



HAL
open science

Etude expérimentale et modélisation de la durée de vie en fretting-fatigue des conducteurs aériens pour le transport d'énergie

Julien Said

► **To cite this version:**

Julien Said. Etude expérimentale et modélisation de la durée de vie en fretting-fatigue des conducteurs aériens pour le transport d'énergie. Autre. Université de Lyon, 2020. Français. NNT : 2020LYSEC047. tel-03401849

HAL Id: tel-03401849

<https://theses.hal.science/tel-03401849>

Submitted on 25 Oct 2021

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.



ÉCOLE
CENTRALE LYON

N° d'ordre NNT : 2020LYSEC47

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON

Présentée devant l'Ecole Centrale de Lyon

Ecole Doctorale N°34

Ecole Doctorale des Matériaux de Lyon

Spécialité de doctorat : Matériaux

Soutenue publiquement le 16/12/2020 par :

Julien SAID

**Etude expérimentale et modélisation de la durée de vie en
fretting-fatigue des conducteurs aériens pour le transport
d'énergie**

Devant le jury composé de :

David NOWELL
Véronique DOQUET
Habibou MAITOURNAM
Camille GANDIOLLE
Damien DURVILLE
Siegfried FOUVRY
Georges CAILLETAUD
Christine YANG
Fikri HAFID

Professeur, Imperial College London
Directrice de recherche CNRS, Ecole Polytechnique
Professeur, ENSTA Paritech
Maitre de Conférence, Centrale Supélec
Chargé de Recherche, Centrale Supélec
Directeur de recherche CNRS, Ecole Centrale de Lyon
Professeur, MINES Paritech
Ingénieure, RTE
Ingénieur, RTE

Président
Rapporteuse
Rapporteur
Examinatrice
Examinateur
Directeur de thèse
Co-directeur de thèse
Invitée
Invité

Remerciements

Ce travail de thèse a été majoritairement réalisé au sein du Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS) de l'Ecole Centrale de Lyon et co-encadré par le Centre des Matériaux de l'Ecole des Mines de Paris. Il résulte d'une collaboration entre la société RTE (Réseau de Transport d'Electricité) et ces deux laboratoires pour répondre à des enjeux industriels en phase avec les thématiques de la mécanique des matériaux et du fretting.

A ce titre, j'adresse mes sincères remerciements à M. Siegfried Fouvry qui m'a offert cette opportunité particulière. Faire partie de son équipe m'a permis de travailler avec un grand nombre de personnes compétentes qui m'ont toutes énormément appris. Je souhaite également remercier particulièrement Mme Stéphanie Basseville et M. Georges Cailletaud du Centre des Matériaux qui m'ont apporté une aide précieuse et m'ont permis d'élargir les thématiques abordées dans ce travail. Enfin, je remercie chaleureusement Mme Christine Yang et M. Fikri Hafid à RTE pour leur temps, leur patience et les nombreux échanges que nous avons eu tout au long de la thèse. J'ai eu véritablement le sentiment de faire partie de leur équipe même si je n'étais que rarement dans les locaux de l'entreprise.

Je souhaite remercier Mr David Nowell pour avoir accepté d'être le président du jury de ma soutenance, ainsi que Mme Véronique Doquet et M. Habibou Maitournam pour avoir évalué mon manuscrit de thèse. Merci également à Mme Camille Gandiolle et M. Damien Durville d'avoir accepté de faire partie de mon jury. Je remercie ainsi toutes ces personnes pour leurs questions et remarques pertinentes qui ont grandement approfondi les réflexions liées au sujet de la thèse.

J'aimerais également adresser mes remerciements les plus sincères aux personnes qui m'ont entouré quotidiennement pendant ces quatre années. Je pense tout d'abord aux permanents du groupe TFM : Olivier Graton, Bruno Berthel, Gaylord Guilloneau, et Jean-Michel Vernet. Sans leur aide, compléter ce travail aurait été impossible. De même, je remercie les membres de l' « ancienne » fretting team pour leur soutien et leur amitié, à commencer par Simon Garcin et Pierre Arnaud qui m'ont véritablement formé sur les sujets de l'équipe. Je pense à Florent et Julien également, que je remercie pour la bonne humeur et les bons moments passés au sein de notre open-space. J'adresse bien sûr un grand merci aux membres de la « nouvelle » fretting team Théo, Sébastien, Pauline, Melody et Hugo à qui je souhaite bon courage pour leur doctorat, de même que Quentin, Johann, Vincent et Mathilde. Merci également aux différents stagiaires qui m'ont accompagné et qui ont notablement contribué à mes travaux ainsi qu'à ceux du groupe : Joao Pedro, Pierre, Dona, Matthieu et Clément. Enfin, je souhaiterais terminer par la team « 4008 ». C'est le fait de vivre au quotidien et de travailler avec des personnes comme Soha, Benjamin et Jean qui me fait réaliser à quel

point nos collègues peuvent avec le temps constituer une seconde famille. Pour ça ainsi que pour tout le reste, je les en remercie.

Je n'oublie pas pour autant ma première famille sans qui rien n'aurait été possible : mes parents, mon frère, ma grand-mère et mon regretté grand-père. Je vous remercie et vous embrasse.

Pour terminer, je réserve mes derniers mots à Clémence. Je te remercie pour ton soutien, ton réconfort, et tout simplement ta présence qui sont la plus grande des aides pour arriver au bout de projets comme une thèse de doctorat.

Résumé

Ce travail de recherche porte sur la prévision de durée de vie des conducteurs aériens soumis à des vibrations éoliennes. Les actions combinées du vent et des pinces de serrage accélèrent les processus de dégradation des conducteurs, et entraînent des ruptures prématurées des brins les constituant. Ce type d'assemblage sous forme de câble métallique induit de nombreux contacts entre ces brins qui peuvent être ainsi soumis à des sollicitations de fretting-fatigue. Ce phénomène survient lorsque deux corps en contact subissent un mouvement relatif de faible amplitude et ce travail propose de quantifier l'endommagement associé à ce type de sollicitation. Le type de conducteur étudié est le CROCUS 412, constitué de couches de brins en acier en son centre et de deux couches externes de brins d'aluminium.

La stratégie adoptée repose sur une modélisation numérique multi-échelle appuyée par des campagnes d'essai expérimentales. Deux modèles ont été développés et décrits dans ce mémoire : un modèle global simulant une portion complète de conducteur avec une pince de serrage, et un modèle local reproduisant un mono-contact entre deux brins d'aluminium. A partir d'un chargement macroscopique de tension mécanique et d'oscillation, le modèle global permet d'estimer les conditions de chargement en fretting-fatigue pour chaque contact détecté entre les couches d'aluminium. Ces conditions sont ensuite appliquées au modèle local pour évaluer le risque d'amorçage voire rupture des brins.

L'amorçage de fissure est étudié à l'aide du critère de fatigue multiaxial de Crossland associé à une méthode de distance critique calibrée en fretting simple. Il a ainsi été montré que si cette approche permet de prévoir l'amorçage de fissure en fretting-fatigue sur un mono-contact, elle ne permet pas de conclure quant à la possibilité de rupture totale du brin. Pour prolonger cette approche, la propagation de fissure et plus précisément l'arrêt de fissuration sont étudiés. Basés sur observations expérimentales d'arrêt de fissuration en fretting-fatigue, l'étude des Facteurs d'Intensité des Contraintes en pointe de fissure selon l'hypothèse élastique montre que la propagation est gouvernée majoritairement par le cisaillement. Ainsi, un seuil d'arrêt de fissuration en cisaillement $\Delta K_{II,th}$ est proposé. Une approche alternative est également approfondie en englobant amorçage et propagation jusqu'à rupture. Trois critères de fatigue associés à la méthode de la distance critique ont été appliqués et calibrés sur la rupture en fretting-fatigue. Pour chaque critère, une distance critique fixe est considérée, et les différences de performances sont discutées.

Enfin, un essai technologique sur conducteur complet en vibration a pu être exploité et expertisé. Les résultats expérimentaux sont comparés aux résultats de prévision de la démarche numérique et il est conclu que cette méthode, bien que conservative, permet de donner une estimation exploitable du nombre de brins rompus ainsi que leur position avant dix millions de cycle.

Abstract

This research work focuses on the lifetime prediction of overhead conductors subjected to aeolian vibrations. The combined effects of the wind and the clamp on the conductor hasten the damaging process and induce premature failures of the strands. This type of wire rope assembly involves many contacts in between its strands, which can be subjected to fretting-fatigue. This phenomenon occurs when two contacting bodies sustain a small relative oscillatory displacement and this work try to quantify the associated damage. The studied conductor is the CROCUS 412, composed of inner layers of steel strands and outer layers of aluminium strands.

The adopted strategy relies on a multi-scale numerical modelling supported by experimental campaigns. Two models have been developed and described in this manuscript: a global model simulating a whole portion of conductor with the associated clamp, and a local model reproducing a single contact between two aluminium strands. Based on macroscopic loadings (tensile and oscillatory), the global model allows to assess the fretting-fatigue loadings applied for all detected contacts between the aluminium layers. Then, these loading conditions are applied through the local model to estimate the cracking risk and failure possibility.

The crack nucleation is studied through the use of the Crossland multiaxial fatigue criterion associated with the critical distance approach based on plain fretting. It has been observed that this approach manages to predict the crack nucleation in fretting-fatigue on a single contact, but cannot predict the complete failure of the strand. To further extend these conclusions, crack propagation and especially crack arrest phenomena are studied. Based on experimental observations of arrested cracks in fretting-fatigue, Stress Intensity Factors investigations revealed that when the elastic hypothesis is considered, crack propagation seems driven by shear mechanisms. Thus, a shear-based crack arrest threshold $\Delta K_{II,th}$ is proposed. An alternate approach is also developed, covering both nucleation and propagation until failure. Three multiaxial fatigue criteria associated with the critical distance method have been applied and calibrated based on fretting-fatigue failure. For each criterion, a unique critical distance is considered, and the accuracy and discrepancy are then discussed.

Finally, a technological test on a vibrating conductor has been conducted and used for this study. Experimental results are compared to the predictions obtained through the numerical strategy and it is concluded that this method, while being conservative, is able to give realistic predictions about the number of failed strands as well as their location before ten million cycles.

Table des matières

| | |
|---|----|
| Introduction générale..... | 17 |
| 1. Chapitre 1 : Etude bibliographique de la problématique..... | 21 |
| 1.1. Introduction | 21 |
| 1.2. Définitions préalables..... | 23 |
| 1.2.1. Définition du fretting..... | 23 |
| 1.2.2. Cycle de fretting et condition de glissement | 24 |
| 1.2.3. Endommagements importants liés au fretting | 26 |
| 1.2.4. Rappels sur la fatigue | 30 |
| 1.2.5. Rappels de plasticité..... | 32 |
| 1.3. Fissuration en fretting-fatigue | 36 |
| 1.3.1. Description de l'endommagement en fatigue..... | 36 |
| 1.3.2. Etudes de l'amorçage en fretting..... | 37 |
| 1.3.3. Prise en compte du gradient de contrainte..... | 43 |
| 1.3.4. Etude de la propagation de fissure..... | 47 |
| 1.3.5. Compétition usure-fissure | 55 |
| 1.4. Applications aux câbles et conducteurs aériens | 58 |
| 1.4.1. Description des conducteurs..... | 58 |
| 1.4.2. Fatigue des conducteurs et importance du fretting..... | 65 |
| 1.4.3. Etudes expérimentales | 68 |
| 1.4.4. Essais sur brins unitaires | 73 |
| 1.4.5. Modélisation numérique..... | 76 |
| 1.5. Conclusion..... | 83 |
| 2. Chapitre 2 : Caractérisation du conducteur étudié et démarche expérimentale..... | 85 |
| 2.1. Introduction | 85 |
| 2.2. Description du conducteur étudié..... | 86 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 2.2.1. | Conducteur CROCUS 412 | 86 |
| 2.2.2. | Processus de fabrication | 87 |
| 2.2.3. | Effets macroscopiques du toronnage..... | 89 |
| 2.3. | Caractérisations de l'aluminium considéré | 90 |
| 2.3.1. | Procédure de post-traitement d'échantillons | 90 |
| 2.3.2. | Caractérisation microstructurale..... | 93 |
| 2.3.3. | Identification du comportement élastique et plastique..... | 97 |
| 2.4. | Essais de fatigue simple..... | 102 |
| 2.4.1. | Préparation des éprouvettes | 102 |
| 2.4.2. | Résultats de fatigue uniaxiale..... | 105 |
| 2.5. | Fretting simple..... | 106 |
| 2.5.1. | Description du banc de fretting simple..... | 106 |
| 2.5.2. | Essais à débattement variable..... | 108 |
| 2.6. | Fretting fatigue | 110 |
| 2.6.1. | Description du banc hydraulique et des éprouvettes | 110 |
| 2.6.2. | Caractérisation du contact PTFE/aluminium..... | 113 |
| 2.7. | Conclusion..... | 114 |
| 3. | Chapitre 3 : Modélisation macroscopique du système conducteur-pince | 118 |
| 3.1. | Introduction | 118 |
| 3.2. | Modélisation par éléments poutre | 119 |
| 3.3. | Modélisation volumique du système conducteur-pince | 123 |
| 3.3.1. | Génération du maillage du conducteur..... | 123 |
| 3.3.2. | Modélisation de la pince de serrage | 126 |
| 3.3.3. | Stabilité du calcul et effets d'inertie..... | 129 |
| 3.3.4. | Extraction des données de contact..... | 130 |
| 3.4. | Application du modèle sur un assemblage conducteur-pince référence..... | 133 |
| 3.4.1. | Description du chargement appliqué..... | 133 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 3.4.2. | Chargements de fatigue dans les brins de la couche extérieure..... | 134 |
| 3.4.3. | Chargements de fretting-fatigue dans les brins de la couche extérieure..... | 137 |
| 3.5. | Conclusion..... | 142 |
| 4. | Chapitre 4 : Modélisation locale d'un mono-contact aluminium/aluminium..... | 145 |
| 4.1. | Introduction | 145 |
| 4.2. | Description du modèle local..... | 146 |
| 4.3. | Prévision de l'amorçage en fretting-fatigue | 151 |
| 4.3.1. | Application du critère de Crossland | 151 |
| 4.3.2. | Prévision du risque d'amorçage en fretting simple | 155 |
| 4.3.3. | Comparaison avec les essais expérimentaux de fretting-fatigue | 160 |
| 4.3.4. | Prise en compte de la plasticité | 164 |
| 4.4. | Etude de la propagation : importance du cisaillement en conditions compressives..... | 170 |
| 4.4.1. | Influence de l'effort normal en conditions expérimentales | 170 |
| 4.4.2. | Description du modèle local modifié | 176 |
| 4.4.3. | Influence du coefficient de frottement μ_{CL} entre les parois de fissure | 181 |
| 4.4.4. | Distribution des FIC le long du front de fissure | 183 |
| 4.4.5. | Proposition d'un seuil d'arrêt de fissuration en mode II $\Delta K_{II,th}$ | 187 |
| 4.5. | Conclusion..... | 191 |
| 5. | Chapitre 5 : Prévision de la durée de vie à l'aide d'une approche intégrée..... | 193 |
| 5.1. | Introduction | 193 |
| 5.2. | Données expérimentales de fretting-fatigue..... | 194 |
| 5.3. | Critère de Crossland | 197 |
| 5.3.1. | Expression du critère en lien avec la durée de vie..... | 197 |
| 5.3.2. | Détermination des paramètres de la loi de Basquin-Coffin-Manson..... | 198 |
| 5.3.3. | Application du critère de Crossland pour la prévision de durée de vie en fretting-fatigue | 200 |
| 5.4. | Critère de Smith-Watson-Topper | 203 |
| 5.4.1. | Expression du critère | 203 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 5.4.2. | Calcul de Γ_{SWT} | 204 |
| 5.4.3. | Application du critère SWT en fretting fatigue pour la prévision de durée de vie | 206 |
| 5.5. | Critère de Fatemi-Socie | 208 |
| 5.5.1. | Expression du critère et définition des paramètres | 208 |
| 5.5.2. | Calcul de Γ_{FS} | 210 |
| 5.5.3. | Application du critère FS et comparaison des performances avec les autres critères | 211 |
| 5.6. | Prévision de l'orientation des fissures basées sur le plan critique | 214 |
| 5.7. | Proposition de conditions de validité pour l'application des critères de fatigue avec distance critique | 217 |
| 5.8. | Conclusion | 220 |
| 6. | Chapitre 6 : Etude d'un essai macroscopique de sollicitation d'un conducteur complet | 223 |
| 6.1. | Introduction | 223 |
| 6.2. | Test vibratoire d'un conducteur complet CROCUS 412 | 224 |
| 6.2.1. | Description du dispositif expérimental | 224 |
| 6.2.2. | Détermination expérimentale de l'effort de serrage | 226 |
| 6.3. | Exploitation et expertise d'un essai | 229 |
| 6.3.1. | Résumé des conditions d'essai | 229 |
| 6.3.2. | Expertise des traces de contact observées | 231 |
| 6.4. | Simulation de l'essai à l'aide du modèle global | 236 |
| 6.4.1. | Chargements de fatigue dans les brins de la couche extérieure | 237 |
| 6.4.2. | Chargements de fretting dans les brins de la couche extérieure | 239 |
| 6.4.3. | Application de la démarche numérique pour la prévision du risque de rupture | 242 |
| 6.5. | Conclusion | 248 |
| 7. | Conclusion générale | 251 |
| | Références | 259 |

Table des illustrations

| | |
|--|----|
| Figure 1-1 : Pylone d'une ligne haute-tension du réseau français ; (b) : représentation schématique d'un conducteur avec brins d'aluminium et brins d'acier ; (c) : traces de contact observées dans un conducteur après plusieurs décennies en fonctionnement..... | 22 |
| Figure 1-2 : Distinction entre fretting et glissement réciproque ou alterné [1] | 23 |
| Figure 1-3 : Forme d'un cycle de fretting en fonction de la condition de glissement (gauche) et statut du contact en fonction de la condition de glissement [1] | 24 |
| Figure 1-4 : Buche de fretting [2]..... | 25 |
| Figure 1-5 : Carte de fretting présentant les domaines de glissement partiel et glissement total [1] | 26 |
| Figure 1-6 : Cycle de fretting en glissement total, avec E_t l'énergie totale et E_d l'énergie dissipée par frottement | 27 |
| Figure 1-7 : Effet de l'amplitude du débattement sur la durée de vie en fatigue et le taux d'usure [7] | 29 |
| Figure 1-8 : Grandeurs associées à un cycle sinusoïdal de contraintes | 31 |
| Figure 1-9 : Cycles de sollicitations à $\Delta\sigma$ constant et σ_m variable | 31 |
| Figure 1-10 : Forme typique d'une courbe de Wöhler, avec la limite d'endurance σ_d | 32 |
| Figure 1-11 (a) : Illustration de la surface de charge tracée dans le plan des contraintes principales σ_I , σ_{II} , selon les formalismes de von Mises et Tresca ; (b) : évolution de la surface de charge par homothétie dans le cas de l'érouissage isotrope ; (c) : évolution de la surface de charge dans le cas de l'érouissage cinématique | 34 |
| Figure 1-12 : Décomposition du cycle de vie en fatigue des matériaux [12]..... | 36 |
| Figure 1-13 : Cission résolue T définie selon la direction $(0,m)$ | 39 |
| Figure 1-14 : Comparaison de plusieurs critères de fatigue pour des chargements uniaxial et biaxial | 42 |
| Figure 1-15 : Risque d'amorçage évalué par le critère de Crossland dans un contact de fretting [23] | 43 |
| Figure 1-16 : Illustration pour les méthodes non locales du volume représentatif (gauche), surface représentative (milieu) et distance critique (droite) [27] | 44 |
| Figure 1-17 : Détermination de la longueur critique pour un niveau de sollicitation donné avec le critère de Crossland [23] | 46 |
| Figure 1-18 : Modes de propagation d'une fissure [36]..... | 47 |
| Figure 1-19 : Définitions géométrique des composantes de σ pour une fissure dans une plaque mince [36] | 48 |
| Figure 1-20 : Schéma d'évolution de la cinétique de propagation d'une fissure en fonction du logarithme de ΔK [31]..... | 50 |

| | |
|---|----|
| Figure 1-21 : Diagramme de Kitagawa-Takahashi [32]..... | 51 |
| Figure 1-22 : Identification inverse du seuil d'arrêt de fissuration en fonction de la longueur de fissure [42] | 53 |
| Figure 1-23 : Schéma de principe de l'application successive de critères de fatigue pour modéliser la propagation [44] | 54 |
| Figure 1-24 : Comparaison de la durée de vie en fonction de l'amplitude de glissement, simulée et expérimentale [48]..... | 56 |
| Figure 1-25 (a) : Carte de fretting des endommagements en fonction de l'amplitude de glissement et du niveau de contrainte de fatigue [47] ; (b) carte de fretting proposée par Arnaud et al [50] | 57 |
| Figure 1-26 : Schéma d'un conducteur composé de 4 couches et 61 brins de section circulaire [55]..... | 59 |
| Figure 1-27 : Schéma en coupe transversale de différents types de conducteurs. En blanc sont les brins en aluminium (ou almélec) et noir les brins en acier galvanisé [62] | 60 |
| Figure 1-28 : (a) Manchon de jonction comprimé ; (b) Manchon d'ancrage [58] | 61 |
| Figure 1-1-29 : Vue 3D d'un conducteur dans une pince de fixation (gauche) et schéma en vue latérale de système conducteur-pince (droite) [59]–[61] | 61 |
| Figure 1-30 : Définition de Yb par rapport à la sortie de pince [62] | 62 |
| Figure 1-31 : Schéma des contacts dans une structure de câble métallique [56] | 63 |
| Figure 1-1-32 : Marque laissée par un contact latéral entre brins d'aluminium [59] | 63 |
| Figure 1-33 : Marque laissée par un contact radial entre brins d'aluminium [59] | 64 |
| Figure 1-1-34 : Marque laissée par un contact pince / brin [59] | 64 |
| Figure 1-35 : Histogramme du nombre de rupture de brin selon la distance au centre de la pince de serrage [60] | 66 |
| Figure 1-36 : Carte d'endommagement de la couche externe en aluminium d'un conducteur [60] | 67 |
| Figure 1-37 : Banc d'essai vibratoire de conducteur [68] | 69 |
| Figure 1-38 : Images obtenues par tomographie X d'un brin issu d'un câble en acier. a –d correspondent à des sections équidistantes le long du brin, et (e) montre l'évolution de la fissure sur ces sections [75]..... | 70 |
| Figure 1-39 : Schéma de banc de fretting fatigue de conducteur aérien avec sollicitation de flexion [78]. | 70 |
| Figure 1-40 : Compilation des tests réalisés par le CIGRE et limite de sureté [63]..... | 72 |
| Figure 1-41 : Banc d'essai mono-actionneur [80]..... | 73 |
| Figure 1-42 : Vue en coupe d'un brin présentant une fissure propagée [80] | 74 |
| Figure 1-43 : Schéma du banc de fretting simple entre brins d'aluminium (a) et photographie de la zone de contact (b) [83]..... | 74 |
| Figure 1-44 : Schéma de la zone de contact d'un brin dans un banc de fretting-fatigue traction/torsion [76] | 76 |

