B. Leen, and P.H. Shipway**, *The critical role of fretting wear in the analysis of fretting fatigue*, WEAR, **2007b**, 263, pp. 542-551.
- J.J. Madge, S.B. Leen, and P.H. Shipway**, *A combined wear and crack nucleation-propagation methodology for fretting fatigue prediction*, International Journal of Fatigue, **2008**, 30, pp. 1509-1518.

- C. Mary**, *Simulation expérimentale de l'usure du contact aube/disque de compresseur sous sollicitation de fretting*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon, **2009**, pp.
- S. Mashimo, Y. Mashimo, T. Horiya, M. Shiwa, and T. Kishi**, *Analysis of microfracture mechanism of titanium alloy by acoustic emission technique*, Materials science & engineering, **1996**, A213, pp. 66-70.
- O.J. McDowell**, *Fretting corrosion tendencies of several combinations of materials*, ASTM STP 144, **1952**, pp. 24-39.
- K.J. Miller**, *Material science perspective of metal fatigue resistance*, Material Science and Technology, **1993**, 9, pp. 453-462.
- R.D. Mindlin**, *Compliance of elastic bodies in contact*, Journal of Applied Mechanics, **1949**, 16, pp. 259-268.
- R.D. Mindlin, and H. Deresiewicz**, *Elastic spheres in contact under varying oblique forces*, Journal of Applied Mechanics, **1953**, 20, pp. 327-344.
- S. Muñoz, C. Navarro, and J. Domínguez**, *Application of fracture mechanics to estimate fretting fatigue endurance curves*, Engineering Fracture Mechanics, **2007**, 74, pp. 2168-2186.
- S. Naboulsi, and S. Mall**, *Fretting fatigue crack initiation behavior using process volume approach and finite element analysis*, Tribology international, **2003**, 36, pp. 121-132.
- K. Nakasawa, M. Sumita, and N. Maruyaman**, *Effect of the contact pressure on fretting fatigue high strength steel and titanium alloy*, Standardization of fretting fatigue test methods and equipment, ASTM STP 1159, **1992**, M. Helmi Attia and R. B. Waterhouse Eds., ASTM, Philadelphia, pp.
- S.A. Namjoshi, and S. Mall**, *Fretting behavior of Ti-6Al-4V under combined high cycle and low cycle fatigue loading*, International Journal of Fatigue, **2001**, 23, pp. 455-461.
- C. Navarro, M. Garcia, and J. Dominguez**, *A procedure for estimating the total life in fretting fatigue*, Fatigue Fract Engng Mater Struct, **2002**, 26, pp. 459-468.
- C. Navarro, S. Muñoz, and J. Domínguez**, *On the use of multiaxial fatigue criteria for fretting fatigue life assessment*, International Journal of Fatigue, **2008**, 30, pp. 32-44.
- Manuel d'utilisation NOESIS, MISTRAS**, **2009**, pp.
- D. Nowell**, *An analysis of fretting fatigue*, Thèse de l'université d'Oxford, **1988**, pp.
- D. Nowell, and D.A. Hills**, *Crack initiation criteria in fretting fatigue*, WEAR, **1990**, 136, pp. 329-343.
- D. Nowell, and D. Dini**, *Stress gradient effects in fretting fatigue*, Tribology international, **2003**, 36, pp. 71-78.

- D. Nowell, D. Dini, and D.A. Hills**, *Recent developments in the understanding of fretting fatigue*, Engineering Fracture Mechanics, **2006**, 73, pp. 207-222.
- I.V. Papadopoulos**, *A new criterion of fatigue strength for out-of-phase bending and torsion of hard metals*, International Journal of Fatigue, **1994**, 16, pp. 377-384.
- P.C. Paris, and F. Erdogan**, *A critical analysis of crack propagation laws*, Journal of Basic Engineering, **1963**, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, pp. 528-534.
- C. Paulin**, *Etude de l'endommagement du contact multicouche aube/disque sous chargement de fretting: impact des sollicitations variables et de la dimension du contact*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon, **2006**, pp.
- V. Périer, L. Dieng, L. Gaillet, C. Tessier, and S. Fouvry**, *Fretting-fatigue behaviour of bridge engineering cables in a solution of sodium chloride*, WEAR, **2009**, 267, pp. 308-314.
- C. Petiot**, *Développement d'une méthodologie prévisionnelle du comportement en fretting-fatigue couplant les approches expérimentales et théoriques*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon, **1994**, pp.
- H. Proudhon**, *Identification des mécanismes de fissuration dans un alliage d'aluminium sollicité en fretting et en fatigue*, Thèse de INSA (Lyon), **2005**, pp.
- H. Proudhon, and S. Fouvry**, *Determination and prediction of the fretting crack initiation: introduction of the (P,Q,N) representation and definition of a variation process volume*, International Journal of Fatigue, **2005a**, 28, pp. 707-713.
- H. Proudhon, S. Fouvry, and J.Y. Buffière**, *A fretting crack initiation prediction taking into account the surface roughness and the crack nucleation process volume*, International Journal of Fatigue, **2005b**, 27, pp. 569-580.
- H. Proudhon, S. Fouvry, and G.R. Yantio**, *Determination and prediction of the fretting crack initiation: introduction of the (P,Q,N) representation and definition of a variation process volume*, International Journal of Fatigue, **2006**, 28, pp. 707-713.
- R. Ribeaucourt, M.-C. Baietto-Dubourg, and A. Gravouil**, *new fatigue frictional contact crack propagation model with the coupled X-FEM/LATIN method*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, **2007**, 196, pp. 3230-3247.
- J. Roget**, *Emission acoustique*, Techniques de l'Ingénieurs, **1990**, R 3200, pp.
- F. Ropital, P. Dascotte, P. Marchand, T. Faure, J-C. Lenain, and A. Proust**, EUrocorr (Nice), **2004**, Paper 261, pp.
- L.S. Rossino, F.C. Castro, W.W. Bose Filho, and J.A. Araújo**, *Issues on the mean stress effect in fretting fatigue of a 7050-T7451 Al alloy posed by new experimental data*, International Journal of Fatigue, **2009**, 31, pp. 2041-2048.