| | |
|---|----|
| Figure 1-45 : Distribution de contraintes de von Mises dans des brins d'un câble simple soumis à une tension de 98.1 N [82]..... | 77 |
| Figure 1-46 : (a) Visualisation du maillage utilisé pour modéliser un câble à 2 étages, (b) maillage global d'un toron unitaire (gauche) et sous modèle maillé très finement sur une courte longueur du même toron [83] | 78 |
| Figure 1-47 : (a) Visualisation d'une portion de maillage d'un câble par élément poutre, (b) conducteur ainsi maillé dans une pince modélisée par des coques [84] | 79 |
| Figure 1-48 : Modélisation d'un contact entre deux brins d'acier à 90° (gauche) et le sous modèle associé [83] | 80 |
| Figure 1-49 : Trace d'usure simulée dans un modèle par éléments finis [90]..... | 81 |
| Figure 1-50 : Illustration de la modification de géométrie du maillage pour tenir compte de l'usure [93] | 82 |
| Figure 2-1 (a) : Rendu 3D d'une portion de conducteur CROCUS 412 ; (b) : vue de la section d'un conducteur réel | 86 |
| Figure 2-2(a) : Schéma de principe d'une filière de tréfilage [94] ; (b) exemple de machine de toronnage industrielle utilisée pour des câbles en acier [95]..... | 88 |
| Figure 2-3(a) : Trace de contact radial observée sur la couche externe d'aluminium pour un conducteur neuf ; (b) traces de contacts radiaux observées sur la couche externe d'un conducteur âgé, dans une zone de serrage | 89 |
| Figure 2-4 (a) : Vue optique d'un contact après un essai en fretting simple ; (b) vue optique de la zone de rupture pour un essai en fretting fatigue ; (A) : Réalisation d'un méplat par polissage pour le positionnement perpendiculaire de la trace de fretting lors de l'observation en coupe | 91 |
| Figure 2-5 : Echantillon enrobé et poli..... | 91 |
| Figure 2-6 : Vue au microscope d'une fissure obtenue en fretting simple ($Q^* = 150 \text{ N}$, $P = 150\text{N}$, $N_c = 1$ million de cycles) | 93 |
| Figure 2-7 (a) : Surface polie d'un brin avant attaque chimique. L'axe du brin est horizontal. (b) : surface après 160 s d'exposition ; (c) : surface après 340 s d'exposition | 94 |
| Figure 2-8 : Vue rapprochée (x1000) d'un échantillon après 340 secondes d'attaque au réactif de Keller | 95 |
| Figure 2-9 (a) : Micrographie MEB d'une fissure générée en fretting simple ; (b) : vue MEB rapprochée de la surface ; (c) : cartographie EDX de la présence d'oxygène dans la zone fissurée ; (d) : spectre EDX des éléments détectés..... | 96 |
| Figure 2-10 (a) : Courbe de traction monotone d'un brin avec une déformation mesurée via un capteur de déplacement extérieur ; (b) courbe de traction monotone avec une déformation mesurée par extensomètre placé sur l'échantillon | 98 |

| | |
|---|-----|
| Figure 2-11 (a) : Visualisation du champ de déformation sur une éprouvette en traction ; (b) : comparaison des courbes de traction monotone obtenue avec extensomètre et moyennée sur l'échantillon visualisé par DIC | 99 |
| Figure 2-12 : Cycles de traction – compression dans le plan de contrainte – déformation utilisé pour la caractérisation du comportement plastique d'un brin..... | 101 |
| Figure 2-13 (a) : Eprouvette de fatigue simple après création de la zone utile avec papiers SiC de polissage ; (b) : schéma du montage utilisé pour l'usinage de la zone utile par polissage..... | 103 |
| Figure 2-14 : Données de fatigue en fonction de la durée de vie sur échelle logarithmique pour (a) : $R = 0,2$; (b) : $R = -1$ | 106 |
| Figure 2-15 (a) : Banc d'essai de fretting simple utilisé ; (b) schéma de principe du banc ; (c) : vue rapprochée de la zone de contact avant application de l'effort normal (contact ouvert)..... | 107 |
| Figure 2-16 : Evolution du rapport Q^*/P en fonction du déplacement pour un essai à débattement variable | 109 |
| Figure 2-17 : Evolution du coefficient de transition de glissement μ_t en fonction de l'effort normal | 109 |
| Figure 2-18 : Banc hydraulique double vérin utilisé pour les essais de fretting-fatigue sur mono-contact ; (b) : schéma de principe du banc d'essai..... | 110 |
| Figure 2-19 (a) : Vue rapprochée de la zone de contact ; (b) représentation schématique de la zone de contact expérimentale | 111 |
| Figure 2-20 : Demi-cylindres alésés utilisés pour la tenue de l'éprouvette de fatigue dans les mors hydrauliques | 112 |
| Figure 2-21 : Evolution du rapport Q^*_{diff}/P en fonction du déplacement imposé pour un double contact PTFE/aluminium ($P = 200$ N) | 114 |
| Figure 3-1 (a) : Maillage 3D d'un conducteur par éléments poutre ; (b) : même maillage avec représentation volumique des éléments poutre ; (c) : distribution colorimétrique des contraintes de von Mises pour une sollicitation de traction simple | 119 |
| Figure 3-2 : Maillage 2D sur lequel est basé la génération 3D de chaque brin à section circulaire | 124 |
| Figure 3-3 : Maillage final par éléments hexaédriques d'une portion de conducteur CROCUS 412 | 125 |
| Figure 3-4 : Distribution de la donnée CSTATUS sur un brin d'acier de la première couche..... | 125 |
| Figure 3-5 : Maillage entièrement volumique de l'ensemble conducteur + pince (chapeau et berceau) .. | 127 |
| Figure 3-6 : Ensemble du modèle global, avec le conducteur maillé par éléments hexaédriques et la pince représentée par des surfaces maillées par des éléments coque | 128 |
| Figure 3-7 : Comparaison entre surface du berceau numérique et même surface sur une pince réelle utilisée (le modèle de la pince réelle est différent de la pince numérique) | 128 |

| | |
|--|-----|
| Figure 3-8 : Comparaison des contacts détectés numériquement avec les traces de contact réelles sur la couche externe d'un conducteur vieilli..... | 130 |
| Figure 3-9 (a) : Vue rapprochée de la distribution de pression sur un contact détecté ; (b) : représentation vectorielle des forces de réaction nodales | 131 |
| Figure 3-10 : Schéma de l'algorithme utilisé pour la détection des contacts à partir des données nodales de surface de brins..... | 132 |
| Figure 3-11 : Vue du modèle sollicité en traction et flexion simultanées avec l'illustration des conditions aux limites | 134 |
| Figure 3-12 : Vue en coupe dans le plan A – A du conducteur, avec la définition de la numérotation adoptée pour les brins d'aluminium de la couche extérieure..... | 135 |
| Figure 3-13 (a) : Répartition de la tension mécanique (axiale) en flexion maximale en fonction des brins d'aluminium de la couche extérieure du conducteur ; (b) : répartition de la tension mécanique en fonction des brins en flexion minimale sur un cycle | 136 |
| Figure 3-14 : Distribution 3D des barycentres de tous les contacts détectés entre les couches d'aluminium | 137 |
| Figure 3-15 (a) : Distribution axiale des efforts tangentiels calculés aux contacts en position de flexion maximale du conducteur ; (b) : distribution axiale des efforts normaux aux contacts en position de flexion maximale du conducteur | 138 |
| Figure 3-16 (a) : Distribution axiale des efforts tangentiels calculés aux contacts et mise en évidence de 6 contacts particuliers choisis arbitrairement ; (b) : représentation des efforts tangentiels et normaux pour les 6 contacts choisis ; (c) : contrainte maximale de fatigue subie par les 6 contacts choisis..... | 141 |
| Figure 4-1 : Maillage volumique du modèle local | 146 |
| Figure 4-2 (a) : Illustration des conditions aux limites appliqués sur les instances du modèle local ; (b) : séquence d'application des chargements en fonction du temps (échelle de temps indicative) | 148 |
| Figure 4-3 : Comparaison qualitative des distributions de contraintes de von Mises et de la pression de contact avec une trace de contact obtenue en fretting simple ($Q^* = 150 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$)..... | 149 |
| Figure 4-4 : Distributions du taux de triaxialité η sur une vue en coupe du brin, rapprochée sur la zone de contact. Les instants extrêmes d'un cycle sont représentés..... | 150 |
| Figure 4-5 : Diagramme de Dang Van adapté au formalisme de Crossland, utilisé pour la détermination de τ_a | 154 |
| Figure 4-6 : Distribution de σ_c en surface centrée sur la zone de contact de fretting ($Q^* = 75 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$) | 155 |
| Figure 4-7 (a) : Trace de fretting après 3.10^5 cycles pour $Q^* = 200 \text{ N}$ et $P = 300 \text{ N}$ (b) : illustration de la mesure de profondeur de la fissure initiée avec les conditions précédentes ; (b) évolution de la profondeur | |

| | |
|--|-----|
| de fissure b en fonction de l'effort tangentiel en fretting simple ($P = 300 \text{ N}$), détermination du seuil d'amorçage expérimental | 157 |
| Figure 4-8 : Evolution de σ_C en profondeur sous le point chaud, identification de la distance critique l_c lorsque $\sigma_C = \tau_d$ | 158 |
| Figure 4-9 : Comparaison entre les risques d'amorçage évalués : (a) : en surface ; (b) : en profondeur à une distance l_c du point chaud | 159 |
| Figure 4-10 : Micrographies optiques des potentielles fissures observées, avec le risque d'amorçage associé | 163 |
| Figure 4-11 : Profondeurs de fissure mesurées en fonction du ratio de Crossland $\sigma_C(l_c)/\tau_d$ pour des essais de fretting-fatigue non rompus | 164 |
| Figure 4-12 : Superposition des courbes cycliques expérimentales et simulées à l'aide de la loi plastique identifiée | 167 |
| Figure 4-13 : Evolution de la contrainte équivalente de Crossland σ_C au point chaud selon l'hypothèse élastique ainsi que $\sigma_{C,EP}$ selon une loi élastoplastique en bordure de contact, pour $Q^* = 75 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$ | 168 |
| Figure 4-14 (a) : Evolutions de la durée de vie en fretting fatigue en fonction de l'effort normal pour $Q^* = 150 \text{ N}$ et 200 N , avec $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$ et $R = 0.5$;(b) pour $Q^* = 150 \text{ N}$ et 200 N , $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$ et $R = 0.5$ | 172 |
| Figure 4-15 : Vue en coupe des fissures selon le plan médian du contact pour (a) : $Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 450 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 70 \text{ MPa}$; (b) $Q^* = 150 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 70 \text{ MPa}$ | 174 |
| Figure 4-16 : Vue binoculaire d'un brin rompu ($Q^* = 150 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$) | 174 |
| Figure 4-17 (a) : Disque maillé utilisé pour modélisation la fissure (après insertion dans le maillage sain) ; (b) : illustration du front de fissure en vert sous la surface d'un des brins en contact ; (c) : vue en coupe après calcul de la distribution de contrainte sous le contact avec mise en évidence de la pointe de fissure et de l'angle de plongée α | 179 |
| Figure 4-18 (a) Schéma de construction des paramètres géométriques de la fissure insérée dans le brin ; (b) : représentation schématique du front dans le plan de la fissure et définition de la position angulaire θ ... | 180 |
| Figure 4-19 : ΔK_{II} en pointe de fissure en fonction de l'effort normal pour différents coefficients de frottement μ_{CL} (a) : pour $Q^* = 150 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$; (b) : pour $Q^* = 200 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$ | 182 |
| Figure 4-20 : Distributions des FIC en mode I, II et III ainsi que de la contrainte normale σ_n le long du front de fissure à (a) : $Q = +Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$; (b) : $Q = -Q^* = -200 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$ | 185 |
| Figure 4-21 : Distribution de ΔK_{II} le long du front de fissure en fretting simple ($Q^* = 200 \text{ N}$) et fretting-fatigue ($Q^* = 200 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$) pour (a) : $P = 200 \text{ N}$; (b) : $P = 500 \text{ N}$ | 187 |

| | |
|--|-----|
| Figure 4-22 : (a) Effort normal seuil P_{CA} en fonction de l'effort tangentiel de fretting Q^* ; (b) ΔK_{II} en pointe de fissure en fonction de Q^* pour $P = P_{CA}$ | 188 |
| Figure 4-23 (a) : ΔK_{II} en pointe de fissure en fonction du ratio d'effort normal P/P_{CA} ; (b) $K_{I,max}$ en pointe de fissure en fonction du ratio d'effort normal P/P_{CA} , (c) : contrainte normale moyennée sur les parois de la fissure en fonction de P/P_{CA} | 189 |
| Figure 5-1a : Courbe S-N en fretting-fatigue obtenue à fretting fixé ($Q^*=200N$ et $P = 200N$) et fatigue variable ; b : courbe S-N en fretting-fatigue obtenue à fatigue fixe ($\sigma_{max} = 70$ MPa et $R=0.5$) et effort tangentiel variable (effort normal $P = 200$ N) ; (c) : durées de vie en fretting-fatigue de mono-contacts obtenus à fatigue inchangée entre les essais ($\sigma_{f,max} = 70$ MPa et $R = 0.5$) et effort normal variable..... | 195 |
| Figure 5-2 : Données expérimentales de fatigue uniaxiale à $R = -1$ avec le tracé de la loi puissance utilisée pour déterminer les coefficients de la loi de Basquin-Coffin-Manson..... | 199 |
| Figure 5-3 : Evolution de la contrainte équivalente de Crossland en fonction de la profondeur sous le point chaud pour l'identification de la distance critique $l_{C,Crossland}$ (conditions : $Q^* = 200$ N, $P = 200$ N, $\sigma_{f,max} = 28$ MPa et $R = 0.5$) | 201 |
| Figure 5-4 : Comparaison entre les durées de vie expérimentales en fretting fatigue avec les durées de vie déduites par application du critère de Crossland..... | 202 |
| Figure 5-5 : Schéma de principe de définition de l'orientation des plans testés pour le calcul de Γ_{SWT} ... | 206 |
| Figure 5-6 : évolution de la contrainte équivalente σ_{SWT} en fonction de la profondeur sous le point chaud, définition de la distance critique $l_{C,SWT}$ (conditions : $Q^* = 200$ N, $P = 200$ N, $\sigma_{f,max} = 28$ MPa et $R = 0.5$) | 207 |
| Figure 5-7 : Comparaison entre les durées de vie expérimentales en fretting fatigue avec les durées de vie déduites par application du critère SWT | 208 |
| Figure 5-8 : Schéma d'illustration du calcul de la déformation en cisaillement γ dans un plan donné..... | 211 |
| Figure 5-9 : Evolution du paramètre Γ_{FS} en fonction de la profondeur sous le point chaud pour l'identification de $l_{C,FS}$ (conditions : $Q^* = 200$ N, $P = 200$ N, $\sigma_{f,max} = 28$ MPa et $R = 0.5$) | 212 |
| Figure 5-10 : Comparaison entre les durées de vie expérimentales en fretting fatigue avec les durées de vie déduites par application du critère FS | 213 |
| Figure 5-11a : Vue en coupe d'une fissure générée en fretting simple (conditions : $Q^* = 150$ N, $P = 200$ N, $N_c = 300\ 000$ cycles) ; b : distribution qualitative du risque d'amorçage par les critères SWT et FS, avec mise en évidence du point chaud et angle à amorçage en surface (mêmes conditions) | 215 |
| Figure 5-12 (a) : Distribution qualitative du risque d'amorçage en surface d'après les critères SWT et FS ; (b) : distribution en surface des angles à amorçage obtenus (conditions de fretting simple : $Q^* = 150$ N, $P = 200$ N)..... | 216 |

| | |
|--|-----|
| Figure 5-13 (a) : Evolution de la contrainte équivalente de Crossland en fonction de la profondeur sous le point chaud, avec mesure du gradient 1D à la distance critique ; (b) même tracé mais appliqué au critère SWT (conditions : $Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$, $\sigma_{f,\max} = 28 \text{ MPa}$ et $R = 0.5$) | 219 |
| Figure 6-1 (a) : Vue de la tourelle ajustable portant la pince de serrage et le conducteur ; (b) : vue de la zone de mise en vibration du conducteur par le pot vibrant (crédit : Dervaux S.A.)..... | 224 |
| Figure 6-2 (a) : Accéléromètre triaxial situé au niveau d'un noeud de vibration pour détecter la rotation des conducteurs ; (b) : capteur LASER mesurant la déflexion à 89 mm du dernier point de contact (crédit : Dervaux S.A.)..... | 226 |
| Figure 6-3 (a) : Pince de serrage utilisée pour les essais avec une portion de conducteur ; (b) : vue rapprochée d'une vis fusible en aluminium avec une jauge de déformation ; (c) : vue rapprochée de la pince de serrage et de la vis fusible comportant la jauge de déformation (crédit : Dervaux S.A.) | 227 |
| Figure 6-4 : Evolution de l'effort axial mesuré dans l'axe d'une vis fusible en fonction du couple de serrage appliqué (crédit : Dervaux S.A.)..... | 228 |
| Figure 6-5 : Portion du conducteur testé en vibration, vue centrée sur la zone de serrage. Des brins de la couche extérieure ont été coupés pour l'observation de la couche intérieure | 231 |
| Figure 6-6 : Traces d'indents de plastification sur la couche intérieure, observées dans la zone immobile du conducteur (position axiale $x = 175 \text{ mm}$)..... | 232 |
| Figure 6-7 (a) : Trace de fretting sur le conducteur testé en vibration, sur la couche intérieure et dans la zone de serrage (position axiale $x = 240 \text{ mm}$) ; (b) : trace de de contact obtenue en fretting-fatigue en laboratoire, avec $P = 200 \text{ N}$, $Q^* = 75 \text{ N}$ et $\sigma_{f,\max} = 90 \text{ MPa}$, $N = 2$ millions de cycles..... | 233 |
| Figure 6-8 (a) : Trace d'usure sur un brin de la couche extérieure, proche d'un indent plastique (position axiale $x = 275 \text{ mm}$) ; (b) : trace d'usure sur un brin de la couche intérieure, en dehors de la zone de serrage (position axiale $x = 290 \text{ mm}$) | 234 |
| Figure 6-9 : Brin de la couche extérieure rompu en fretting fatigue dans la zone de serrage : brin de la couche intérieure rompu en fretting-fatigue dans la zone de serrage | 235 |
| Figure 6-10 (a) : Trace de fretting en glissement partiel observée sur un brin de la couche extérieure (position axiale $x = 237 \text{ mm}$) ; (b) : vue en coupe de fissures amorcées sous le contact de fretting, avec une profondeur maximale $b = 130 \mu\text{m}$ | 236 |
| Figure 6-11 (a) : Modélisation de la portion active du conducteur à la position de flexion extrême $\varphi = -5^\circ$; (b) : modélisation de la portion active du conducteur à la position de flexion extrême $\varphi = 13^\circ$ | 237 |
| Figure 6-12 (a) : Distribution du niveau de tension mécanique dans chaque brin de la couche extérieure à $\varphi = -5^\circ$; (b) : Distribution du niveau de tension mécanique dans chaque brin de la couche extérieure à $\varphi = 13^\circ$ | 238 |

| | |
|--|-----|
| Figure 6-13 (a) : Distribution des efforts tangentiels des contacts détectés entre les brins d'aluminium le long de la portion de conducteur à $\varphi = 13^\circ$; (b) : distribution analogue des efforts normaux à $c\varphi = -13^\circ$; (c) : distribution des efforts tangentiels à $\varphi = -5^\circ$; (d) : distribution des efforts normaux à $\varphi = 13^\circ$ | 240 |
| Figure 6-14 (a) : Distribution du rapport Q/P pour chaque contact le long du conducteur à $\varphi = 13^\circ$; (b) : distribution du rapport Q/P pour chaque contact le long du conducteur à $\varphi = -5^\circ$ | 241 |
| Figure 6-15 : Représentation de la position dans le plan (x ; y) des points retenus pour la simulation et prévision de durée de vie à l'aide du modèle local..... | 245 |
| Figure 7-1 (a) : Vue du modèle global complet ; (b) : distribution axiale de l'effort normal pour chaque contact détecté entre les couches extérieures d'aluminium..... | 252 |
| Figure 7-2 (a) : Diagramme de Dang Van modifié et utilisé pour déterminer τ_d ; (b) : profondeur de fissure amorcée en fonction du ratio de Crossland | 253 |
| Figure 7-3 (a) : Distributions des FIC en mode I, II et III ainsi que de la contrainte normale σ_n le long du front de fissure à : $Q = +Q^* = 200$ N, $P = 300$ N et $\sigma_{f,max} = 60$ MPa ; (b) : évolution de ΔK_{II} et $K_{I(+Q^*)}$ en fonction de P/P_{CA} | 254 |
| Figure 7-4 : Comparaison entre les durées de vie expérimentales en fretting-fatigue avec les durées de vie déduites par application du critère SWT | 255 |
| Figure 7-5 : Représentation de la position dans le plan (x ; y) des points retenus pour la simulation et prévision de durée de vie à l'aide du modèle local..... | 256 |
| Figure 7-6 : Courbe de type « cycle en V » pour résumer l'approche développée dans ce travail | 258 |

Nomenclature

Lettres

a : demi-largeur de contact (mm)

b : longueur (ou profondeur) de fissure (μm)

b_0 : profondeur de fissure de transition fissures courtes/fissures longues (μm)

b_{CN} : profondeur de fissure créée au seuil d'amorçage (μm)

c : vitesse de propagation des ondes mécaniques dans le matériau (m/s)

C : coefficient de la loi de Paris

d_i : diamètre des brins de la couche i du conducteur (mm)

D : variable d'endommagement total de la loi de Miner

E : module de Young (GPa)

E_t : énergie transmise (J)

E_d : énergie dissipée (J)

f : fonction de charge

G : module de cisaillement (GPa)

J_2 : deuxième invariant du tenseur déviatorique (MPa)

K_I, K_{II} ou K_{III} : Facteur d'Intensité des Contraintes en pointe de fissure en mode I, II ou III respectivement ($\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$)

ΔK_i : amplitude du Facteur d'Intensité des Contraintes K_i (en mode I, II ou III) sur un cycle ($\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$)

ΔK_0 : seuil d'arrêt de fissuration de fissure longue ($\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$)

ΔK_{th} : seuil d'arrêt de fissuration généralisé ($\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$)

l_C : distance critique (μm)

m : exposant de la loi de Paris

\underline{n} : tenseur direction d'écoulement plastique

\underline{n} : vecteur normal à un plan

p : multiplicateur plastique

P : effort normal de fretting (N)

P_{CA} : effort normal seuil d'arrêt de fissuration (N)

Q : effort tangentiel de fretting (N), et Q^* l'amplitude d'effort tangentiel sur un cycle

Q_{diff} : effort tangentiel total mesuré expérimentalement en fretting-fatigue (N)

R : rapport de charge de fatigue

$\underline{\underline{s}}$: tenseur déviatorique

T : tension mécanique globale appliquée au conducteur (kN)

Y_b : déflexion verticale du conducteur mesurée à 3,5 pouces du dernier point de contact avec la pince (mm)

Lettres grecques

α : angle de plongée de la fissure (°)

α_C : coefficient de Crossland

β : angle relatif entre les directions de deux brins de couches adjacentes

Γ_{SWT} : paramètre de SWT

Γ_{FS} : paramètre de Fatemi-Socie

δ : déplacement relatif de fretting (μm), et δ^* l'amplitude de déplacement imposé sur un cycle

δ_0 : amplitude de déplacement réel (μm)

$\underline{\underline{\varepsilon}}$: tenseur des déformations

ε_f' : ductilité en fatigue uniaxiale (MPa)

η : taux de multiaxialité

θ : position angulaire le long du front de fissure (°)

μ_t : coefficient de frottement à la transition entre glissement partiel et glissement total

μ_e : coefficient de frottement énergétique

μ_{GS} : coefficient de frottement dynamique en glissement total

ν : coefficient de Poisson

ρ : masse volumique du matériau (kg/m^3)

$\underline{\underline{\sigma}}$: tenseur des contraintes

$\sigma_{f,\min}$: contrainte de fatigue minimale sur un cycle

$\sigma_{f,\max}$: contrainte de fatigue maximale sur un cycle

σ_{VM} : contrainte équivalente de von Mises (MPa)

σ_Y : limite d'élasticité (MPa), avec $\sigma_{Y,0.2\%}$ et $\sigma_{Y,0.02\%}$ les limites expérimentales pour une déformation plastique de 0.2 et 0.02% respectivement

σ_{UTS} : limite à rupture (MPa)

σ_d : limite de fatigue en traction/compression à 10 millions de cycles (MPa)

σ_H : contrainte hydrostatique (MPa)

σ_C : contrainte équivalente de Crossland (MPa)

σ_f' : tenue en fatigue uniaxiale (MPa)

τ_d : limite de fatigue en torsion alternée à 10 millions de cycles (MPa)

φ : angle de flexion en sortie de pince imposé au conducteur (°)

Introduction générale

Les réseaux électriques sont des infrastructures destinées à être exploitées sur des périodes couvrant plusieurs décennies et sont donc naturellement soumises à différentes dégradations progressives. Or une meilleure connaissance du vieillissement de ses composants, et notamment celui des conducteurs constituant les lignes aériennes, représente un enjeu important. Il permet d'adapter la fréquence des maintenances des lignes en fonction des régions et climats ainsi que mieux prévoir à long terme les remplacements à effectuer. Le travail introduit ici s'inscrit dans cet approfondissement des connaissances liées au vieillissement des lignes, en s'intéressant aux endommagements liés aux contacts mécaniques au sein des conducteurs. Cette étude mécanique et tribologie s'applique aux conducteurs de type ACSR (*Aluminium Conductor Steel-Reinforced cable*) constitués de brins d'acier en son centre et de brins d'aluminium à l'extérieur.

Cet ensemble de brins induit par sa forme la présence de nombreux contacts générant du frottement dès que la ligne entre en mouvement, principalement par action du vent. Les vibrations ainsi provoquées font travailler le conducteur en fatigue par flexion, et génèrent également aux contacts un phénomène particulier d'endommagement appelé fretting. Ce type de sollicitation peut être d'une part à l'origine de l'amorçage de fissures dans la zone du contact ou d'autre part induire l'usure du matériau. Lorsque le fretting est associé à des chargements macroscopiques de fatigue, les fissures potentiellement créées sous le contact peuvent se propager jusqu'à induire des ruptures de brin : on parle alors de fretting-fatigue.

Ainsi, l'objectif de ces travaux de thèse est de quantifier la durée de vie de conducteurs en prenant spécifiquement en compte ce phénomène de fretting et caractériser la tenue mécanique de ces assemblages. Plus précisément, ce travail se concentre spécifiquement sur les brins de la couche extérieure du conducteur étudié, constitués d'aluminium quasi-pur. L'approche choisie fait intervenir à la fois des outils numériques, avec une modélisation selon la méthode des éléments finis, et des moyens expérimentaux permettant de quantifier le comportement du matériau étudié. Ce mémoire regroupe l'ensemble des résultats obtenus et est composé de six chapitres distincts.

Le premier chapitre est un état de l'art visant à définir certaines notions de mécanique et de tribologie utilisées dans les chapitres suivants. Le phénomène de fretting y est décrit plus formellement, avant d'introduire plusieurs notions relatives à l'amorçage ainsi que la propagation de fissures. La dernière partie de ce chapitre s'intéresse enfin plus en détail à l'assemblage industriel étudié : les conducteurs aériens pour

le transport d'énergie. Les principaux résultats de la littérature obtenus sur des structures de câbles métalliques sont exposés, qu'ils soient expérimentaux ou numériques.

Le chapitre 2 présente et décrit l'ensemble des moyens expérimentaux qui ont été utilisés pour ce travail, que ce soit pour des méthodes de caractérisation et d'analyse ou pour la conduite d'essais cycliques. Les propriétés monotones de l'aluminium étudié sont identifiées et exposées, avant de décrire en détail les bancs d'essais utilisés pour la fatigue simple, le fretting simple et le fretting-fatigue.

Le chapitre 3 introduit la démarche numérique adoptée en commençant par décrire la modélisation globale d'un conducteur et d'une pince de serrage. Les paramètres de ce modèle sont détaillés, avec les routines de pré-traitement employées pour générer la géométrie et le maillage, ainsi que les outils de post-traitement permettant d'extraire des données de chargement de fretting-fatigue.

Le chapitre 4 porte sur l'étude d'un mono-contact entre brins d'aluminium sollicités en fretting-fatigue. C'est pour cette configuration que la majeure partie des essais expérimentaux a été réalisée, ce contact ayant été reproduit sur les bancs de fretting simple et de fretting-fatigue. Dans la continuité de la démarche numérique initiée dans le chapitre précédent, le modèle numérique local utilisé pour étudier la réponse d'un tel mono-contact est introduit. Ce chapitre est constitué de deux sous-parties majeures. La première propose de prévoir l'amorçage d'une fissure avant dix millions de cycle à l'aide d'un critère de fatigue multiaxiale. Dans la seconde partie, une fissure est insérée et modélisée explicitement dans le modèle local pour étudier la condition d'arrêt de fissuration.

Alors que les travaux décrits dans le chapitre 4 considèrent l'amorçage et la propagation de fissure de manière découplée, le chapitre 5 propose une approche couplée. En se basant sur des essais de fretting-fatigue sur mono-contact, trois critères de fatigue ont été calibrés sur la rupture totale d'un brin à dix millions de cycle avant d'être appliqués pour la prévision de durée de vie. Les différences de performances entre critères sont exposées et discutées, tout en proposant des interprétations de cette dispersion.

Enfin, le chapitre 6 présente une application concrète de la démarche numérique développée dans les chapitres 3, 4 et 5. Dans un premier temps, un essai technologique macroscopique sur un conducteur mis en vibration est décrit et expertisé pour localiser l'occurrence des ruptures sur les brins d'aluminium. Dans un second temps, les modèles numériques sont appliqués pour reproduire les mêmes conditions de chargement que l'essai technologique, et les prévisions de rupture sont alors confrontées aux données expérimentales. Ce dernier chapitre permet de mettre en lien la plupart des résultats principaux obtenus dans les chapitres précédents et illustre la capacité de la démarche à constituer un outil compatible avec les besoins de l'industrie.

1. Chapitre 1 : Etude bibliographique de la problématique

1.1. Introduction

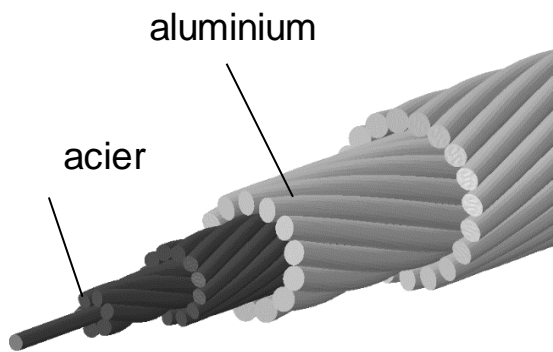
Ce premier chapitre propose une revue de littérature relative à la problématique du fretting-fatigue dans les conducteurs aériens, et est développée en trois parties. La première partie donne plusieurs définitions nécessaires pour les chapitres suivants. La notion de fretting est introduite et explicitée, de même que quelques principes importants pour étudier la fatigue mécanique des matériaux. Des éléments relatifs à la plasticité et aux lois de comportement non linéaires sont également apportés.

La seconde partie décrit les étapes de la vie d'une fissure, en commençant par l'amorçage et la propagation de fissures courtes ainsi que la propagation de fissures longues. Des critères de fatigue multiaxiale sont décrits pour la prévision de l'amorçage, alors que d'autres outils comme les Facteurs d'Intensité des Contraintes sont introduits par étudier la propagation de la fissure.

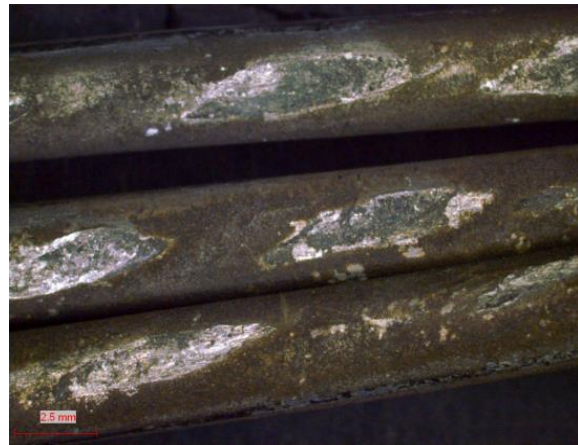
Enfin, alors que les deux premières parties constituent une bibliographie plus fondamentale de la problématique de fretting-fatigue, la troisième aborde les aspects plus technologiques du sujet de ce mémoire. Cette dernière partie s'intéresse en effet au cas spécifique des câbles et des conducteurs aériens, leur endommagement et les applications du fretting dans ce contexte. Des aspects aussi bien expérimentaux que numériques sont explicités, en lien avec les résultats des chapitres suivants.



(a)



(b)



(c)

Figure 1-1 : Pylone d'une ligne haute-tension du réseau français ; (b) : représentation schématique d'un conducteur avec brins d'aluminium et brins d'acier ; (c) : traces de contact observées dans un conducteur après plusieurs décennies en fonctionnement

1.2. Définitions préalables

1.2.1. Définition du fretting

Le fretting désigne la sollicitation de deux corps en contact et soumis à un déplacement relatif alterné de faible amplitude. Ce phénomène est à distinguer du glissement alterné : en fretting, l'amplitude de glissement est nécessairement faible devant les dimensions du contact. Il y a donc une zone jamais exposée à l'environnement extérieur dans un contact de fretting (figure 1-2). Cette définition a été formalisée par Fouvry [1] en introduisant le rapport e :

$$e = \frac{\delta_0}{a} \quad (1.1)$$

Avec δ_0 est l'amplitude de déplacement réel et a la demi largeur du contact dans le sens du glissement.

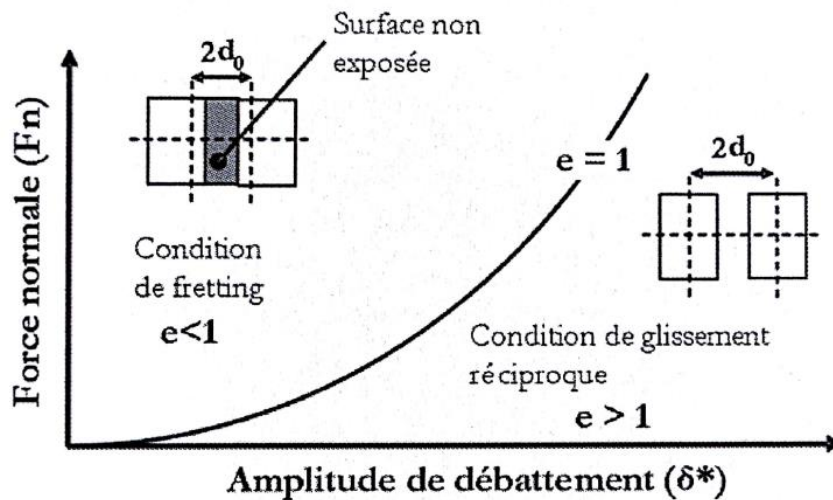


Figure 1-2 : Distinction entre fretting et glissement réciproque ou alterné [1]

1.2.2. Cycle de fretting et condition de glissement

Classiquement, le phénomène est étudié par le tracé de l'évolution de l'effort tangentiel noté Q en fonction du débattement δ sur un aller-retour, appelé « cycle de fretting » (figure 1-3, gauche). En fonction de l'amplitude de débattement imposé noté δ^* , de l'effort normal P et des matériaux en contact, plusieurs conditions de glissement sont possibles, présentées ci-dessous (figure 1-3). Dans la suite les grandeurs étoilées δ^* et Q^* correspondent aux amplitudes respectives de δ et Q sur un cycle.

Les deux conditions de glissement possibles sont les suivantes :

- **Le glissement partiel** : lorsque les efforts de cisaillement atteignent localement le seuil de Coulomb, il y a glissement au sein du contact. Cela se traduit globalement par l'apparition d'une zone collée, typiquement au centre du contact, ainsi que d'une zone glissante en bordure de contact. Le cycle correspondant (cas B) présente un cycle d'hystérésis et a une forme elliptique.
- **Le glissement total** : si au cours du cycle, le seuil de Coulomb est atteint en tout point du contact alors tout le contact passera en glissement, d'où l'expression de glissement total. Le cycle de fretting prend une forme de parallélogramme, les paliers horizontaux correspondant au moment où le contact est en glissement généralisé (cas C).

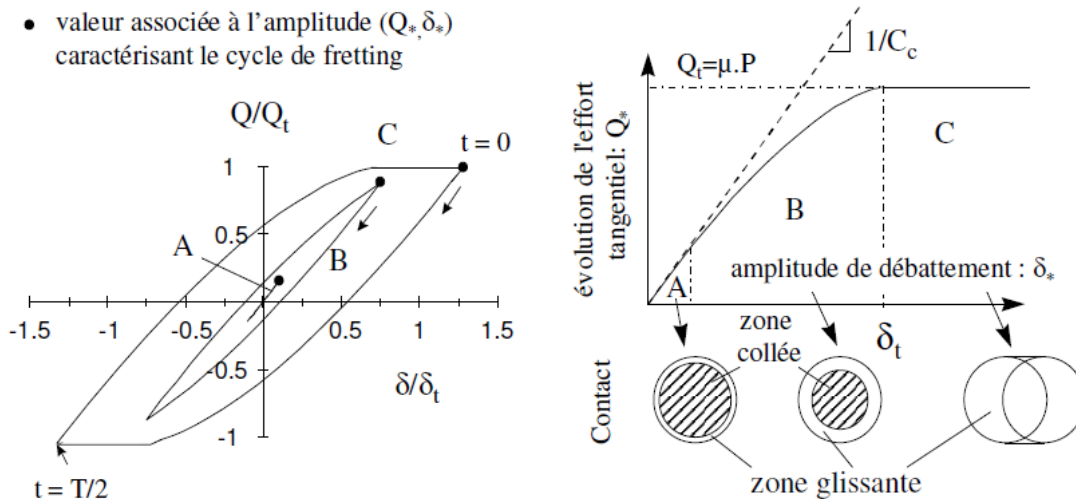


Figure 1-3 : Forme d'un cycle de fretting en fonction de la condition de glissement (gauche) et statut du contact en fonction de la condition de glissement [1]

Pour tenir compte de l'aspect temporel de la condition de glissement durant un essai, la notion de régime de glissement a également été introduite. Si durant un essai, le contact reste exclusivement en condition de glissement partiel, alors on peut également parler de régime de glissement partiel. A l'inverse, un contact restant en glissement total correspond au régime de glissement total. Enfin, il est possible que la condition de glissement change durant un essai, particulièrement lorsque l'on est proche de la transition μ_t . On parle alors de régime de glissement mixte. Le régime de glissement peut être illustré à l'aide de la « buche de fretting » introduite par Colombié [2] et dont un exemple est illustré sur la figure 1-4. Les cycles de fretting sont tracés en fonction de la durée de l'essai et superposés sur un axe logarithmique. Cet outil peut permettre de mettre en évidence des situations où le contact bascule d'une condition de glissement vers une autre durant l'essai, d'étudier l'évolution de l'interface ou encore l'influence du troisième corps.

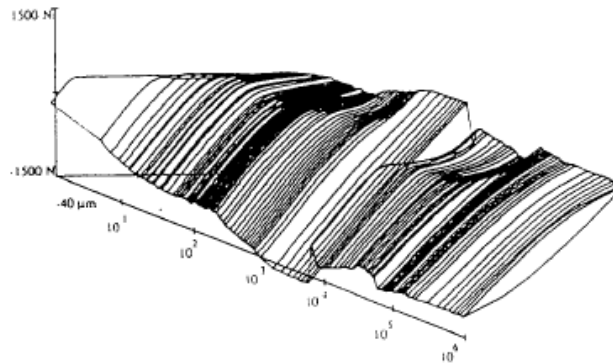


Figure 1-4 : Buche de fretting [2]

Pour correctement analyser les processus de dégradation induits par le fretting, il est nécessaire de bien pouvoir identifier les domaines respectifs des conditions de glissement en fonction des chargements subis par le contact. Dans cette optique, Colombié [2] en 1988 propose également les premières cartes de fretting qui lient directement les conditions de chargement à la condition de glissement (figure 1-5).

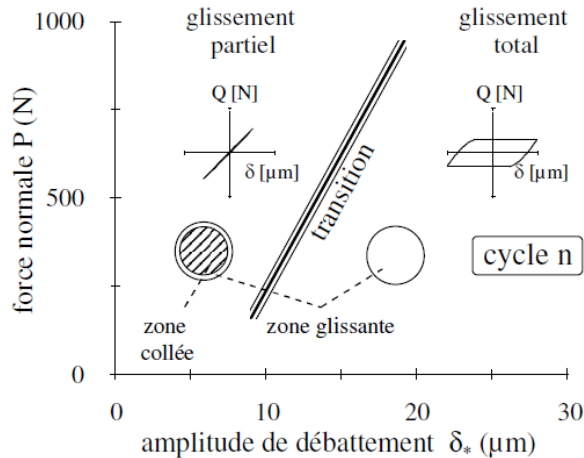


Figure 1-5 : Carte de fretting présentant les domaines de glissement partiel et glissement total [1]

1.2.3. Endommagements importants liés au fretting

Le cœur de ce travail reste la façon dont le fretting endommage les matériaux et les structures, aussi il convient de mettre en évidence l'effet pénalisant du fretting sur des pièces sollicitées en fatigue, comme c'est le cas des brins en contact dans un conducteur en vibration.

1.2.3.1. Fissuration en fretting simple ou fretting-fatigue

Lorsqu'un contact sollicité en fretting est en régime de glissement **partiel**, alors le principal endommagement associé à ce type de configuration est la fissuration. Dans le cas du fretting simple, c'est-à-dire lorsque la seule sollicitation présente est le fretting, alors cette fissuration est nécessairement limitée. Des fissures pourront être amorcées dans la zone du contact et propagées sur une courte distance avant de s'arrêter lorsqu'il n'y a plus de contraintes suffisantes pour poursuivre la propagation.

Par extension, le fretting-fatigue correspond alors à la superposition d'une sollicitation de fretting avec un chargement macroscopique de fatigue appliqué à au moins l'un des corps en contact. Ce cas peut être source de défaillances dans de nombreuses applications industrielles. En effet, en fretting fatigue, des fissures peuvent être amorcées au niveau des contacts sollicités, et le chargement de fatigue peut alors propager ces mêmes fissures jusqu'à rupture des pièces concernées.

Bleuzen [3] a montré que l'ajout d'une sollicitation de fretting réduisait la durée de vie des éprouvettes testées en fatigue en comparant des courbes d'endurance. Des domaines relatifs à la création et la propagation de différents types de fissures sont également tracés, mais ces notions seront présentées en détail en section 1.2. De manière plus générale, il est important de noter que l'expression fretting-fatigue dans la littérature se réfère communément à des contacts en régime de glissement partiel, et regroupe les phénomènes de fissurations au niveau du contact et dans le cœur du matériau. Ce phénomène se quantifie, comme en fatigue simple, sous forme de durées de vie lorsque les pièces arrivent à rupture, et en longueurs de fissure le cas échéant.

1.2.3.2. Fretting-usure (ou *fretting wear*)

Une autre partie importante de l'étude du fretting concerne l'usure, dans des applications comme la connectique, l'aéronautique [4] ou encore l'ingénierie nucléaire [5]. Ce phénomène concerne les cas de contacts en régime de glissement total, il n'y a alors plus de zone collée et la dégradation des matériaux est liée à un enlèvement progressif de matière et formation de débris. L'usure se quantifie notamment par l'énergie dissipée, accessible par exemple sur les cycles de fretting (figure 1-6), ou encore par volume usé.

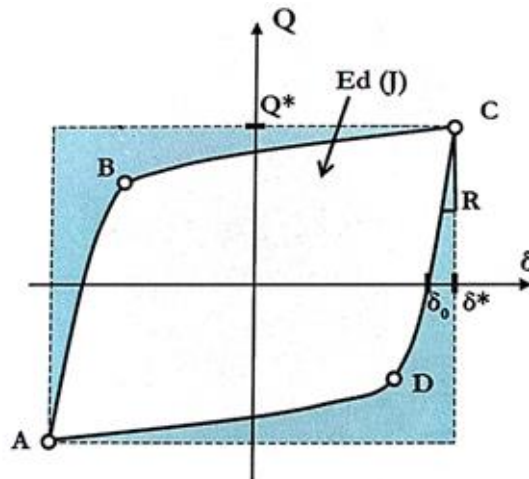


Figure 1-6 : Cycle de fretting en glissement total, avec E_t l'énergie totale et E_d l'énergie dissipée par frottement

Sur la figure 1-6, E_t est définie comme l'énergie totale transmise au système, telle que $E_t(j) = 4 \cdot Q_* \cdot \delta_*$ et l'énergie dissipée sur un cycle j correspond quant à elle à l'aire à l'intérieur du cycle d'hystérésis. L'énergie dissipée cumulée E_d durant un essai est alors simplement la somme des énergies dissipées par cycles :

$$Ed = \sum_{j=1}^n Ed(j)$$

La connaissance de ce volume usé V est ainsi importante pour mesurer par exemple la dégradation des caractéristiques électriques de connecteurs, ou les risques d'oxydations de matériaux dont les revêtements protecteurs sont usés. La loi la plus commune pour exprimer ce volume usé est une loi linéaire proposée par Archard [6] en 1954 :

$$V = k P L$$

Avec :

- k une grandeur introduite par Archard appelée vitesse ou coefficient d'usure
- P l'effort normal
- L l'amplitude de glissement

Enfin, pour en revenir au cas du fretting-usure, un coefficient de frottement énergétique prenant en compte cette dissipation est introduit. Ce coefficient noté μ_e est donné par la relation :

$$\mu_e = \frac{Ed}{4P\delta_0}$$

Où en plus des autres grandeurs déjà définies, δ_0 est l'ouverture de cycle (figure 1-5).

1.2.3.3. Compétition usure-fissure

Jusqu'ici, les phénomènes de fissuration et d'usure en fretting ont été abordés séparément. En première approximation, l'amplitude de débattement δ_* peut servir à différencier rapidement les deux types d'endommagement. Pour de plus faibles δ_* , le contact est en glissement partiel et l'endommagement prépondérant est la fissuration ; pour des δ_* plus élevés, le glissement est cette fois total et génère de l'usure. Cependant, les deux possibilités ne sont pas complètement incompatibles et il peut être intéressant de considérer usure et fissuration simultanément, et on parle alors de compétition usure-fissure.

Plusieurs auteurs [7]–[9] ont travaillé sur cette compétition, notamment en visualisant la durée de vie d'éprouvettes en fonction de l'amplitude et en testant sur des plages concernant plusieurs régimes de

glissement. La comparaison du taux d'usure et de la durée de vie est ainsi révélatrice de l'effet « bénéfique » de l'usure sur la durée de vie en présence de fissuration (figure 1-7).

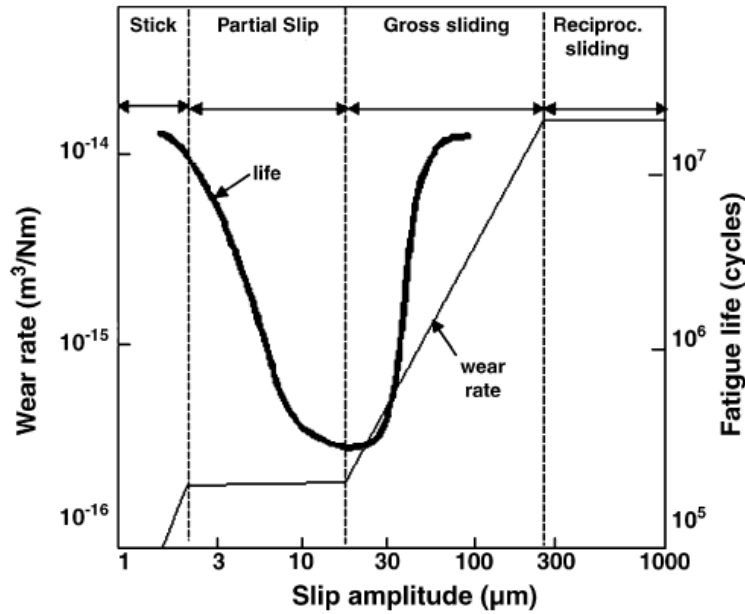


Figure 1-7 : Effet de l'amplitude du débattement sur la durée de vie en fatigue et le taux d'usure [7]

En effet, alors que la durée de vie diminue avec l'amplitude de débattement tant que le glissement reste partiel, le passage en glissement total et l'augmentation du taux d'usure associée ont un effet inverse sur la durée de vie. Cela s'explique par la notion d'usure des surfaces : alors que les fissures induites par fretting s'amorcent en surface, l'usure élimine la matière fissurée en surface. Ainsi, plus les phénomènes d'usure augmentent, moins les fissures amorcées auront le temps de propager avant que la matière ainsi endommagée ne soit simplement éliminée par le frottement. Un second effet atténuant est le changement de géométrie : l'usure tend à augmenter l'aire de contact et ainsi diminuer les pics de pression autour de la zone de fretting. Ainsi, les chargements sont réduits de même que le risque d'amorçage de fissures. Cet aspect de compétition usure/fissure sera plus détaillé en section 1.3.5 de ce chapitre.