- O. Sahan**, *Fretting fatigue behavior of a titanium alloy Ti-6Al-4V at elevated temperature*, Thèse de l'Air Force Institute of Technology, Air university, **2002**, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, pp.
- B.H. Schofield**, *Research on the sources and characteristics of Acoustic Emission*, Symposium ASTM Bal Harbour (Florida), **1971**, pp. 11-19.
- C.B. Scruby**, *An Introduction to acoustic emission*, J. Phys. E: Sci. Instrum., **1987**, 20, pp.
- L. Shawn, and D. Miracle**, *On the relationship between microstructure and acoustic emission in Ti-6Al-4V*, Journal of material science, **1995**, 30, pp. 4286-4298.
- J. Sieniawski, M. Gieron, and W. Ziaja**, *Application of resistance and acoustic emission measurements in fatigue tests on two phase alpha+beta titanium alloys*, journal of materials processing technology, **1995**, 53, pp. 363-372.
- K.N. Smith, P. Watson, and T.H. Topper**, *A stress-strain function for the fatigue of metals*, Journal of Materials, **1970**, 5, pp. 767-778.
- V. Spitas, C. Spitas, and P. Michelis**, *Real-time measurement of shear fatigue crack propagation at high-temperature using the potential drop technique*, Measurement, **2008**, 41, pp. 424-432.
- M.P. Szolwinski, and T.N. Farris**, *Mechanics of fretting fatigue crack formation* WEAR, **1996**, 198, pp. 93-107.
- L. Vincent, Y. Berthier, M.C. Dubourg, and M. Godet**, *Mechanics and materials in fretting*, WEAR, **1992**, 153, pp. 135-148.
- O. Vingsbo, and S. Söderberg**, *On fretting map*, WEAR, **1988**, 126, pp. 131-147.
- J.M. Voisin**, *Méthodologie pour l'étude de l'endommagement d'un contact tube-grille*, Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon, **1992**, pp.
- R.B. Waterhouse**, *Fretting corrosion*. **1972**: Pergamon.
- R.B. Waterhouse**, *Fretting Fatigue*, ed. E.b. Waterhouse. **1981**: Applied Science Publishers Ltd.
- S. Yuyama, T. Kishi, and Y. Hisamatsu**, *Journal of material for energy systems*, **1984**, 5, pp. 212.
- Z.R. Zhou, A. Cardout, S. Goudreau, and M. Fiset**, *Fundamental investigations of electrical conductor fretting fatigue*, Tribology international, **1996**, 29, pp. 221-232.



---

dernière page de la thèse

## AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'arrêté du 7 août 2006,

Vu la demande du Directeur de Thèse

Monsieur S. FOUVRY

et les rapports de

Monsieur G. HENAFF  
Professeur - ENSMA - Laboratoire de Mécanique et de Physique des Matériaux - Téléport 2  
1, avenue Clément Ader - BP 40109 - 86961 FUTUROSCOPE cedex

Et de

Monsieur J. DENAPE  
Professeur - ENIT - Laboratoire Génie de Production - ENIT - 47, avenue d'Azereix - 65000 TARBES

**Monsieur MERIAUX Jean**

est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention du grade de **DOCTEUR**

**Ecole doctorale MATERIAUX**

Fait à Ecully, le 1er juillet 2010

P/Le Directeur de l'E.C.L.  
La Directrice des Etudes



---





## ***RESUME***

L'optimisation du dimensionnement des structures passe par une meilleure connaissance de leur mode d'endommagement. Cette étude se focalise donc sur la caractérisation de l'endommagement du contact aube/disque des moteurs aéronautique. Cette assemblage mécanique est soumis à une combinaison d'un effort normal (force centrifuge) et tangentiel (dynamique de l'aube). La portée du disque en Ti-6Al-4V subi donc un chargement complexe de type fretting fatigue. Ce type de sollicitation entraîne, entre autre dégradation, de la fissuration dont la modélisation expérimentale et numérique est rendue difficile par les limitations des moyens et des connaissances actuelles.