1.2.4. Rappels sur la fatigue

La fatigue des matériaux est relative à l'étude de la rupture de pièces soumises à une ou des sollicitations cycliques dans le temps. Même lorsque les contraintes subies par un matériau n'excèdent pas les limites de dimensionnement, des ruptures sont régulièrement observées. Plus le nombre de cycles augmente, plus ce risque est important. Le phénomène à l'origine de ces endommagements est la fissuration déjà citée pour la définition du fretting-fatigue ; ses mécanismes seront décrits en détail en seconde partie de ce chapitre.

Généralement, deux types de fatigue sont distingués en fonction du nombre de cycles :

- La fatigue oligocyclique, qui correspond à des durées de vie courtes en nombre de cycles avant rupture
- La fatigue à grand nombre de cycles, pour un nombre de cycles typiquement supérieur à 10^4 [10]. En raison de leur durée de vie longue, la fatigue des conducteurs aériens s'inscrit plutôt dans ce contexte.

Le cas le plus simple de sollicitation cyclique dans le temps est la sollicitation sinusoïdale, et la grande majorité des études en fatigue se place dans ce cas. Ainsi, l'évolution sur un cycle de la contrainte en un point peut être caractérisée par plusieurs grandeurs (figure 1-10) :

- σ_{min} la contrainte minimale
- σ_{max} la contrainte maximale
- σ_a l'amplitude de contrainte, telle que $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$
- σ_m la contrainte moyenne telle que $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$
- R le rapport de charge défini tel que $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$
- $\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 2 \sigma_a$.

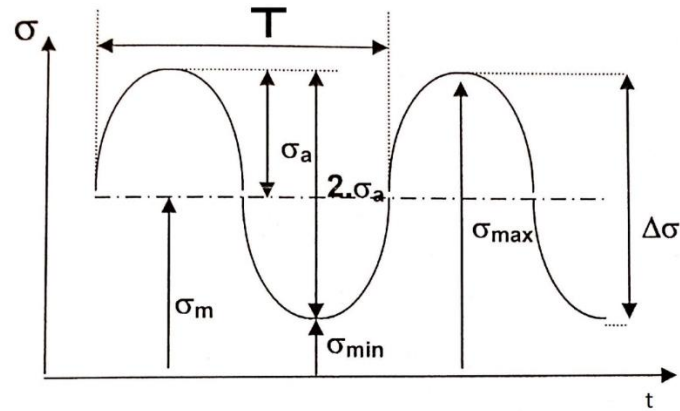


Figure 1-8 : Grandeurs associées à un cycle sinusoïdal de contraintes

Et selon les valeurs de R et σ_m , différents types de chargements peuvent être définis, comme illustré figure 9.

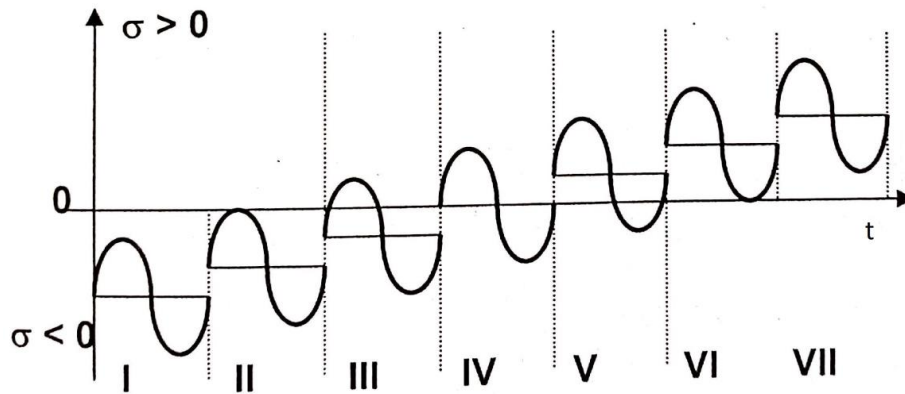


Figure 1-9 : Cycles de sollicitations à $\Delta\sigma$ constant et σ_m variable

Ainsi, suivant les valeurs de R , σ_{min} et σ_{max} , les principaux types de chargement sont les suivants :

- $R > 1$ et $\sigma_{max} < 0$: sollicitations ondulées en compression
- $R < 0$ sollicitations alternées
- $0 < R < 1$ et $\sigma_{min} > 0$: sollicitations ondulées de traction, cas le plus courant pour les études de fatigue
- Pour rappel, l'un des outils les plus courants en étude de la fatigue est la courbe d'endurance, aussi appelée courbe de Wöhler (figure 1-11) [11]. Elle est tracée en obtenant expérimentalement la durée de vie en nombre de cycles à rupture d'une éprouvette pour un niveau de contrainte imposée

donné. Le plus souvent, ces courbes présentent une asymptote, et son niveau de contrainte est alors appelé limite d'endurance, généralement notée σ_d . Si le niveau de contrainte dans le matériau est inférieur à σ_d alors sa durée de vie en fatigue est considérée comme infinie.

- La rupture des matériaux en fatigue est systématiquement provoquée par la propagation d'une fissure, mais les mécanismes d'amorçage et de propagation de fissures seront explicités plus tard dans ce chapitre.

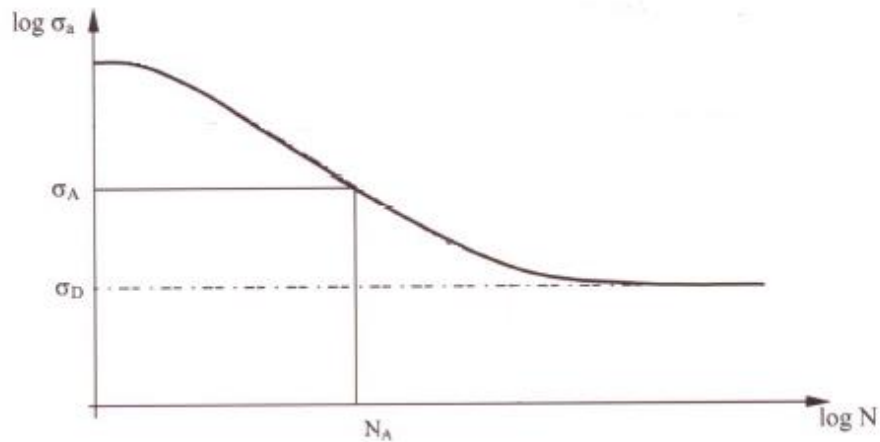


Figure 1-10 : Forme typique d'une courbe de Wöhler, avec la limite d'endurance σ_d

1.2.5. Rappels de plasticité

1.2.5.1. Critère et formalisme de von Mises

Avant de présenter les mécanismes de la fissuration, cette section définit quelques notions importantes liées à la plasticité, cette dernière étant rapidement abordée dans les chapitre 2 et 4. Il est ainsi essentiel d'introduire le formalisme de von Mises et la fonction de charge pour caractériser les lois de comportement non élastiques des matériaux.

Le critère de von Mises est un critère de plasticité : en se ramenant à des grandeurs scalaires, il permet rapidement d'évaluer l'état des contraintes en un point et surtout établir si le matériau est dans son domaine élastique ou plastique. S'il existe plusieurs façons de définir ou formuler ce critère précis, l'objectif ici est

uniquement de poser le formalisme basé sur le tenseur déviateur des contraintes $\underline{\underline{s}}$. La contrainte équivalente de von Mises σ_{VM} peut être calculée à l'aide d'une fonction notée J définie telle que :

$$\sigma_{VM} = J(\underline{\underline{\sigma}}) = \sqrt{\frac{3}{2} (\underline{\underline{s}} : \underline{\underline{s}})} \quad (1.2)$$

Où l'opérateur « : » est le produit contracté de deux tenseurs. Ainsi, J s'apparente à une fonction norme, dans le sens où elle donne une mesure scalaire des contraintes à partir de la connaissance du tenseur $\underline{\underline{\sigma}}$.

Pour aller plus loin, il est commun en 3D d'introduire le tenseur direction d'écoulement noté $\underline{\underline{n}}$. En utilisant le formalisme de von Mises, ce tenseur est défini par :

$$\underline{\underline{n}} = \frac{3}{2} \frac{\underline{\underline{s}}}{J(\underline{\underline{\sigma}})} \quad (1.3)$$

L'intérêt de ce tenseur est qu'il permet d'exprimer le tenseur des vitesses de déformations plastiques $\underline{\underline{\dot{\epsilon}}}_p$ en fonction de $\underline{\underline{n}}$ et d'une variable scalaire notée p :

$$\underline{\underline{\dot{\epsilon}}}_p = \dot{p} \underline{\underline{n}} \quad (1.4)$$

Ainsi, \dot{p} représente d'une certaine façon la norme scalaire de la vitesse d'écoulement, et $\underline{\underline{n}}$ sa direction. Dans le cas unidirectionnel 1D, on a naturellement $\epsilon_p = p$.

1.2.5.2. Fonction de charge

La fonction de charge, notée f , est une fonction scalaire dépendant de l'état des contraintes en un point de la matière ainsi que de données matériaux. Son expression dépend de la loi de comportement caractérisée, et trois conditions sont possibles pour f :

- $f < 0$: le matériau est dans le domaine élastique

- $f = 0$ et $\dot{f} < 0$: c'est la décharge élastique
- $f = 0$ et $\dot{f} = 0$: il y a écoulement plastique

Il est ainsi important de noter que f ne peut prendre de valeur strictement positive, elle est toujours négative ou nulle. Ainsi, dans le cas de la plasticité parfaite, pour un matériau de limite d'élasticité σ_y , la fonction de charge peut s'écrire à l'aide du formalisme de von Mises :

$$f(\underline{\sigma}) = J(\underline{\sigma}) - \sigma_y$$

Cette notion peut être associée à la « surface de charge ». Dans le plan 2D des contraintes principales (σ_I , σ_{II}), cette surface apparaît comme un contour fermé représenté en rouge sur la figure 1-11a.

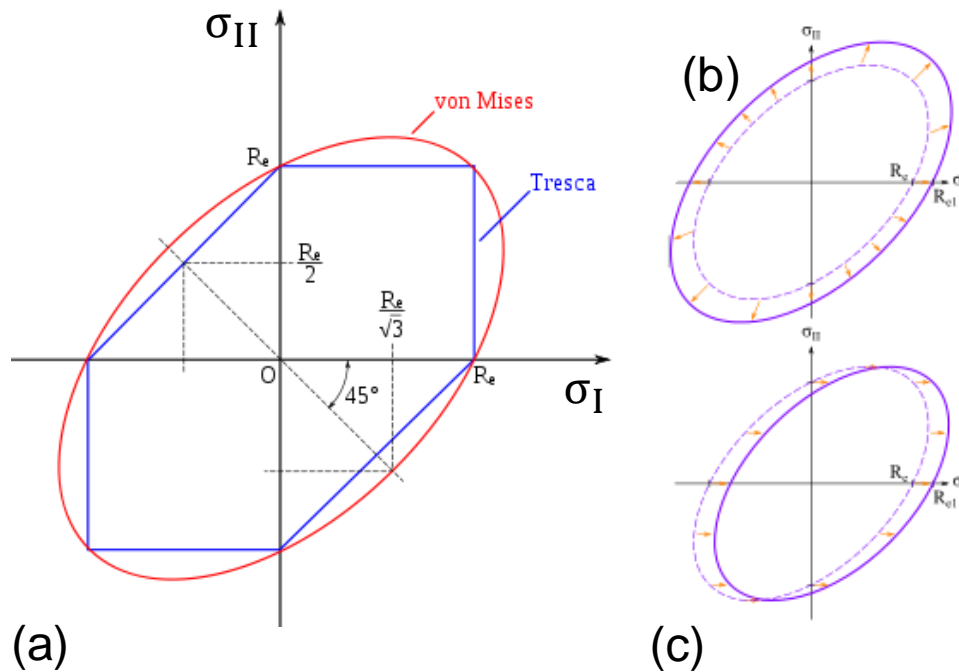


Figure 1-11 (a) : Illustration de la surface de charge tracée dans le plan des contraintes principales σ_I , σ_{II} , selon les formalismes de von Mises et Tresca ; (b) : évolution de la surface de charge par homothétie dans le cas de l'écrouissage isotrope ; (c) : évolution de la surface de charge dans le cas de l'écrouissage cinématique

1.2.5.3. Ecroissage

En plasticité, l'écroissage traduit l'évolution des propriétés mécaniques d'un matériau après avoir subi des écoulements plastiques. L'écroissage peut être dit « cinématique » ou « isotrope ».

- Ecroissage cinématique

L'écroissage cinématique est une création d'anisotropie dans le matériau induit par sa plastification dans une direction donnée. En effet, après avoir écoulé un matériau dans une direction et que ce même matériau est sollicité dans une direction opposée, la limite d'élasticité apparente semble avoir diminué. En réalité, cela correspond à une translation de la surface de charge (figure 1-10c). La taille du domaine élastique n'a pas changé, seulement la position de son centre. Cette évolution des propriétés est matérialisée par la variable d'écroissage \underline{X} . La fonction de charge est ainsi de la forme :

$$f(\underline{\sigma}) = J(\underline{\sigma} - \underline{X}) - \sigma_Y$$

- Ecroissage isotrope

Pour l'autre type d'écroissage, lorsque le matériau est plastifié dans une direction, il y a augmentation de la limite élastique apparente cette fois dans toutes les directions. C'est pourquoi on parle d'écroissage « isotrope ». C'est la variable scalaire d'écroissage $R(p)$ qui traduit l'évolution de la frontière de la surface de charge. Cette dernière subit une homothétie par rapport à son centre, dont les coordonnées restent constantes (figure 1-10b). La fonction de charge correspondante est de la forme :

$$f(\underline{\sigma}) = J(\underline{\sigma}) - R(p) - \sigma_Y$$

Un exemple de loi plastique avec écroissages cinématique et isotrope non linéaires (loi de Chaboche) sera présentée en détail dans le chapitre 4, section 4.3.4.1, de même qu'une méthode d'identification des paramètres associés.

1.3. Fissuration en fretting-fatigue

1.3.1. Description de l'endommagement en fatigue

1.3.1.1. Etapes du cycle de vie en fatigue

Comme formalisé par Schijve [12], [13] en 1977, le processus d'endommagement en fatigue est divisé en deux étapes principales : l'étude de l'amorçage de fissures d'une part, et la propagation de celles-ci d'autre part. Cette description reste cependant très générale et peut se préciser en distinguant notamment la propagation de « micro-fissures » des « macro-fissures » (figure 1-12).

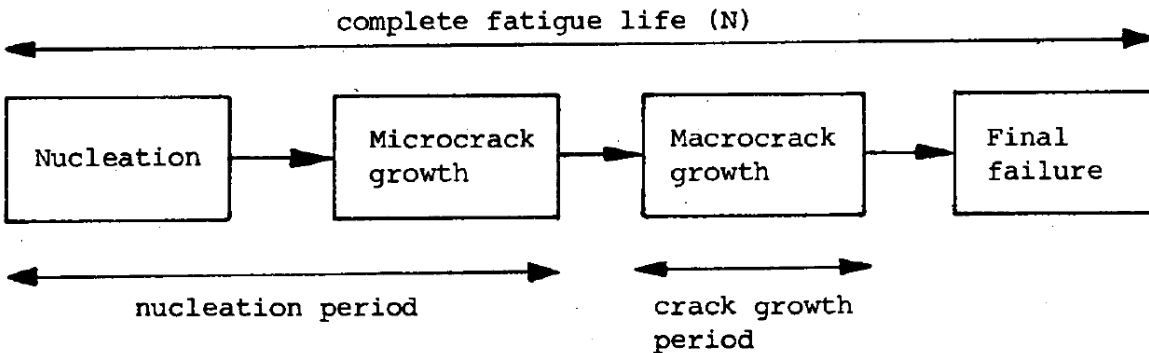


Figure 1-12 : Décomposition du cycle de vie en fatigue des matériaux [12]

Par ailleurs, la séparation entre les phases d'amorçage et de propagation peut varier selon les points de vue et les auteurs. Par exemple, Newman [14] considère les propagations de micro- et macro-fissures comme incluses dans la phase globale de propagation alors que Schijve estime au contraire que la propagation des micro-fissures est plutôt relative à la phase d'amorçage.

La description donnée ici a été établie pour des études de fatigue, mais reste valide pour l'étude du fretting-fatigue [15].

1.3.1.2. Cumul de dommage : loi de Miner linéaire

La loi de Miner linéaire [16] est la loi de cumul de dommage la plus simple et est largement utilisée. Elle fait intervenir la notion d'incrément d'endommagement D_i défini par :

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (1.5)$$

Avec :

- N_i le nombre de cycles à la rupture (ou durée de vie en nombre de cycles) pour un chargement donné σ_i
- n_i le nombre de cycles réalisé avec le chargement σ_i

La loi de Miner exprime alors l'endommagement total D en fonction de ces incréments d'endommagements D_i .

$$D = \sum_i D_i \quad (1.6)$$

Ainsi, la rupture survient lorsque la valeur de D atteint 1. Le principal intérêt de cette loi est sa grande simplicité et sa capacité à considérer différents niveaux de chargement pendant la vie d'une pièce ou structure.

1.3.2. Etudes de l'amorçage en fretting

Dans le cas général, les fissures s'amorcent à partir de micro-cavités présentes dans le matériau à cause de micro-défauts préexistants dans la matière ou générées par dislocations localisées sous l'effet des chargements extérieurs. Ainsi en fretting, c'est le fort gradient de contraintes couplé aux contraintes multiaxiales induit par le contact oscillant qui entraîne la création de micro-fissures, et dans une certaine mesure leur propagation locale. La quantification précise de l'amorçage est complexe, et les méthodes actuelles consistent à transposer des approches classiques de fatigue multiaxiale à des cas de fretting. Ces approches prennent en compte l'amplitude des sollicitations sur un cycle pour définir un paramètre de

chargement. Ce paramètre est alors comparé à un seuil d'amorçage défini par un critère, appelé critère de fatigue multiaxial.

Ces critères sont généralement répartis selon deux approches : les approches de type invariants et plan critique. Il existe également des critères dits « empiriques » mais ne seront pas détaillés ici.

1.3.2.1. Critères de fatigue multiaxiaux

1.3.2.1.1. Approche de type invariant, ou global

Les critères globaux sont basés sur des invariants du tenseur des contraintes. Cela permet de se ramener à des grandeurs scalaires faciles à exploiter et d'établir des équivalences avec les chargements uni-axiaux.

- Critère à invariants macroscopique : critère de Crossland

Le critère de Crossland [17] lie des effets de cisaillement avec la pression hydrostatique. Il fait ainsi appel dans sa définition au tenseur \underline{s} , partie déviatorique du tenseur des contraintes $\underline{\sigma}$, σ_d la limite de fatigue en traction/compression alternée et τ_d la limite de fatigue en torsion alternée :

$$\sigma_c = \sqrt{J_{2,a}} + \alpha_c \cdot \sigma_{H,max} < \tau_d \quad (1.7)$$

Avec :

- σ_c la contrainte équivalente de Crossland

- $\sqrt{J_{2,a}} = \frac{1}{2\sqrt{2}} \max_{t \in T} \left\{ \max_{t \in T} \left[\left(\underline{s}(t) - \underline{s}(t_0) \right) : \left(\underline{s}(t) - \underline{s}(t_0) \right) \right]^{1/2} \right\}$, où $J_{2,a}$ représente l'amplitude du second invariant de \underline{s} sur un cycle

- $\sigma_{H,max} = \max_{t \in T} \left\{ \frac{1}{3} \text{trace} \left(\underline{\sigma}(t) \right) \right\}$ le maximum de la contrainte hydrostatique sur un cycle. Il correspond au premier invariant de $\underline{\sigma}$

- $\alpha_c = \frac{\tau_d - \sigma_d / \sqrt{3}}{\sigma_d / 3}$. Par ailleurs, le critère de Crossland n'est valide que si $\alpha_c > 0$
- t la variable temporelle, T la période d'un cycle et t_0 le moment de début du cycle courant

D'après l'écriture du critère, il y a risque d'amorçage à partir du moment où l'inégalité (1.4) n'est plus respectée.

- Critère à invariants microscopique : Papadopoulos

Le critère de Papadopoulos est une modification du critère de Dang Van [18], [19] et est qualifié de microscopique car il prend en compte des notions comme l'adaptation élastique du grain. Ce critère fait appel à une grandeur appelée cission mésoscopique résolue, notée T . Sa valeur moyenne est définie par la relation suivante :

$$\sqrt{\langle \tau_\alpha \rangle^2} = \sqrt{5} \cdot \sqrt{\frac{1}{8\pi^2} \int_{\chi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{\pi} \int_{\varphi=0}^{2\pi} (T_\alpha(\varphi, \theta, \chi))^2 d\chi \cdot \sin(\theta) \cdot d\varphi} \quad (1.8)$$

Avec θ et φ les angles définissant la direction de la normale n et χ définissant l'orientation de la direction $(0, m)$ sur le plan Δ (figure 21).

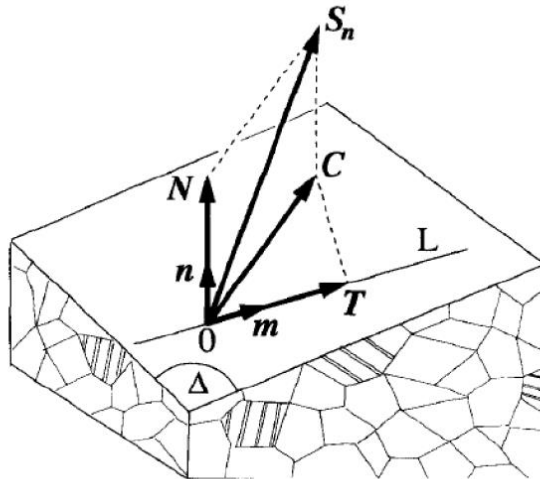


Figure 1-13 : Cission résolue T définie selon la direction $(0, m)$

La condition de Papadopoulos s'écrit alors de façon analogue à celle de Crossland (1.4) :

$$\sqrt{\langle \tau_a \rangle^2} + \alpha_{DV} \cdot \sigma_{H,max} < \tau_d \quad (1.9)$$

Avec $\alpha_{DV} = \frac{\tau_d - \sigma_d / \sqrt{3}}{\sigma_d / 3}$. Pour la validité du critère, il faut nécessairement $\alpha_{DV} > 0$.

Comme pour le critère de Crossland, τ_d , σ_d et $\sigma_{H,max}$ représentent respectivement les limites de fatigue en torsion alternée, en traction/compression alternée et le maximum de la contrainte hydrostatique sur un cycle.

1.3.2.1.2. Approche de type « plan critique »

Contrairement aux approches à invariants, la condition d'amorçage en un point doit être évaluée sur différents plans à l'orientation variable. Lorsque la condition est remplie dans un plan, alors on considère généralement que c'est dans celui-ci, le plan dit « critique », que se produit l'amorçage. Cette approche donne donc également des informations sur la direction de propagation des fissures initiées.

Les résultats de ces approches restent cependant à discuter lorsque la condition d'amorçage est remplie dans de nombreux plans simultanément.

- Approche « plan critique » macroscopique : SWT

L'une des approches « plan critique » les plus répandues en fretting-fatigue est celle développée par Smith, Watson et Topper [20]. Il présente également l'intérêt de faire intervenir directement le nombre de cycles dans la condition d'amorçage, permettant donc de traduire aisément ce critère directement en durée de vie.

D'après Smith, Watson et Topper, l'amorçage se produira dans le plan où le produit entre la contrainte normale maximale σ_{max} et l'amplitude de déformation ε_a est maximum. La condition de non amorçage s'écrit sous la forme suivante :

$$\sigma_{max} \cdot \varepsilon_a < \sigma'_f (2N)^b \left[\frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N)^b + \varepsilon'_f (2N)^c \right] \quad (1.10)$$

Avec σ'_f et ε'_f les coefficients respectivement de tenue en fatigue et ductilité en fatigue, b et c les exposants respectivement de déformation de fatigue et de ductilité en fatigue, et enfin N le nombre de cycles.

Ce critère peut également s'écrire sous une forme plus simple faisant uniquement intervenir quatre constantes du matériau notés A_1, A_2, a_1 et a_2 , ainsi le nombre de cycles à l'amorçage N_f . Avec cette notation, l'approche considère qu'il y a amorçage dans un plan lorsque l'égalité (2.6) est remplie.

$$\sigma_{max} \cdot \varepsilon_a = A_1 \cdot N_f^{a_1} + A_2 \cdot N_f^{a_2} \quad (1.11)$$

- Approche « plan critique » microscopique : Dang Van

Comme pour le critère de Papadopoulos, le critère de Dang Van est un critère microscopique qui considère que l'amorçage se produit dans le grain présentant une direction de plan de glissement privilégiée par rapport au chargement global. Il est à noter que les deux critères précédents ainsi que celui de Crossland quantifient tous des mécanismes d'endommagement similaires, en se basant sur le cisaillement pondéré par une influence de la contrainte hydrostatique. Les différences se situent ainsi surtout dans la façon dont est quantifiée la contribution de cisaillement. La condition de non amorçage selon Dang Van est la suivante :

$$\max\{\max\{\|\tau(\vec{n}, t)\| + \alpha_{DV} \cdot \sigma_H(t)\}\} < \tau_d \quad (1.12)$$

Avec :

- $\tau(\vec{n}, t)$ la cission mésoscopique sur un plan défini par la normale \vec{n}
- $\sigma_H(t)$ la pression hydrostatique dépendant du temps
- α_{DV}, τ_d et σ_d étant les mêmes que ceux définis pour le critère de Papadopoulos

1.3.2.2. Utilisation des différents critères

En pratique, il existe de nombreux critères de fatigue multiaxiaux, et le choix peut dépendre de nombreux paramètres. Ainsi, Kallmeyer [21] a par exemple étudié l'utilisation de plusieurs critères à invariants ou de plans critiques pour l'alliage de TA6V, en chargement uniaxial d'une part et biaxial d'autre part (figure 22).

| | Model | Damage Parameter DP = f(N _f) | Correlation of Uniaxial Data | Correlation of Biaxial Data | |
|--------------------------|--------------------------|--|---------------------------------|-----------------------------|----------|
| | | | | Mean | Scatter |
| Equivalent Stress Models | 1a) Goodman (v. Mises) | $\sigma_{a,VM} \left[1 - (\sigma_{m,VM} / \sigma_{ut}) \right]^{-1}$ | Fair | Centered | High |
| | 1b) Gerber (v. Mises) | $\sigma_{a,VM} \left[1 - (\sigma_{m,VM} / \sigma_{ut})^2 \right]^{-1}$ | Poor | Centered | High |
| | 1c) Soderberg (v. Mises) | $\sigma_{a,VM} \left[1 - (\sigma_{m,VM} / \sigma_y) \right]^{-1}$ | Fair | Centered | High |
| | 2a) Goodman (hydro.) | $\sigma_{a,VM} \left[1 - (\sigma_{m,H} / \sigma_{ut}) \right]^{-1}$ | Poor | Centered | High |
| | 2b) Gerber (hydro.) | $\sigma_{a,VM} \left[1 - (\sigma_{m,H} / \sigma_{ut})^2 \right]^{-1}$ | Poor | Centered | High |
| | 2c) Soderberg (hydro.) | $\sigma_{a,VM} \left[1 - (\sigma_{m,VM} / \sigma_y) \right]^{-1}$ | Poor | Centered | High |
| | 3) Multiaxiality factor | $\sigma_{a,VM} = f(N_f, MF)$ | Poor | Centered | High |
| | 4) Manson-McKnight | $\sigma_{a,psu}^{(1-w)} \sigma_{max}^w$ | Good | Centered | Moderate |
| Critical Plane Models | 5) Morrow | $\varepsilon_a = f(N_f, \sigma_m)$ | Fair | Centered | Moderate |
| | 6) Smith-Watson-Topper | $\varepsilon_a \sigma_{max}$ | Good | Low | Low |
| | 7a) Goodman (normal) | $\sigma_a \left[1 - (\sigma_m / \sigma_{ut}) \right]^{-1}$ | Fair | Low | Moderate |
| | 7b) Gerber (normal) | $\sigma_a \left[1 - (\sigma_m / \sigma_{ut})^2 \right]^{-1}$ | Poor | Low | Moderate |
| | 7c) Soderberg (normal) | $\sigma_a \left[1 - (\sigma_m / \sigma_y) \right]^{-1}$ | Fair | Low | Moderate |
| | 8a) Goodman (shear) | $\tau_a \left[1 - (\tau_m / \tau_{ut}) \right]^{-1}$ | Fair | Centered | High |
| | 8b) Gerber (shear) | $\tau_a \left[1 - (\tau_m / \tau_{ut})^2 \right]^{-1}$ | Poor | Centered | High |
| | 8c) Soderberg (shear) | $\tau_a \left[1 - (\tau_m / \tau_y) \right]^{-1}$ | Fair | Centered | High |
| | 9) Kandil-Brown-Miller | $\gamma_a + \varepsilon_a$ | Poor | Centered | Moderate |
| | 10) Findley | $\tau_a + k \sigma_{max} \quad (k = 0.45)$ | Fair | Centered | Low |
| | 11) McDiarmid | $\tau_a \left[1 - (\sigma_{max} / 2 \sigma_{ut}) \right]^{-1}$ | Poor | Centered | Moderate |
| | 12) Fatemi-Socie-Kurath | $\gamma_a \left[1 + k (\sigma_{max} / \sigma_y) \right] \quad (k = 1)$ | Fair | Centered | Moderate |
| | 13) Chu-Conle-Bonnen | $2 \gamma_a \tau_{max} + \varepsilon_a \sigma_{max}$ | Good | High | Moderate |
| | 14) Glinka-Wang-Plum. | $\gamma_a \tau_a \left[(1 - \tau_{mx} / \tau'_f)^{-1} + (1 - \sigma_{mx} / \sigma'_f)^{-1} \right]$ | Poor | Centered | High |

Figure 1-14 : Comparaison de plusieurs critères de fatigue pour des chargements uniaxial et biaxial

La pertinence des critères a été évaluée selon la corrélation et la dispersions des estimations sur plusieurs essais réalisés pour chaque cas. Dans ce cas précis, Kallemeier a ainsi montré que le critère SWT présente les meilleurs résultats pour les chargements uniaxiaux, alors que le critère plus efficace en sollicitation biaxiale est celui proposé par Fatemi, Socie et Kurath (figure 1-14).

En fretting, l'état particulier des contraintes dans la zone de contact rend difficile la caractérisation directe des directions principales de sollicitations. Les travaux sur l'amorçage en fretting utilisent le plus souvent un ou plusieurs des critères suivants : **Findley, Dang Van, McDiarmid, Fatemi-Socie, SWT** et **Crossland** [22], [23].

1.3.3. Prise en compte du gradient de contrainte

Comme dit précédemment, la plupart des critères de fatigue multiaxiaux ont été identifiés dans le contexte d'essais de fatigue simple. Or, un contact en fretting induit de forts gradients de contraintes qui peuvent remettre en question la pertinence de critères évalués dans ces zones spécifiques.

1.3.3.1. Effet du gradient de contrainte induit par le fretting et approche non locale

La singularité induite par le fretting peut être assimilée à une entaille dans les éprouvettes (effet de « notch »). Plusieurs auteurs ont travaillé sur les effets de gradients et la comparaison avec l'effet de *notch* [24], [25], et il a été relevé que le point critique, ou le « **point chaud** », se situe en bordure de contact [26] (figure 1-15). En ce point, les contraintes évaluées et par conséquent le risque d'amorçage peuvent y être largement surestimés. Ce constat implique la nécessité de considérer une approche dite non locale pour s'affranchir de cet effet de gradient et s'assurer de la cohérence des prévisions du risque d'amorçage.

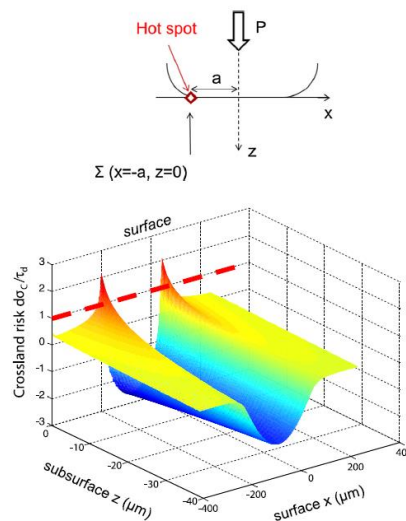


Figure 1-15 : Risque d'amorçage évalué par le critère de Crossland dans un contact de fretting [23]

Ces méthodes non locales ont été initialement introduites pour s'affranchir l'effet de *notch*, c'est pourquoi elles sont également pertinentes dans le cas du fretting. Elles peuvent être classées selon trois types [27] :

- Méthode du volume ou de la surface représentative [27] : la contrainte est moyennée sur un volume cubique de côté l_{3D} ou une surface de côté l_{2D} (pour un modèle 2D) avant de calculer le trajet de chargement. Ces volumes ou surfaces s'appuient nécessairement sur la surface en contact du matériau.
- Méthode de la distance critique [26] : la contrainte équivalente est évaluée à une distance « critique » notée l_c (ou l_{1D}) ou encore l_{opt} sous le point chaud
- Méthode de la fonction de poids [18] : La contrainte reste estimée au point chaud mais est pondérée par un coefficient de poids noté w , dépendant du gradient de contrainte tel que $0 < w < 1$.

Pour chacune des méthodes décrites, la détermination des grandeurs caractéristiques l_c , l_{2D} , l_{3D} ou w est prépondérante vis-à-vis de l'efficacité de l'approche. Il n'existe pas d'approche universelle pour les obtenir, aussi chaque travail réalisé utilisant l'une de ces méthodes doit étudier spécifiquement quelle valeur adopter pour la grandeur concernée. Le paragraphe suivant détaille un exemple de l'application d'une méthode de type distance critique, ainsi que la détermination de cette longueur.

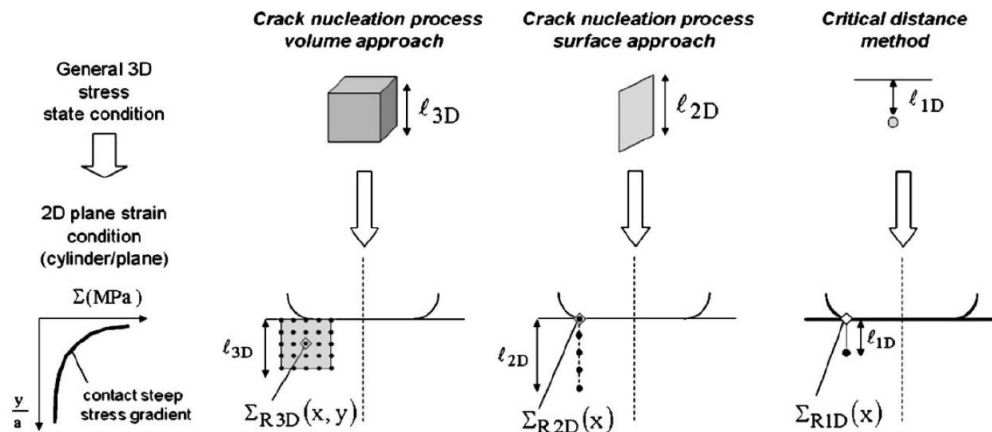


Figure 1-16 : Illustration pour les méthodes non locales du volume représentatif (gauche), surface représentative (milieu) et distance critique (droite) [27]

1.3.3.2. Détermination de l_c dans une méthode de la distance critique

Certains auteurs ayant appliqué cette méthode ont directement considéré la taille caractéristique des grains du matériau pour la longueur critique [28]–[31]. Si cela représente la technique la plus simple pour déterminer l_c , les résultats associés peuvent manquer de robustesse pour prévoir l’amorçage. Une autre approche pour estimer *a priori* la distance critique consiste à considérer le formalisme de Kitagawa-Takahashi [32]. Ce dernier suggère que la distance critique pertinente est égale à la moitié de la longueur de transition fissure courte/fissure longue b_0 . Cette grandeur peut s’exprimer comme une fonction de la limite de fatigue et du seuil d’arrêt de propagation (relation 1.10).

$$l_c = \frac{b_0}{2} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\Delta K_0}{1,12\sigma_d} \right)^2 \quad (1.13)$$

Avec :

- b_0 la longueur de fissure de transition entre les régimes de fissures courtes et fissures longues (voir section 2.3.3.)
- ΔK_0 l’amplitude du facteur d’intensité des contraintes seuil pour les fissures longues
- σ_d la limite de fatigue en traction/compression

La relation 1.10 a été d’abord employée pour des études sur l’effet de notch [33], mais a également offert de bons résultats en application à des cas avec fretting [34]. Cependant, dans des cas où les fissures créées sont petites, typiquement de l’ordre de quelques micromètres, la recherche d’un paramètre unique se révèle limitée [35]. Gandiolle [23] a ainsi proposé une méthode basée sur la distance critique en ajoutant un deuxième paramètre à tenir en considération : la longueur de fissure associée à l_c . Ces deux grandeurs à optimiser sont regroupées sous la forme d’un couple de distances noté $(l_{opt} - b_{opt})$, respectivement la distance critique jugée « optimale », et la longueur de fissure associée à l’amorçage.

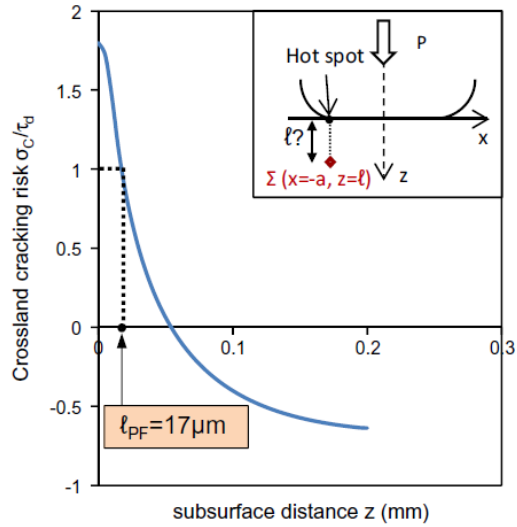


Figure 1-17 : Détermination de la longueur critique pour un niveau de sollicitation donné avec le critère de Crossland [23]

Les distances critiques sont évaluées à l'aide du critère de Crossland (figure 1-17), et le couple $(l_{opt} - b_{opt})$ retenu à l'issue de la méthode est celui présentant le moins de dispersion dans ses prévisions de distance lorsque différents rapports de charge sont appliqués. L'intérêt de cette méthode est qu'elle présente une meilleure stabilité des prévisions par rapport aux approches classiques usuellement considérées pour estimer *a priori* la distance critique.

1.3.4. Etude de la propagation de fissure

1.3.4.1. Modes de propagation et Facteur d'Intensité des Contraintes

La propagation d'une fissure peut être soit brutale, lorsque les contraintes dépassent un seuil entraînant la rupture fragile, soit progressive comme c'est le cas pour l'étude présente en fatigue. Trois modes de propagation existent pour la propagation de fissure (figure 1-18) : le mode I résultant d'efforts en tension ouvrant les faces de la fissure, et les modes II et III en cisaillement selon deux directions distinctes [36]. Le ou les modes prépondérants pour la propagation d'une fissure dépendent largement des directions des contraintes et la disposition du réseau vis-à-vis de ces directions.

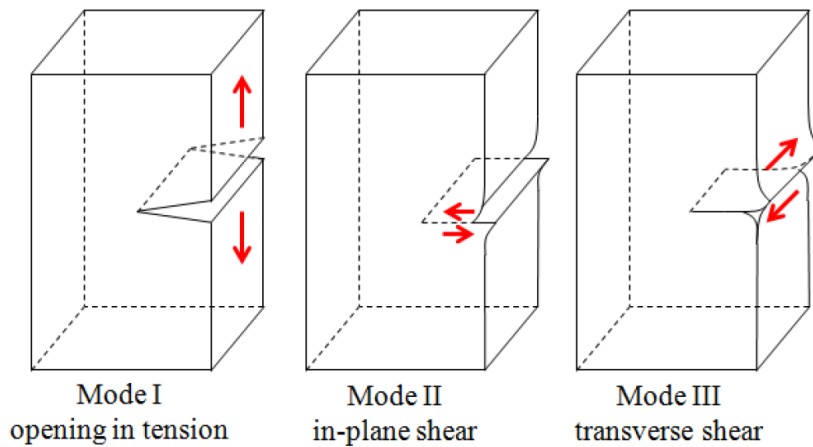


Figure 1-18 : Modes de propagation d'une fissure [36]

En pointe de fissure, il y a toujours une forte augmentation des contraintes. En effet, la géométrie de celle-ci induit une reprise localisée des efforts en un point de la matière, entraînant une plastification locale et la propagation en fonction de la direction des contraintes. La grandeur utilisée pour quantifier cette surcontrainte locale est le **Facteur d'Intensité des Contraintes (FIC)** noté K , ou en anglais *SIF* (*Stress Intensity Factor*). Ce coefficient peut s'identifier à partir de l'expression en coordonnées polaires du tenseur des contraintes (figure 2-19).

Soit une fissure de longueur $2b$ dans une plaque mince infinie soumise à un chargement axial sollicitant selon le mode I, d'intensité σ . Pour $r \ll b$, les composantes du tenseur des contraintes peuvent s'exprimer en fonction de la distance r à la pointe de fissure et θ l'angle par rapport à la direction de la fissure [36] :

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right) - \sigma \\ \sigma_y = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right) \\ \tau_{xy} = \frac{\sigma\sqrt{\pi b}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \end{cases}$$

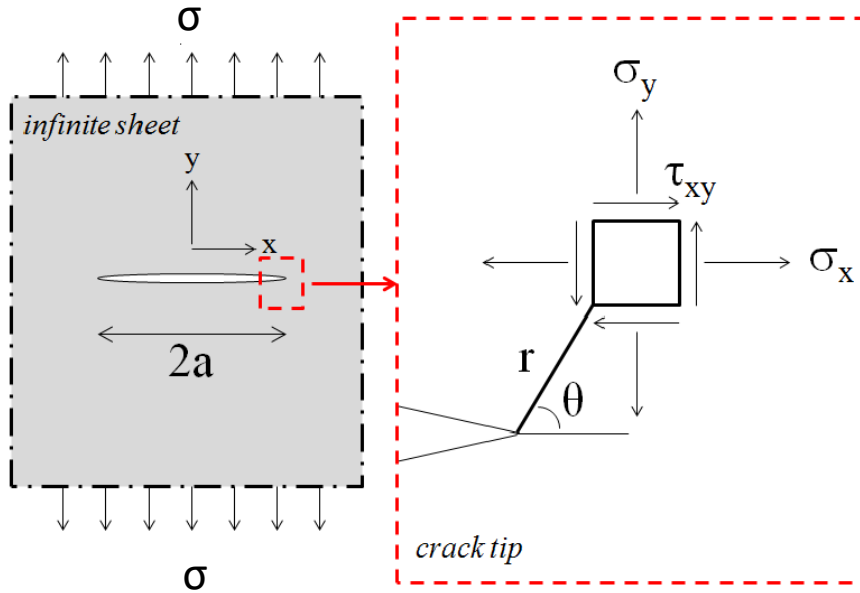


Figure 1-19 : Définitions géométrique des composantes de σ pour une fissure dans une plaque mince [36]

Pour chacune de ces composantes, le terme $\sigma\sqrt{\pi b}$ apparaît. Ainsi pour ce cas simple, les composantes de $\underline{\underline{\sigma}}$ peuvent s'écrire :

$$\sigma_{i,j} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_{i,j}(\theta) \quad (1.14)$$

Avec $K = \sigma\sqrt{\pi b}$ le facteur d'intensité des contraintes et $f_{i,j}$ une fonction géométrique. Pour cette configuration très simple, le facteur K est aisément identifiable, mais dans la plupart des cas sa détermination n'est pas immédiate et il est souvent nécessaire d'avoir recours à de la simulation numérique pour y avoir accès. Il est également à noter que K est généralement décomposé pour tenir compte des trois modes de propagation énoncés précédemment : K_I et K_{II} pour respectivement les modes *I* et *II*. Plus rarement, K_{III} peut également être introduit pour tenir compte du mode *III*.

Le facteur d'intensité des contraintes K est à différencier du facteur de concentration des contraintes noté K_t . Ce dernier est un coefficient sans dimension d'origine géométrique, alors que K est exprimé en $\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$, et prend en compte la taille de fissure et la valeur de la contrainte appliquée.

1.3.4.2. Propagation de fissures longues

De la même façon que la grandeur $\Delta\sigma$ a été définie pour un cycle de fatigue, la grandeur utilisée pour étudier la propagation d'une fissure à chaque cycle est l'amplitude du facteur d'intensité des contraintes :

$$\Delta K = K_{max} - K_{min}$$

Avec K_{max} la valeur maximale atteinte par K durant un cycle, et K_{min} sa valeur minimale.

A partir de cette définition, c'est la loi de Paris [37] qui est le plus souvent utilisée pour traduire l'évolution de la longueur de fissure b en fonction du nombre de cycles N . C'est une loi puissance liant la cinétique de propagation à ΔK , telle que :

$$\frac{db}{dN} = C\Delta K^m \quad (1.15)$$

Où C et m représentent des constantes du matériau. Selon cette modélisation, il existe une valeur seuil pour ΔK notée ΔK_{th} telle que si $\Delta K < \Delta K_{th}$, la fissure ne propagera pas ou plus quelle que soit sa longueur. Il est donc aussi possible de se référer à ΔK_{th} comme « **seuil d'arrêt de fissuration** ». Dans le cas du plan semi-infini tel quel décrit en section précédente, ΔK_{th} s'exprime selon la relation simple $\Delta K_{th} = 1.12\sigma\sqrt{\pi b}$.