Le premier objectif de ce travail de thèse est de développer un moyen d'essai et une instrumentation associée afin d'étudier de façon qualitative et quantitative la fissuration d'un contact Ti-6Al-4V/Ti-6Al-4V. Le second but est d'utiliser les données issues de ce moyen expérimental afin de proposer un modèle de prédiction des durées de vie de cet assemblage.

Un montage inédit de fretting fatigue double vérin mono-contact a été mis en place avec une instrumentation nouvelle pour ce type d'essai : suivi de fissuration par suivi de potentiel et par émission acoustique. Une attention particulière a été apportée aux calibrations et aux méthodologies expérimentales. Ce banc d'essai permet notamment de simuler des efforts de fretting appliqué en phase ou alors de telle manière à simuler un vrai cycle de vol. Cet outil a permis de décrire quantitativement les premières courbes de Wöhler en fretting à amorçage (Effort de fretting vs Nombre de cycles à amorçage) pour deux configurations de contact (cylindre/plan et plan/plan). Les impacts des différents paramètres de fretting sur l'amorçage ont pu être quantifiés. Les paramètres influant sont : la configuration du contact, les niveaux des efforts appliqués et leur mode de combinaison (cycles en phase ou cycles de type vol). De plus des courbes de cinétique de propagation des fissures ont pu être extraites des différents essais, montrant un fort impact du fretting sur les vitesses de propagation des fissures. Une analyse qualitative via l'émission acoustique a montré un mécanisme d'amorçage et de propagation en 3 étapes suivant la perte d'influence du contact.

Un modèle de prédiction de l'amorçage et de simulation de la propagation des fissures a été mis en place. Bien que limité dans la prise en compte des effets gradients (approches non locales), ce modèle se montre très performant surtout dans sa capacité à utiliser les données expérimentales dans l'identification des lois d'amorçage ou de propagation.

Ce travail a donc permis d'importantes avancées dans la compréhension des mécanismes de fissuration et dans leurs modélisation ouvrant ainsi la porte vers une prédiction fiable de l'endommagement des contacts aube/disque.

**Mots clés** : fretting fatigue, glissement partiel, amorçage des fissures, propagation des fissures, suivi de fissuration, cartes de fretting fatigue, cinétiques de propagation, émission acoustique, modélisation, éléments finis, Ti-6Al-4V.

## ***ABSTRACT***

Optimization of structures design requires a better understanding of their damage process. This study focuses on the characterisation of the blade/disk contact damaging process on aircraft engines. That mechanical structure is subjected to a normal load (centrifugal forces) combined with a tangential force (blade dynamic). Thus the Ti-6Al-4V disk seat sees a complex fretting fatigue loading. This type of sollicitation can generate a series of degradations like cracking. Experimental and numerical simulation of this damaging is very difficult considering the present state of arts.

The first aim of this work is to develop a new experimental set-up with the appropriate instrumentation in order to conduct a qualitative and a quantitative analysis of the cracking in a Ti-6Al-4V/Ti-6Al-4V contact. The second goal is to build a life prediction numerical model that would be able to use the data obtain with the new experimental tests.

The new dual-actuator fretting-fatigue set-up is now operational. It allows to run single contact test under different loading combinations: fretting and fatigue loads can be applied in phase or in a way to simulate the real 'in flight' conditions. New instrumentations have been added in order to follow the crack initiation and propagation: potential-drop technique and acoustic emission. Thanks to this new test procedure, the first fretting Wöhler curve to crack nucleation have been described (fretting load vs number of cycles to crack nucleation) for two contact geometries (cylinder on flat and flat on flat). The separate influences of fatigue and fretting parameters have been determined. The mains parameters are: the contact characteristics, the stress level and the force combination modes ('in phase' cycles or 'in-flight' cycles). Moreover, the very first crack propagation kinetics have been drowned. Also, a major influence of the fretting on the crack propagation has been exposed. The qualitative analysis conducted with the acoustic emission has revealed a three steps crack propagation process. The crack propagation process evolves with the decrease of the contact influence.

A model has been developed in order to predict crack initiation and propagation lives. Even if the model suffers from a major limitation due to the difficult considerations of the stress gradient effects, it has shown very good results through its ability to directly include experimental data.

This work has led to major breakthroughs in the understanding of the cracking mechanisms and their simulation. This forms solid foundations for future predictions of the blade/disk interface durability.

**Keywords** : fretting fatigue, partial slip conditions, crack nucleation, crack propagation, crack propagation following, fretting fatigue map, crack propagation kinetic, acoustic emission, modelling, finite elements, Ti-6Al-4V.