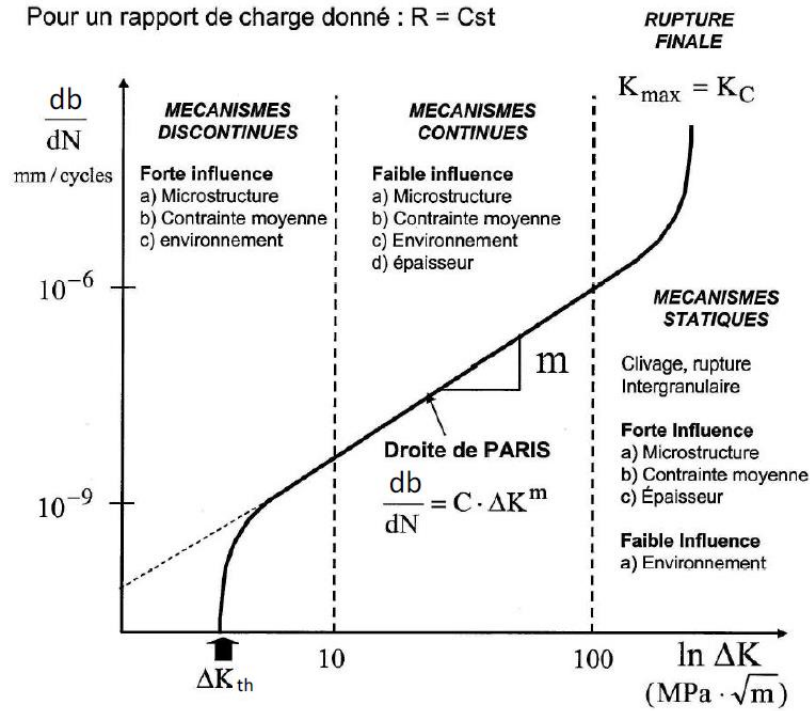


Figure 1-20 : Schéma d'évolution de la cinétique de propagation d'une fissure en fonction du logarithme de ΔK [31]

Le nombre de cycles nécessaire pour propager une fissure de longueur initiale l_0 (à N_0) jusqu'à la longueur l s'obtient alors par intégration de la relation (1.12).

$$N_c = \int_{l_0}^l \frac{db}{C \Delta K^m} + N_0 \quad (1.16)$$

1.3.4.3. Propagation de fissures courtes

1.3.4.3.1. Formalisme de Kitagawa et Takahashi

Si la loi de Paris est très largement utilisée pour étudier la propagation de fissure en fatigue, elle ne permet pas de traduire tous les comportements de fissures [38]. En effet, dans certaines conditions, des fissures ont été observées expérimentalement alors même que $\Delta K < \Delta K_{seuil}$ [39]. Le plus souvent, ces fissures sont plus courtes que les fissures obéissant à la loi de Paris, et bien que cela ne soit pas systématique, elles sont

ainsi qualifiées de « fissures courtes » par opposition aux fissures décrites plus tôt. Pearson [39] a également mis en évidence que les vitesses de propagation de ces fissures sont plus élevées que pour les cas de fissures longues, tendant à indiquer que les mécanismes en jeu ne sont pas les mêmes que pour les fissures longues. De plus, l'effet de la microstructure peut également être très important pour les fissures courtes.

La transition entre fissures courtes et fissures longues n'est pas une donnée facilement quantifiable. Kitagawa et Takahashi ont proposé en 1976 un formalisme et un diagramme permettant de déduire une longueur de fissure de transition, notée b_0 .

Pour un acier *HT-80*, la contrainte à la transition entre propagation et non propagation a été tracée en fonction de la longueur de la fissure associée (figure 1-21). Il apparaît deux zones distinctes : une première zone où la contrainte de transition σ_{th} est constante, et une deuxième où σ_{th} diminue en augmentant la longueur b . La longueur de fissure b_0 à la transition fissure courte - fissure longue est alors considérée comme la même longueur qui constitue la transition entre les deux zones du diagramme.

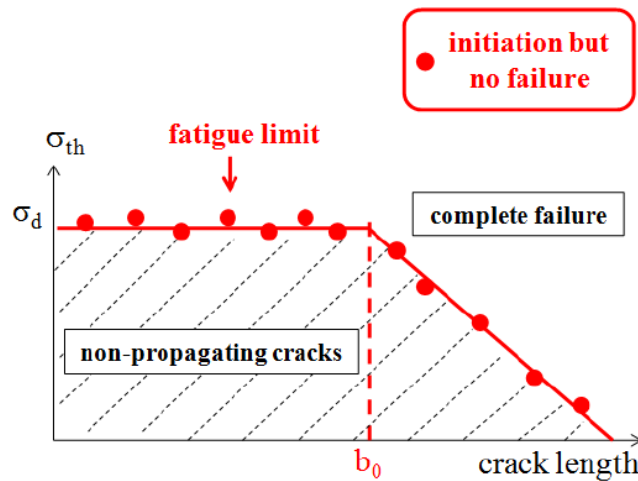


Figure 1-21 : Diagramme de Kitagawa-Takahashi [32]

D'après les observations précédentes, il apparaît que le seuil ΔK_{th} n'est plus une constante mais peut varier en fonction de la longueur de fissure lorsque $b < b_0$. La valeur de ΔK_{th} pour des fissures longues est parfois notée ΔK_0 (figure 1-22), constante qui correspond alors au seuil d'amorçage de **fissures longues** gouvernée par une loi de Paris. C'est cette constante qui apparaît dans l'expression formulée par les auteurs pour b_0 :

$$b_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_0}{1.12\sigma_d} \right)^2 \quad (1.17)$$

A partir de ce formalisme, El-Haddad [40] a introduit le concept selon lequel une fissure courte de longueur b se comporte comme une fissure de longueur $b + b_0$ telle que :

$$\Delta K = Q \Delta \sigma^\infty \sqrt{\pi(b + b_0)}$$

Avec Q un facteur géométrique, $\Delta \sigma^\infty$ la contrainte hors de la zone critique et b_0 défini par Kitagawa et Takahashi en équation (1.13) Cette représentation présente le grand intérêt de permettre l'utilisation d'une loi de Paris pour des fissures courtes si Q est connu.

1.3.4.3.2. Détermination du seuil d'arrêt de fissuration en fissures courtes

Pour modéliser dans le cadre de la fatigue l'évolution de ΔK_{th} pour les fissures courtes, Kitagawa et Takahashi ont également établi une description utilisant une fonction puissance assurant la continuité de ΔK_{th} pour $b = b_0$:

-Pour $b < b_0$, $\Delta K_{th} = \Delta K_0 \sqrt{\frac{b}{b_0}}$

-Pour $b > b_0$, $\Delta K_{th} = \Delta K_0$

Cependant, cette description n'est pas toujours suffisante, et particulièrement pour le cas du fretting.

De Pannemaecker [41] a proposé une méthode d'identification appliquée spécifiquement en fretting et adaptée au cas des fissures courtes. Pour rappel, pour des essais en fretting simple les fissures ne peuvent propager que dans la zone de contrainte induite autour du contact et finissent systématiquement par s'arrêter. Ainsi, la valeur de ΔK calculée pour une fissure expertisée sur un essai de fretting simple suffisamment long ($N \simeq 10^6$ cycles) correspondra nécessairement à une valeur associée au seuil d'arrêt de fissuration ΔK_{th} .

En pratique, la longueur finale à $\Delta K = \Delta K_{th}$ est obtenue en procédant à plusieurs essais de fretting simple à grand nombre de cycles pour un chargement donné, en variant uniquement le nombre de cycles. Lorsque la longueur de la fissure mesurée n'augmente plus avec la durée de l'essai, alors c'est qu'elle a atteint l'arrêt de fissuration (figure 1-22). Pour calculer la valeur du facteur d'intensité des contraintes associé, la même fissure est ensuite modélisée dans un logiciel de simulation aux éléments finis, et c'est à l'aide de celui-ci que ΔK est calculé.

Ainsi, la figure 1-22 présente le schéma de la méthode décrite pour des essais réalisés en fretting simple (cas A et B) et en fretting-fatigue (cas C et D). Pour les deux premiers cas, la fissure atteint bien le seuil

d'arrêt, qu'elle reste dans le domaine des fissures courtes ou non. Par cette méthode d'identification inverse, l'évolution complète de $\Delta K_{th}(b)$ peut être obtenue expérimentalement. Enfin, pour les cas avec sollicitation en fatigue, si l'intensité des sollicitations reste faible (cas C), la fissure peut s'arrêter comme en fretting simple, alors que si $\Delta K > \Delta K_0$ lorsque $b > b_0$ les contraintes de cœur dans le matériau peuvent piloter la propagation et la fissure propagera comme une fissure longue classique et possiblement jusqu'à rupture comme le cas D.

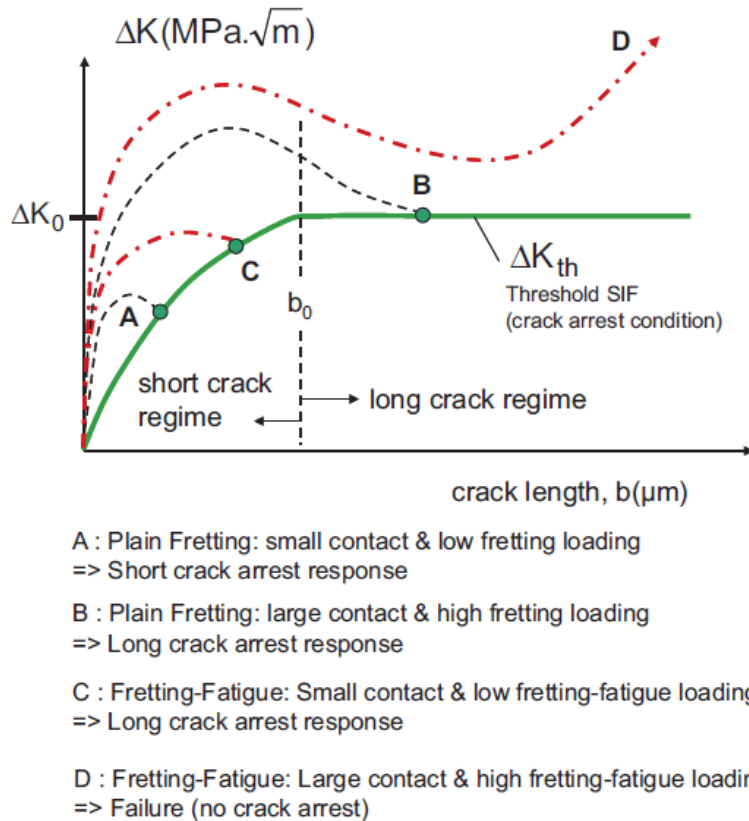


Figure 1-22 : Identification inverse du seuil d'arrêt de fissuration en fonction de la longueur de fissure [42]

1.3.4.4. Application de critères d'amorçage pour la propagation

Les méthodes décrites précédemment, et principalement la loi de Paris, sont largement utilisées mais ne permettent pas de décrire complètement la propagation. En effet, elles quantifient la longueur totale de la fissure mais pas le chemin et l'inclinaison locale de la direction en pointe de fissure notamment. Ainsi, des auteurs tels que Doquet [43], Vasquez [44], [45] ou encore Asai [46] ont proposé d'autres méthodes

calculant la direction locale de la propagation à mesure que la fissure avance. Par ailleurs, les approches présentées ici ont toutes été appliquées à des cas de fretting-fatigue.

La possibilité choisie par Doquet et Vasquez est d'utiliser des critères de fatigue multiaxiaux de type « plan critique » (section 1.2.2.1.) pour estimer la façon dont une fissure va bifurquer en fonction de l'état des contraintes à sa pointe. Les critères choisis sont pour les deux auteurs le critère de Fatemi-Socie (FS) d'une part en raison de sa capacité à caractériser la fatigue biaxiale, et le critère SWT d'autre part pour la fatigue uniaxiale. Lorsque le paramètre critique est maximum dans un plan, alors il est considéré que la fissure se propagera dans ce plan particulier avec une vitesse de propagation $\frac{da}{dN}$. Cette dernière est estimée simplement par le rapport entre une longueur de fissure l et la durée $N_f(l)$ requise pour la créer, c'est-à-dire :

$$\frac{da}{dN} \approx \frac{l}{N_f(l)}$$

Ainsi, à chaque itération de la méthode, les paramètres des deux critères sont calculés et moyennés au voisinage de la pointe de fissure. Le critère pour lequel le paramètre est plus élevé est alors jugé prépondérant et c'est lui qui fixe la direction de propagation. L'approche est schématisée figure 1-23 pour un contact de fretting de type plan-plan.

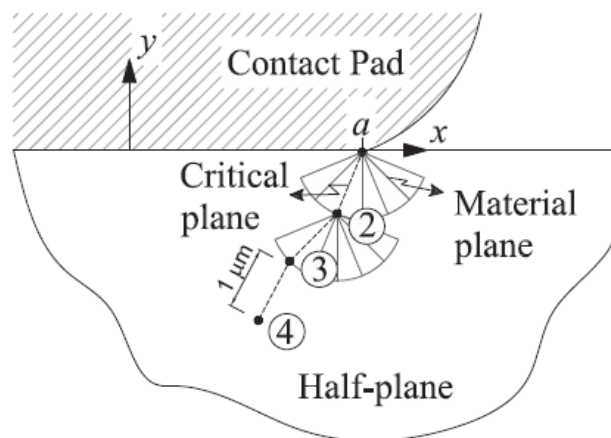


Figure 1-23 : Schéma de principe de l'application successive de critères de fatigue pour modéliser la propagation [44]

La méthode proposée par Asai n'utilise pas quant à elle de critère de fatigue mais repose sur un principe similaire. L'amplitude du facteur d'intensité des contraintes est décomposée selon une composante de traction ΔK_t et une composante de cisaillement ΔK_θ dans le repère local en pointe de fissure. Ces

composantes sont exprimées en fonction de ΔK_I et ΔK_{II} , définis à partir de K_I et K_{II} de la même façon que ΔK l'est avec K , ainsi qu'en fonction d'un angle géométrique θ .

$$\begin{cases} \Delta K_\theta = \Delta K_I \left(\frac{3}{4} \cos \frac{\theta}{2} + \frac{1}{4} \cos \frac{3\theta}{2} \right) + \Delta K_{II} \left(-\frac{3}{4} \sin \frac{\theta}{2} - \frac{3}{4} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \\ \Delta K_t = \Delta K_I \left(\frac{1}{4} \sin \frac{\theta}{2} + \frac{1}{4} \sin \frac{3\theta}{2} \right) + \Delta K_{II} \left(-\frac{3}{4} \cos \frac{\theta}{2} - \frac{3}{4} \cos \frac{3\theta}{2} \right) \end{cases}$$

C'est finalement l'étude des valeurs de ΔK_θ et ΔK_t qui permet de déduire l'angle θ de bifurcation de la fissure. Ce travail a été particulièrement approfondi pour le cas spécifique des fissures courtes.

1.3.5. Compétition usure-fissure

Comme indiqué en section 1.2.4.3, différents travaux ont traité qualitativement de la compétition usure-fissure en fretting, en mettant en évidence l'importance de considérer deux phénomènes dans certains cas. Dans la continuité de ces travaux cette compétition a été par la suite modélisée par des auteurs tels Leen [47], [48] et Arnaud [49], [50]. Dans des modèles numériques aux éléments finis, la prise en compte de l'usure est implémentée en appliquant une loi de type Archard [6], [51] afin de calculer le volume usé en fonction de la distance de glissement. Le maillage est alors mis à jour et adapté en conséquence de la suppression de matière induit par l'usure. Dans le même temps, le critère de fatigue multiaxial SWT est utilisé pour estimer le risque d'amorçage et une durée de vie associée.

Ce couplage de phénomènes simulés simultanément a permis de retrouver les mêmes résultats expérimentaux obtenus par Jin et Mall (figure 1-24) ou Vingsbo et Soderberg : en glissement partiel, la durée de vie en fissuration diminue en augmentant l'amplitude de déplacement, alors qu'au contraire en glissement total, la durée de vie réaugmente avec l'amplitude de glissement.

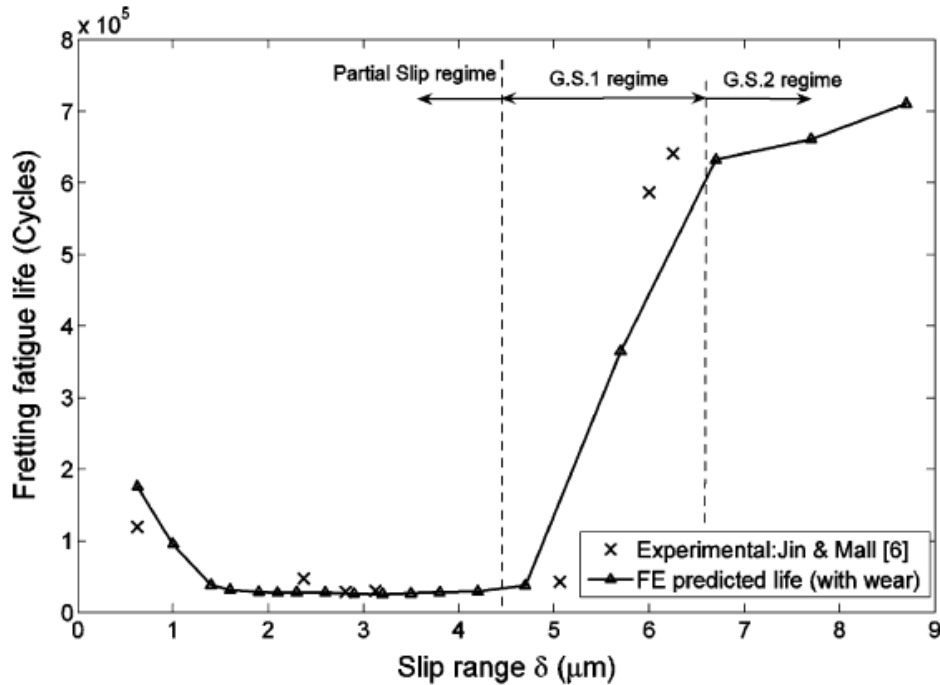


Figure 1-24 : Comparaison de la durée de vie en fonction de l'amplitude de glissement, simulée et expérimentale [48]

Ces travaux ont également été approfondis avec l'ajout d'une loi de propagation en plus de l'amorçage [47], pour un modèle usure-amorçage-propagation complet. La propagation en elle-même est simulée à l'aide d'une loi de Paris modifiée qui comme El-Haddad reprend l'expression de b_0 de l'équation (1.14) :

$$\frac{db}{dN} = C \left(\left(\Delta K \sqrt{\frac{b + b_0}{b}} \right)^m - \Delta K_{th}^m \right)$$

Avec b la longueur de fissure, C et m les constantes de Paris. L'ajout de cette loi dans le modèle permet d'affiner la condition de rupture de l'éprouvette. Pour le cas sans loi de propagation, la rupture était définie par l'amorçage simple d'une fissure au contact, le critère de fatigue étant identifié pour une longueur à amorçage de 1 mm, sans considérer le chemin ayant mené à cette longueur. Une fissure d'une telle longueur est jugée suffisante pour conclure quant à la rupture de la pièce. Dans le modèle usure-amorçage-propagation, cette fois le critère SWT est utilisé pour traduire l'amorçage à 1 μm . A partir de là, c'est la loi de Paris qui va décrire l'évolution de cette fissure. De cette façon, l'arrêt de la fissure est également possible en fonction de l'évolution de ΔK , d'où une description plus fine de l'endommagement. Cependant, les auteurs précisent que pour les études se concentrant sur la prévision de durée de vie, l'apport de la distinction des phases d'amorçage et propagation est négligeable par rapport à l'influence de l'usure.

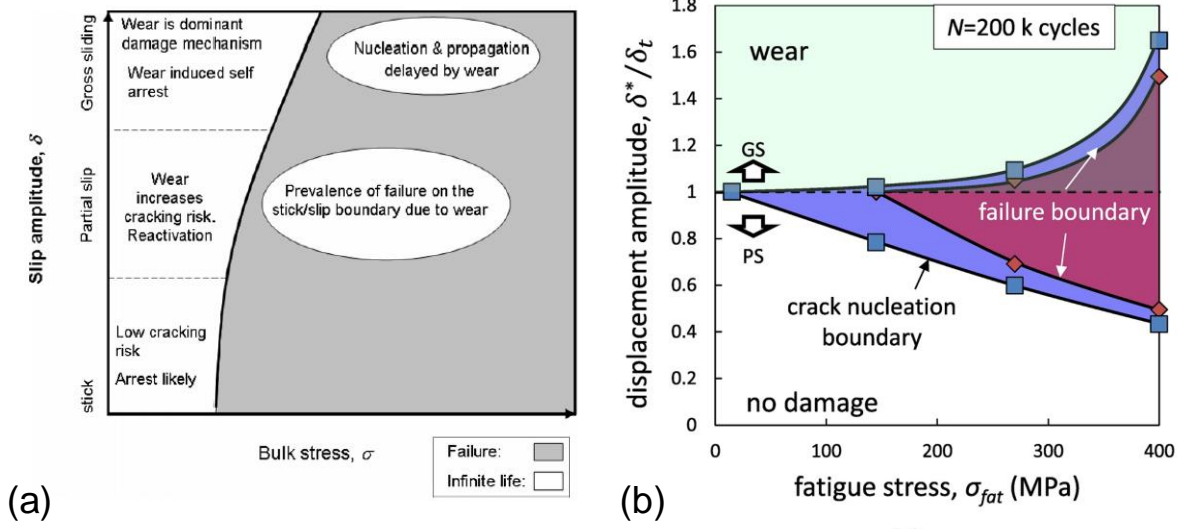


Figure 1-25 (a) : Carte de fretting des endommagements en fonction de l'amplitude de glissement et du niveau de contrainte de fatigue [47] ; (b) carte de fretting proposée par Arnaud et al [50]

Plus récemment, Arnaud [49] a étudié cette compétition en proposant une loi de prévision de l'amplitude de glissement critique à amorçage, ainsi qu'en proposant une prise en compte avancée du troisième corps [50]. Ces travaux ont permis par ailleurs de formaliser en fonction du nombre de cycles, de l'amplitude de débattement et du chargement de fatigue l'évolution du domaine d'amorçage de fissure, de la rupture et de l'usure (figure 1-25b). Cette compétition a aussi été étudiée sur des alliages de titanes (Ti-6Al-4V) par Basseville *et al.* [52] qui a comparé les performances de trois critères de fatigue pour l'amorçage de fissure dans ce contexte. De plus, les mêmes auteurs ont également étudié la prise en compte numérique du troisième corps en fretting dans des travaux antérieurs [53].

1.4. Applications aux câbles et conducteurs aériens

En raison des très fortes charges qui leur sont appliqués, ce sont les câbles métalliques utilisés en traction qui ont d'abord fait l'objet d'études tribologiques mettant en évidence la problématique du fretting entre brins [54]–[56]. Et bien qu'ils soient de composition différente des conducteurs aériens étudiés, des résultats identifiés pour des câbles seront également présentés ici en plus de ceux obtenus directement pour des conducteurs. En effet, les deux assemblages ont des structures analogues et induisent des contacts et endommagements proches.

1.4.1. Description des conducteurs

1.4.1.1. Types de conducteurs aériens

Les conducteurs aériens ont une structure de câbles métalliques (*wire ropes*) constituée de brins torsadés, et dont la partie conductrice est quasi-systématiquement de l'aluminium, qu'il soit pur ou sous forme d'alliage. Cette structure de câble offre un compromis très intéressant entre la flexibilité et souplesse du conducteur vis-à-vis de sa tenue mécanique, d'où sa très large utilisation pour cette application. En effet, les lignes aériennes utilisent l'air atmosphérique comme isolant et sont dénuées de gaines qui auraient pu participer au comportement mécanique du câble, c'est pourquoi ce dernier doit en l'état pouvoir résister aux conditions extérieures sur plusieurs décennies.

Différents types de conducteurs existent, différenciés par leur géométrie et/ou composition. La figure 35 montre ainsi la structure d'un conducteur composé de quatre couches autour d'un brin central ; au sein d'une couche donnée, les brins ont tous la même direction d'enroulement, qui est différente de celle des couches adjacentes.

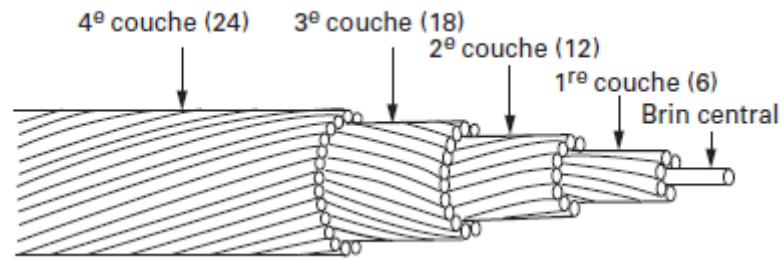


Figure 1-26 : Schéma d'un conducteur composé de 4 couches et 61 brins de section circulaire [55]

Outre les brins de section circulaire, certains conducteurs comportent des brins trapézoïdaux ou « en Z » (figure 1-27) afin d'augmenter leur compacité. Il existe deux familles principales de conducteurs :

- *All Aluminium Alloy Conductor (AAAC)* : Tous les brins sont en alliage d'aluminium appelé « almélec ». Ces alliages contiennent des additions de magnésium et silicium et permettent une certaine adaptabilité des caractéristiques électriques et mécaniques en fonction des proportions d'additifs.
- *Aluminium Conductor Steel-Reinforced (ACSR)* : Contrairement aux AAAC, les conducteurs de ce type sont hétérogènes. Les couches externes sont composées de brins d'aluminium de grande pureté mais aux caractéristiques mécaniques trop faibles pour constituer le conducteur entier. Ainsi, l'ensemble est renforcé par des brins d'acier galvanisé au rôle purement mécanique dans l'âme de la structure (figure 1-27). C'est ce type de conducteur qui est étudié dans le cadre de ce travail sur le vieillissement des lignes.
- *Aluminium Alloy conductor Steel-Reinforced (AACSR)* : Ce dernier type est un croisement entre les deux familles présentées ci-dessus. Ils ont des structures semblables aux ACSR, avec brins d'acier galvanisé dans l'âme, mais le matériau des couches conductrices est l'almélec et non plus de l'aluminium pur.

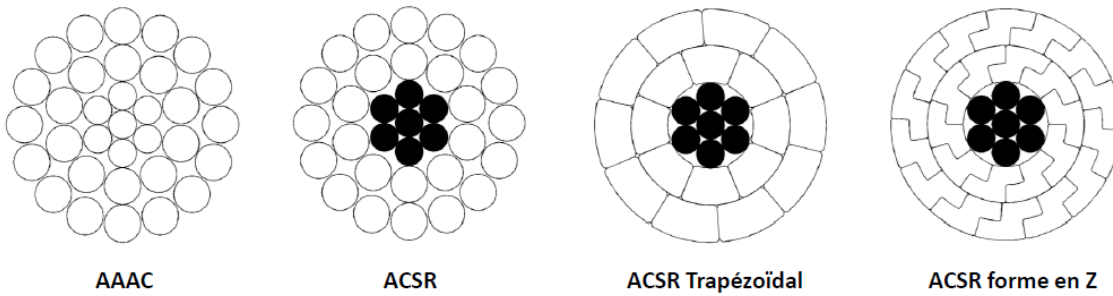


Figure 1-27 : Schéma en coupe transversale de différents types de conducteurs. En blanc sont les brins en aluminium (ou almélec) et noir les brins en acier galvanisé [62]

Pour tous les conducteurs décrits, la tension mécanique appliquée est quantifiée par un pourcentage de la contrainte maximale admissible, notée **RTS** pour *Rated Tensile Stress* [57]. Cette contrainte nominale est notée **EDS**, pour *Every Day Stress*, et est typiquement de l'ordre de 15% ou 20% de la RTS, mais peut varier en fonction des exploitants.

1.4.1.2. Accessoires d'une ligne aérienne

En plus du conducteur en lui-même, d'autres composants en contact avec celui-ci peuvent être pertinents à considérer. Une ligne comporte en effet des entretoises servant à maintenir l'écartement des conducteurs, différentes balises, ainsi que des manchons d'ancrage ou de jonction (figure 1-28). Ces derniers viennent enserrer le conducteur pour effectuer des raccordements entre différentes extrémités [58]. En plus de ces accessoires, un élément important lié à l'étude des lignes est la pince de serrage, ou pince de suspension, qui fixe le conducteur à la chaîne d'isolateur au niveau de certains pylônes.

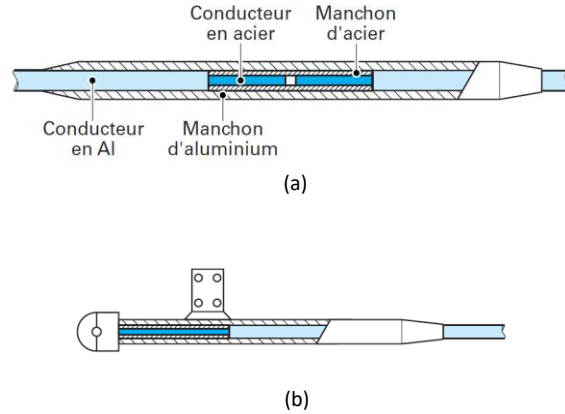


Figure 1-28 : (a) Manchon de jonction comprimé ; (b) Manchon d'ancrage [58]

Ces pinces sont constituées d'un berceau dans lequel le conducteur est posé et soutenu ainsi que d'un sabot (aussi appelé « chapeau » ou encore « keeper ») qui réalise le serrage (figure 1-29). Afin de limiter les dégradations du conducteur provoquées par le serrage, la forme du berceau doit garder une courbure faible ainsi qu'épouser la forme du conducteur et répartir la pression au mieux sur sa circonférence. Le système et particulièrement le berceau est généralement composé d'un alliage d'aluminium, entraînant un contact de type aluminium-aluminium entre le conducteur et la pince. Plus rarement, la pince peut également être faite en fonte galvanisée mais les contacts avec le conducteur sont alors plus pénalisants (matériau dur en contact avec matériau mou).

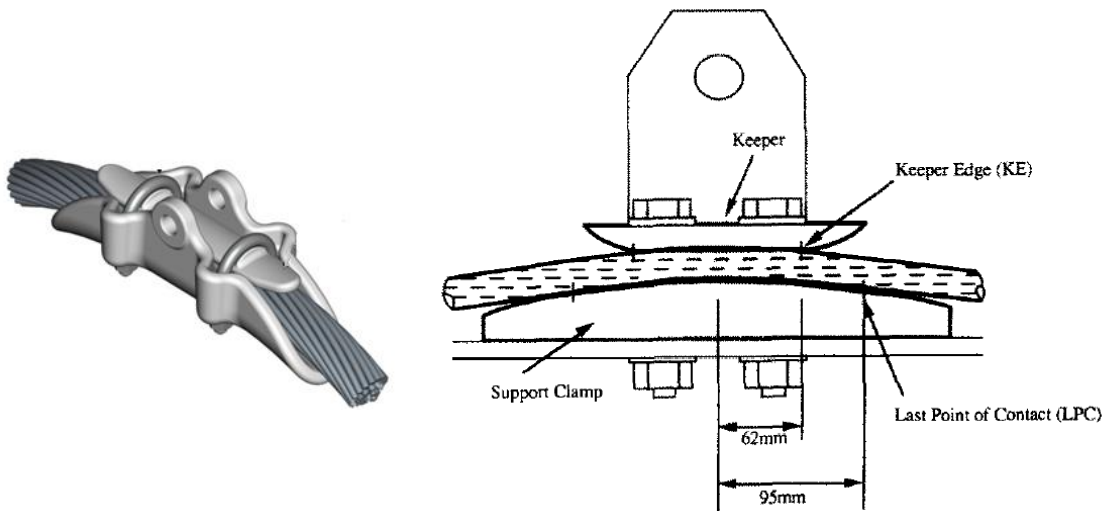


Figure 1-1-29 : Vue 3D d'un conducteur dans une pince de fixation (gauche) et schéma en vue latérale de système conducteur-pince (droite) [59]–[61]

La figure 1-30 illustre également des positions importantes définies à partir de la géométrie de la pince : le bord du chapeau (de *Keeper Edge*, aussi noté KE) et le dernier point de contact avec le berceau (*Last Point of Contact*, LPC). Cette dernière caractéristique est importante car elle a permis la définition d'un standard pour caractériser l'amplitude du chargement mécanique imposé au conducteur : la longueur Y_b . Cette grandeur est définie comme **la déflexion verticale du conducteur mesurée à 3,5 pouces (88.9 mm) du LPC** (figure 1-30). Elle a été introduite afin que tous les acteurs travaillant sur une ligne utilisent une même grandeur accessible, exploitable et définie formellement. Elle permet ainsi de quantifier l'amplitude de la flexion du conducteur de manière systématique.

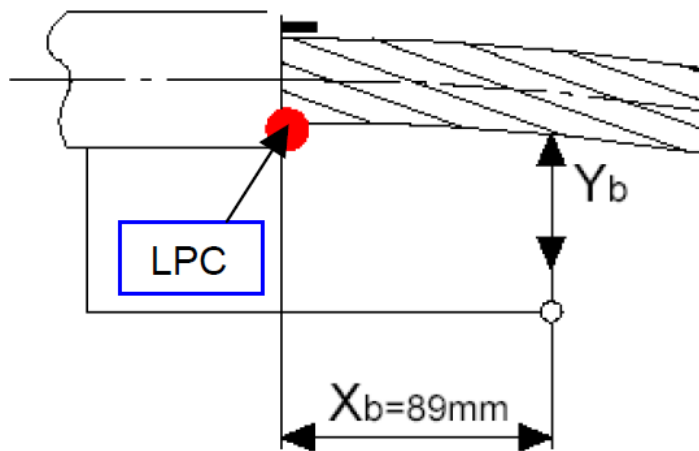


Figure 1-30 : Définition de Y_b par rapport à la sortie de pince [62]

1.4.1.3. Contacts dans un conducteur

La géométrie des câbles métalliques induit naturellement un grand nombre de contact entre brins, et les interactions tribologiques associées conditionnent grandement le comportement et la tenue de ces systèmes [54]. Deux types de contact sont généralement répertoriés : les contacts latéraux d'une part et radiaux d'autre part.

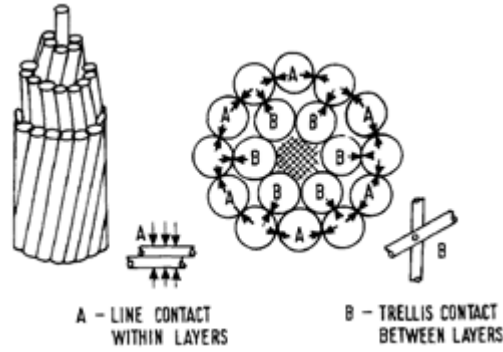


Figure 1-31 : Schéma des contacts dans une structure de câble métallique [56]

Les contacts latéraux, aussi appelés contacts « linéiques », sont typiquement créés entre deux brins d'une même couche. Ces contacts participent grandement aux effets dissipatifs et à l'amortissement du conducteur lorsque celui-ci est en mouvement. La marque résultante est en forme de ligne (figure 1-32) mais ne traduit généralement pas d'endommagement important. Les contacts radiaux, parfois appelé « en treillis » dans la littérature, correspondent quant à eux aux contacts de brins sur des couches adjacentes. Les marques associées ont des formes elliptiques (figure 1-33) et concentrent la plupart des endommagements de fretting-fatigue qui seront décrits par la suite.

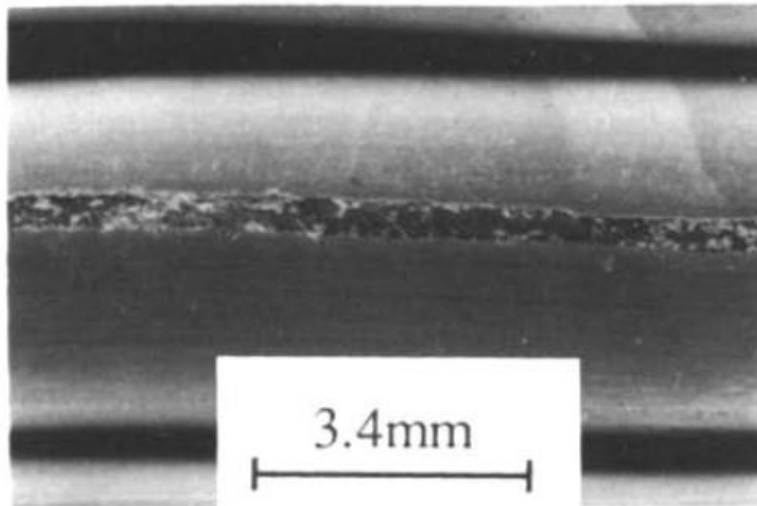


Figure 1-32 : Marque laissée par un contact latéral entre brins d'aluminium [59]

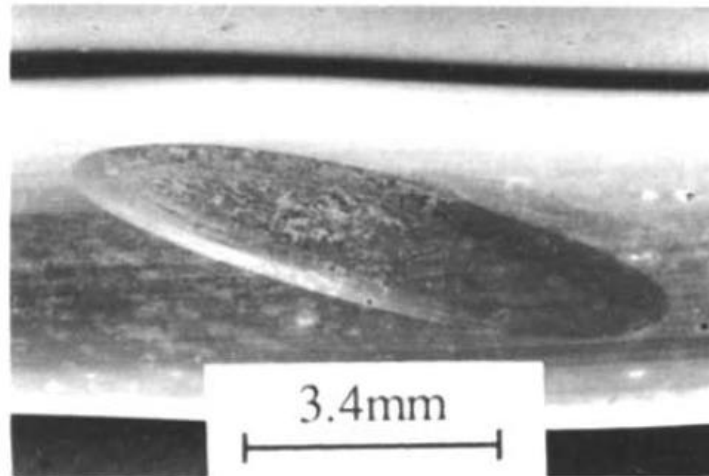


Figure 1-33 : Marque laissée par un contact radial entre brins d'aluminium [59]

Le dernier type de contact notable est celui déjà évoqué dans la section précédente, c'est-à-dire entre la couche extérieure d'aluminium et le chapeau ou berceau de serrage. Bien que ces contacts soient moins localisés que les contacts radiaux, les efforts normaux plus importants induits par le serrage peuvent y générer plus d'endommagements que pour les contacts latéraux, surtout pour les cas de pinces en fonte.

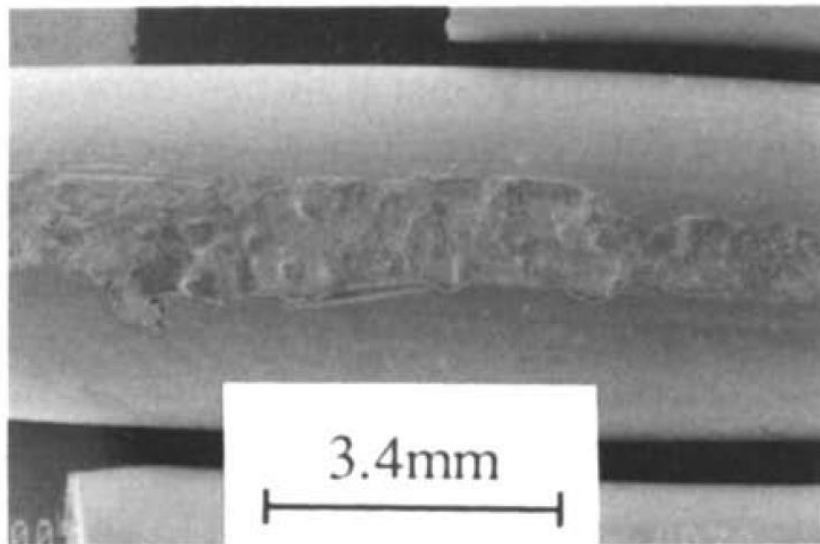


Figure 1-1-34 : Marque laissée par un contact pince / brin [59]

1.4.2. Fatigue des conducteurs et importance du fretting

Ce sont les vibrations éoliennes qui sont la principale cause de la dégradation en fatigue des conducteurs. Ce phénomène concerne l'ensemble des lignes car les vents responsables de ces oscillations sont faibles, de vitesse typiquement inférieure à 7 m/s [63]. Ce mouvement alterné global implique des contraintes variables dans les brins, et ces contraintes peuvent propager des fissures amorcées par fretting comme cela a été observé dans la littérature [59], [60], [64].

1.4.2.1. Relation de Poffenberger-Swart

pour quantifier simplement l'état des contraintes dans le conducteur, Poffenberger et Swart [65] ont proposé une relation largement utilisée liant l'amplitude de la contrainte de flexion avec la déflexion. Dans cette approche, chaque brin est considéré comme une poutre d'Euler-Bernoulli droite, encastree au niveau du LPC, et ils sont tous considérés indépendants, en parallèle et sans frottement. La raideur du conducteur global correspond alors à la somme des raideurs de chaque poutre qui le compose. Avec ces conditions, la contrainte maximale de flexion σ_a s'exprime en fonction d'un paramètre K évalué à une distance X_b au LPC (figure 1-30) et de la déflexion Y_b , telle que :

$$\sigma_a = K \cdot Y_b$$

$$K = \frac{E_a \cdot d \cdot p^2}{4(e^{-p \cdot X_b} - 1 + p \cdot X_b)} \quad , \quad p = \sqrt{\frac{T}{(EI)_{min}}}$$

Avec :

- T la tension mécanique du conducteur
- $(EI)_{min}$ la rigidité en flexion du conducteur lorsque tous ses brins sont indépendants, c'est-à-dire

$$(EI)_{min} = \sum_i E_i \frac{\pi d_i^2}{4}$$

- E_a le module de Young des brins en couche externe
- d le diamètre des brins en couche externe
- $X_b = 88.9$ mm (figure 1-30)

Grâce à cette relation, la seule connaissance de l'évolution de Y_b permet d'avoir une approximation de l'évolution de la contrainte maximale dans le conducteur et ainsi de mener des études en fatigue.

1.4.2.2. Distribution des endommagements de fretting

Parmi les composants décrits en section 1.4.1.2, le plus critique vis-à-vis de l'endommagement est le système de serrage. A partir de la fin des années 1980, les ruptures préférentielles de brins localisées dans la zone de serrage ont été mis en évidence par Ramey [66] et Cloutier [67], puis Zhou [59], [60], [64]. Celui-ci a mené des études expérimentales plus approfondies pour caractériser le mode d'endommagement associé. Les ruptures sont principalement localisées entre la bordure de chapeau (KE) et le dernier point de contact (LPC), là où les conditions de serrage perçues par le conducteur ne sont plus homogènes (figure 1-35).

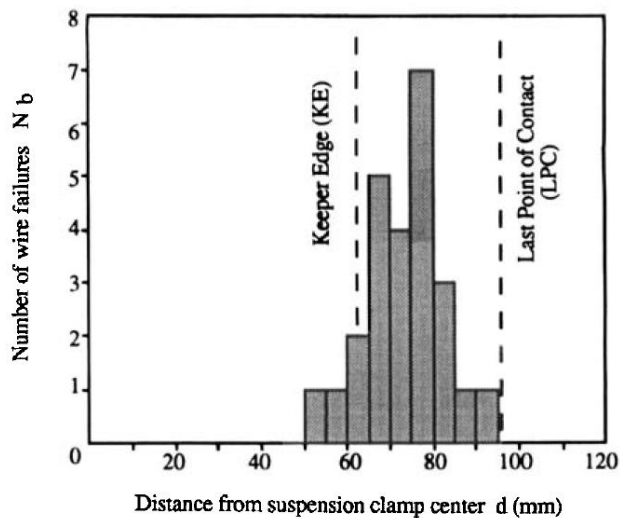


Figure 1-35 : Histogramme du nombre de rupture de brin selon la distance au centre de la pince de serrage [60]

Par analyse des profils de rupture, Zhou a également mis en évidence l'importance du fretting dans les processus d'endommagement responsables des dégradations observées. C'est le fretting aux contacts qui amorce des fissures, puis celles-ci se propageront sous l'effet de la sollicitation de fatigue. La figure 1-35 résume sous la forme d'une carte de la couche externe tous les endommagements liés aux conditions de contact dans la zone de la pince. Sous le chapeau, là où l'effort de serrage est le plus important, les marques de contact sont plastifiées (**zones A et E**), traduisant l'indentation des brins entre eux due aux pressions importantes dans les contacts et à l'absence de glissement. A l'inverse, au-delà du LPC, le seul type de dégradation visible est de l'usure plus ou moins sévère (**zones D et F**), conséquence de contacts en glissement total. C'est entre ces deux régions que les ruptures de brin ont été observées, et plus spécifiquement dans la partie supérieure du conducteur, en sortie de chapeau (**zone B**). Des brins non rompus mais présentant des fissures ont aussi été trouvés dans cette région, ainsi qu'au voisinage du LPC, sous le conducteur (**zone C**). Cette présence de fissures suggère des contacts en glissement partiel favorisant l'amorçage. La rupture ou non des brins après la création de ces fissures dépendra ensuite de la sollicitation en fatigue.

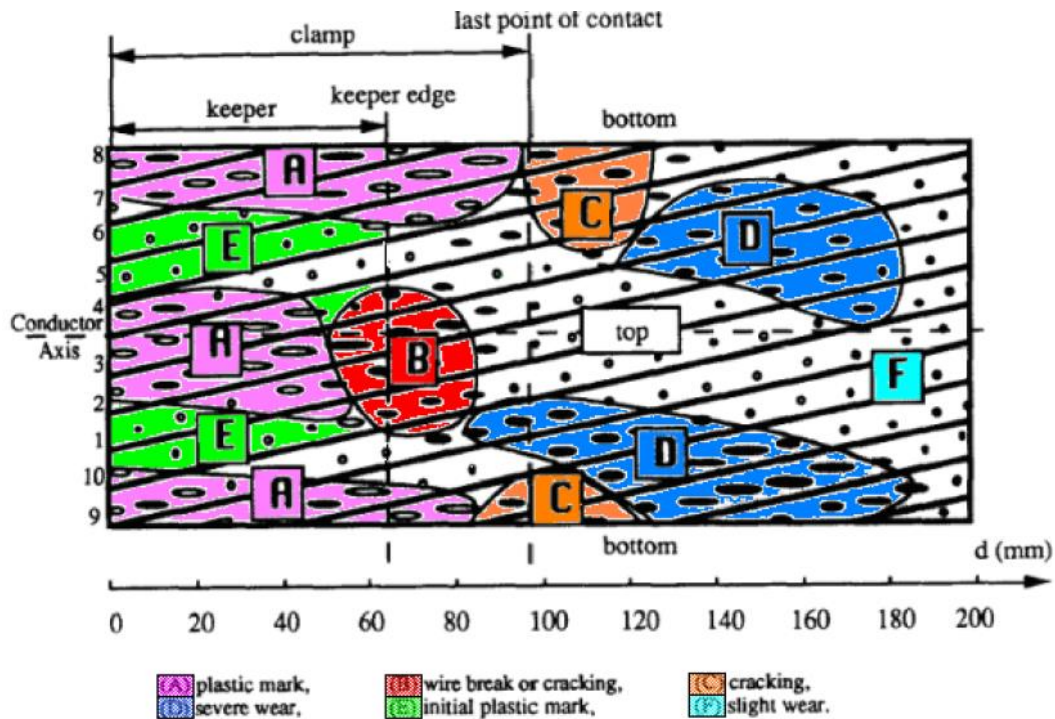


Figure 1-36 : Carte d'endommagement de la couche externe en aluminium d'un conducteur [60]

Problématique déjà largement étudiée pour les câbles métalliques de manutention, les observations de Zhou confirment la pertinence de considérer le fretting pour le cas des conducteurs aériens, pourtant moins sollicités mécaniquement. Les sections suivantes de ce document présenteront certains résultats expérimentaux et numériques obtenus dans le cadre d'étude sur le fretting pour des câbles métalliques de traction et des conducteurs.

1.4.3. Etudes expérimentales

1.4.3.1. Travaux réalisés sur câbles et conducteurs

Les ruptures de brins de conducteurs aériens provoquées par le fretting ont été rapportées dès 1968 par Fricke [68]. Des expertises avaient été réalisées sur plusieurs conducteurs considérés comme rompus, c'est-à-dire lorsqu'un pourcentage donné (dépendant des exploitants) des brins sur la portion considérée est rompu [74], afin d'étudier l'origine des dégradations et leurs positions. Ainsi, les endommagements de fatigue ont été localisés sous les traces de contacts, suggérant le fretting.

Pour ce travail, un banc d'essai vibratoire de conducteur avait été développé afin d'estimer la durée de vie empirique des conducteurs dans des conditions données choisies par les expérimentateurs. Le conducteur est sollicité d'une part en flexion vibratoire et d'autre part en tension. La durée de vie « sans fretting » des conducteurs a été évaluée de manière séparée en testant en fatigue des brins seuls. Ainsi, grâce au banc utilisé par Fricke et Rawlins [68] (figure 1-37), ces derniers ont pu estimer que la réduction de durée de vie imputée au fretting est un facteur de l'ordre 0.5 ou 0.6 par rapport au cas sans fretting.

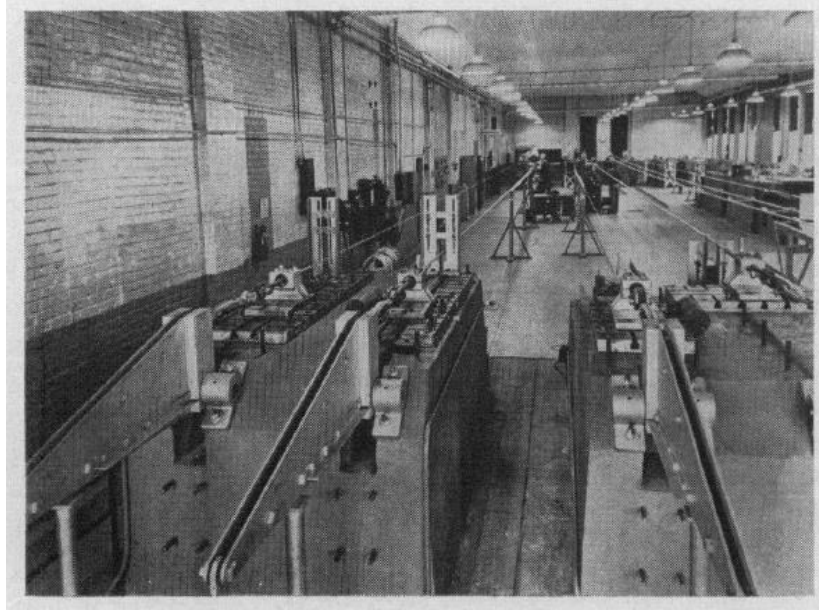


Figure 1-37 : Banc d'essai vibratoire de conducteur [68]

Depuis, de nombreux cas d'expertise de conducteurs vieilliss ont été publiés, que cela soit pour des câbles issus de lignes aériennes concrètes [69] ou sollicités dans des bancs d'essais comme Fricke ou Araujo et son équipe [70]–[74]. Les bancs d'essais plus récents comprennent d'ailleurs généralement un système de pince pour se situer dans le cas le plus pénalisant décrit par Zhou.

Ces bancs permettent notamment de tracer les courbes de Wöhler pour un conducteur donné et dans des conditions particulières et d'en déduire des limites d'endurance, comme celles décrites en section 3.3.2. pour le dimensionnement des lignes.

Un autre intérêt de tels bancs est la possibilité d'arrêter un essai à différents instants, pour étudier l'évolution des endommagements jusqu'à rupture des brins. Azevedo [74] a ainsi suivi l'évolution des fissures en fonction du nombre de cycles et les profils de rupture des brins rompus. Pour aller plus loin, plutôt que d'expertiser par analyse destructive les fissures créées, d'autres auteurs [75]–[77] ont utilisé la tomographie X (figure 1-38).

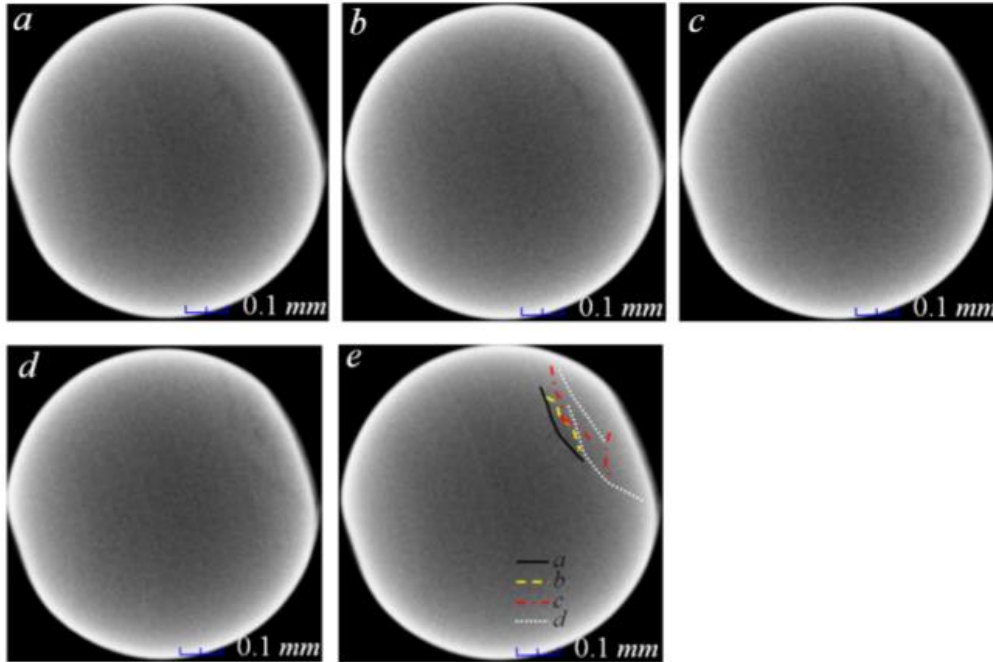


Figure 1-38 : Images obtenues par tomographie X d'un brin issu d'un câble en acier. a –d correspondent à des sections équidistantes le long du brin, et (e) montre l'évolution de la fissure sur ces sections [75]

Enfin, le banc développé par Araujo [71]–[74], [78] pour ses travaux (figure 1-39) a pu être employé pour tester des configurations différentes de celle en application sur les lignes exploitées dans le monde. Il a par exemple étudié la conséquence d'une augmentation de la distance entre les pylônes d'une ligne sur sa durée de vie [71]. Cela se traduit concrètement par une augmentation de la tension mécanique du conducteur, paramètre très facilement réglable sur un banc. Les auteurs ont ainsi montré expérimentalement qu'élever l'EDS à 30% de la RTS au lieu de 20 induit une diminution de durée de vie de 50%.

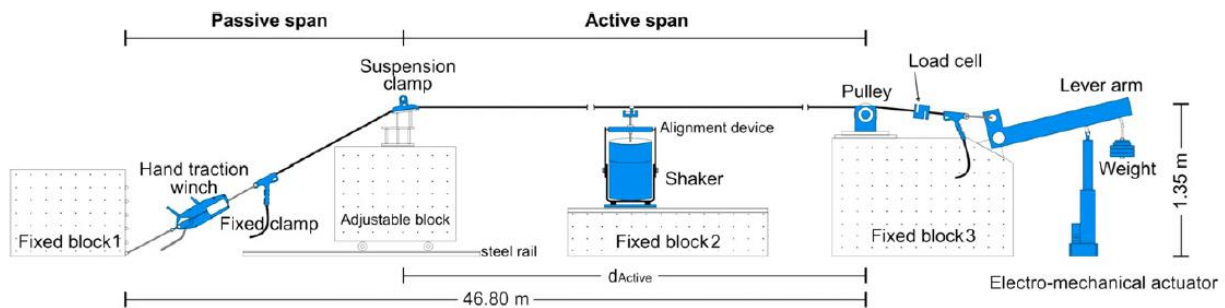


Figure 1-39 : Schéma de banc de fretting fatigue de conducteur aérien avec sollicitation de flexion [78]

Ce même outil a aussi pu être utilisé pour proposer et tester des solutions afin d'augmenter la tenue des brins dans la région de serrage. Steier [78] a dans ce sens testé des traitements de surface pouvant améliorer les réponses tribologiques du système. Le conducteur étant impossible à traiter en raison de sa longueur, les deux traitements proposés ont été appliqués uniquement à la pince en aluminium : un revêtement de nitrure de chrome d'une part et un traitement cryogénique à l'azote liquide d'autre part. La mise en banc de ces méthodes a pu révéler pour les deux méthodes une amélioration du comportement en fatigue, principalement en retardant l'occurrence des premières ruptures de brins. En réduisant l'adhésion et les transferts de matière, le traitement cryogénique a ainsi retardé de 20% les premières ruptures observées, ce retard atteignant jusqu'à 60% avec le revêtement au nitrure de chrome.

1.4.3.2. Mise en place des limites d'endurance et dimensionnement

Une autre utilisation notable de bancs technologiques d'essais sur câbles est de pouvoir déterminer les limites d'endurance afin d'établir des domaines de fonctionnement. Ces derniers sont définis par différents instituts ou conseils comme l'**IEEE** (*Institute of Electrical and Electronics Engineers*), le **CIGRÉ** (Conseil International des Grands Réseaux Electriques) ou encore l'**EPRI** (*Electric Power Research Institute*), et ont pour but de garantir la tenue d'une ligne tant qu'elles restent dans ces domaines. Comme résumé par Braga [63], deux méthodes sont généralement utilisées pour définir ce fonctionnement :

- L'approche de l'endurance limite : elle consiste à considérer que si les vibrations et donc les contraintes induites restent sous la limite d'endurance identifiée pour le conducteur considéré, alors sa durée de vie est virtuellement infinie.
- Approche des endommagements cumulés : cette méthode est une application de la loi de cumul de dommage (par exemple une loi de Miner linéaire, section 1.2.1.2). Chaque cycle de vibration endommage un peu plus la structure, et ce jusqu'à sa rupture finale. Les durées de vie ne sont jamais infinies, et c'est aux utilisateurs de la méthode de définir des durées de vie jugées suffisantes pour une ligne spécifique.

La première méthode est la plus simple à mettre en œuvre car seules les courbes de Wöhler et les limites d'endurance identifiées grâce aux asymptotes des courbes sont requises. Lorsqu'il n'y a pas d'asymptote apparente, comme cela peut être le cas pour les conducteurs AAAC [79], alors σ_d est définie comme la

contrainte associée à une durée de vie de $500 \cdot 10^6$ cycles, jugée suffisante. Cependant, cette approche est plus conservatrice et ne prend pas en compte d'autres paramètres que l'amplitude d'oscillation seule. Les limites définies par l'IEEE et l'EPRI ont été établies avec cette approche.

L'utilisation d'une loi de cumul de dommage nécessite plus de calculs mais peut tenir compte de variations des fréquences de vibrations éoliennes *via* des hypothèses statistiques, et ainsi être un peu plus proche de la réalité. C'est cette approche qui a été utilisée par le CIGRÉ. Dans tous les cas, les limites de sureté (*Safe Border*) fixées par les organisations citées plus tôt sont toujours très conservatives, comme illustré figure 48. Cette figure montre un ensemble de courbes de fatigue déterminé par le CIGRE, et comment la limite a été placée de façon à se situer en dessous d'un maximum de courbes.

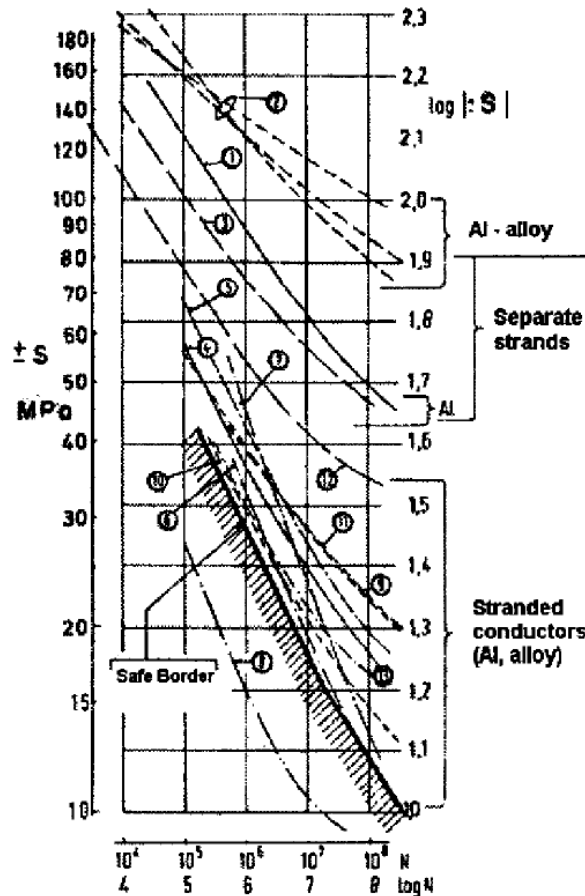


Figure 1-40 : Compilation des tests réalisés par le CIGRE et limite de sureté [63]

1.4.4. Essais sur brins unitaires

Dans le prolongement direct de ses premières observations décrites section 1.4.5, Zhou a reproduit expérimentalement les conditions de contacts en zone B (figure 1-35) appliquée à un brin d'aluminium [80] sur un banc d'essai dédié (figure 1-49). Les conducteurs ont une durée de vie longue, aussi il est nécessaire de procéder à des essais à grand nombre de cycles. La fréquence des essais a été fixée dans ce sens à 10 Hz, permettant d'atteindre des nombres de cycles de l'ordre 1.6 millions en des durées raisonnables. Le brin sollicité en fatigue est mis en contact avec deux blocs cylindriques (notés 11 sur la figure 1-41) de courbure équivalente à celle du chapeau de la pince considérée par l'auteur. L'essai étant mono-actionneur, le déplacement relatif au contact est uniquement induit par la déformation longitudinale du brin, les blocs cylindriques étant immobiles.

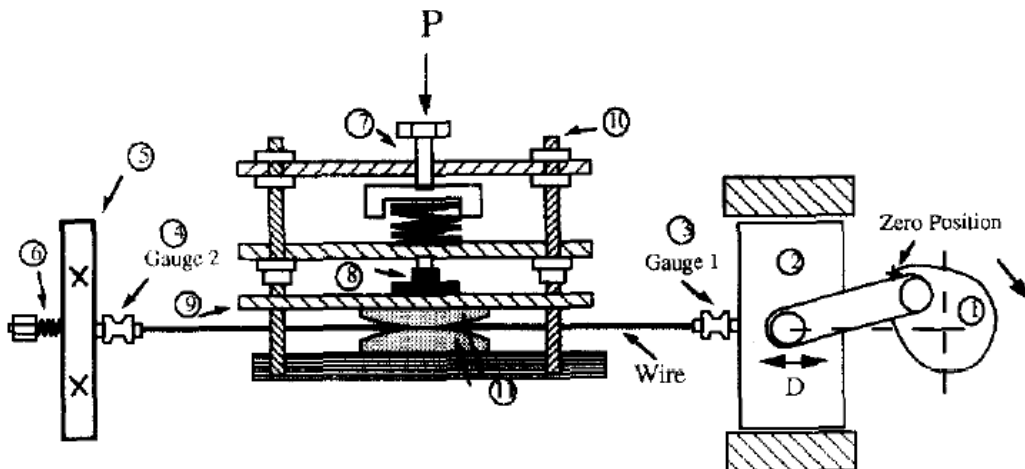


Figure 1-41 : Banc d'essai mono-actionneur [80]

Bien que le contact ainsi recréé soit moins localisé qu'un contact radial entre brins d'aluminium, des fissures ont été observées lors de l'analyse de brins non rompus à la fin de l'essai (figure 50). Cependant, les réelles conditions au contact n'étant pas précisément connues, ces résultats ne garantissent pas que la même dégradation se produise sur un conducteur réel entre sa couche externe et le chapeau de serrage.

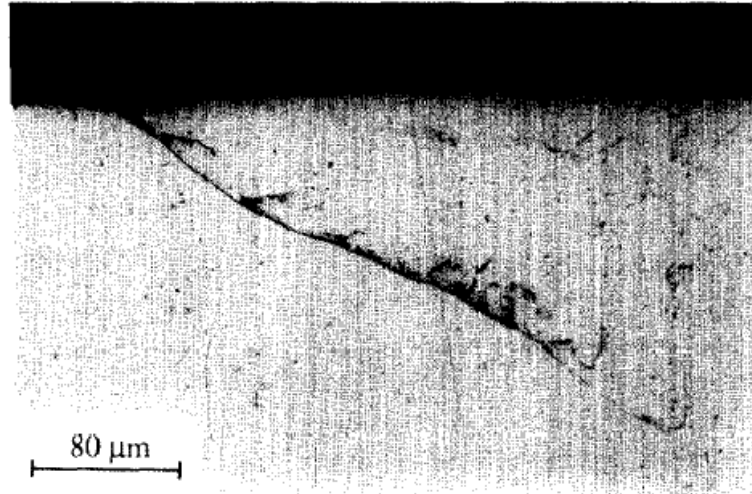


Figure 1-42 : Vue en coupe d'un brin présentant une fissure propagée [80]

Pour des essais reproduisant un contact radial, le travail de Ma [81] peut être cité, même si le banc développé n'est pas un banc de fretting-fatigue mais un banc de fretting simple plutôt destiné à l'étude des régimes de glissement et l'usure. Le contact est le plus fidèlement reconstitué dans le banc car la courbure des brins ainsi que l'angle relatif ont été respecté (figure 51). En effet, les portions de brins sont enroulées autour d'un cylindre métallique jouant le rôle des couches plus internes du conducteur. Une autre spécificité de ce travail est l'ajout d'un dispositif permettant de simuler un environnement salin avec une solution de NaCl.

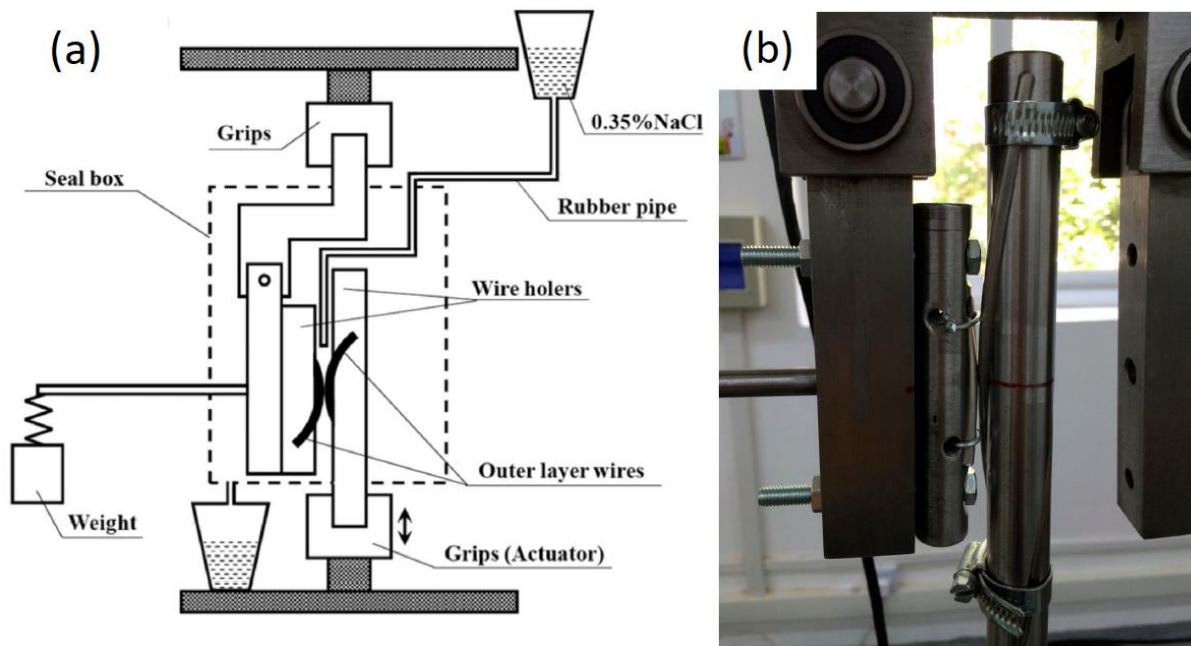


Figure 1-43 : Schéma du banc de fretting simple entre brins d'aluminium (a) et photographie de la zone de contact (b) [83]

Les conditions testées favorisent plutôt le glissement total au contact, avec des efforts normaux faibles ($< 50 \text{ N}$) pour des amplitudes de glissement imposées importantes ($> 150 \mu\text{m}$). Ainsi logiquement, les endommagements observés en environnement sec sont liés à l'usure, avec présence d'abrasion et d'adhésion. Cependant, dans les mêmes conditions de sollicitation en environnement salin, l'usure change avec cette fois uniquement de l'abrasion et la présence de fissures. Cela met notamment en évidence l'influence que peuvent avoir les conditions climatiques et géographiques sur la durée de vie des lignes, avec un risque d'amorçage potentiellement aggravé par un air chargé en sel. Cependant, l'étude ne traite pas des conditions spécifiques à la zone de serrage, et ne permet pas de conclure si cette influence climatique est vraiment pénalisante dans les zones où les ruptures réelles de brins sont observées.

Bien que d'autres plusieurs autres auteurs aient étudié l'usure dans les conducteurs [93, 94], les travaux ayant mis en évidence une réduction de durée imputable directement au fretting-usure concernent plutôt les câbles métalliques de traction. Pour ce cas, Zhang [84] a par exemple montré que c'est l'effet de *notch* qui est responsable des dégradations : la réduction de la section du brin par l'enlèvement de matière induit une concentration des contraintes suffisante pour produire la rupture brutale de la pièce. Contrairement au banc de Ma [83], celui développé par Zhang ne tient pas compte de la courbure ou de l'angle relatif des brins (les brins sont positionnés avec un angle de 90°), mais permet l'application d'une tension mécanique statique à l'un des brins *via* une masse morte. C'est cet effort statique qui provoque la rupture lorsque le *notch* est suffisant.

Toujours pour les cas des câbles métalliques de traction, une dernière étude est pertinente à citer car elle se concentre sur un aspect peu souvent abordé : l'effet de la torsion des brins. Wang [76] a développé un banc de fretting-fatigue à chargement multiaxial. Il permet de solliciter un brin en traction et en torsion simultanément, en plus de la mise en place d'un double contact pour le fretting (figure 1-44).

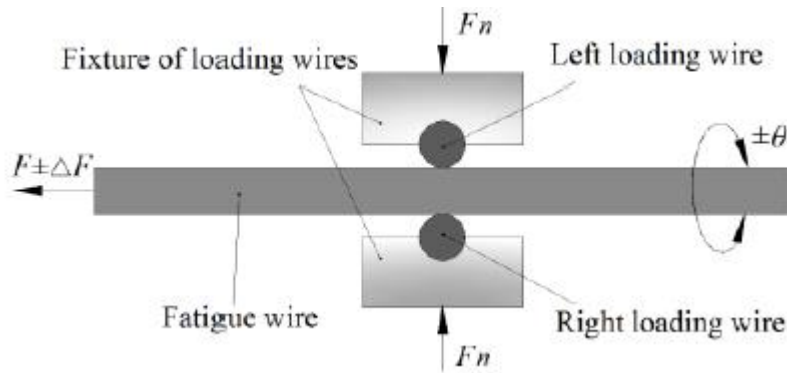


Figure 1-44 : Schéma de la zone de contact d'un brin dans un banc de fretting-fatigue traction/torsion [76]

L'effet de la torsion sur l'usure a été quantifié par comparaison des cycles de fretting avec et sans une déformation angulaire imposée. L'aire des cycles est ainsi plus importante pour les essais avec torsion par rapport aux cycles d'essais en traction ondulée. Cette différence d'aire suggère l'absorption d'une plus grande quantité d'énergie dans le matériau par friction interne et par cisaillement. De plus, l'observation des traces de fretting révèle également des marques plus grandes et donc plus d'usure au contact. La conséquence directe de ces éléments est une accélération de l'endommagement du brin, confirmée par la visualisation par tomographie X de la propagation de fissures.

1.4.5. Modélisation numérique

1.4.5.1. Modélisation macroscopique de câbles et conducteurs

Les études expérimentales représentent bien sûr une grande partie des travaux réalisés pour prévoir la durée de vie de brins, câbles ou conducteurs, mais une autre part importante de ces travaux concerne la modélisation numérique des phénomènes de fretting et de fatigue.

La grande majorité des cas de modélisation de structure de câble utilise la méthode des éléments finis appliquée à la simulation numérique, et les solveurs les plus utilisés sont ceux des progiciels ABAQUS et ANSYS dans ce domaine précis. Avant de présenter certains résultats obtenus de cette façon, il est tout de même intéressant de citer un cas où la modélisation se fait par des lois analytiques et écrites dans un script. Giglio [82] a ainsi développé un modèle analytique sous la forme d'un script MATLAB destiné à estimer la distribution des contraintes et déplacement dans un câble de traction pour hélicoptère (figure 1-

45). Les approches analytiques nécessitent très peu de ressources informatiques et sont très précises mais peu flexibles : de nombreuses hypothèses doivent être respectées, et le nombre de géométries acceptables pour de tels modèles est souvent limité. C'est pour ces raisons que les exemples de modèles semblables restent minoritaires.

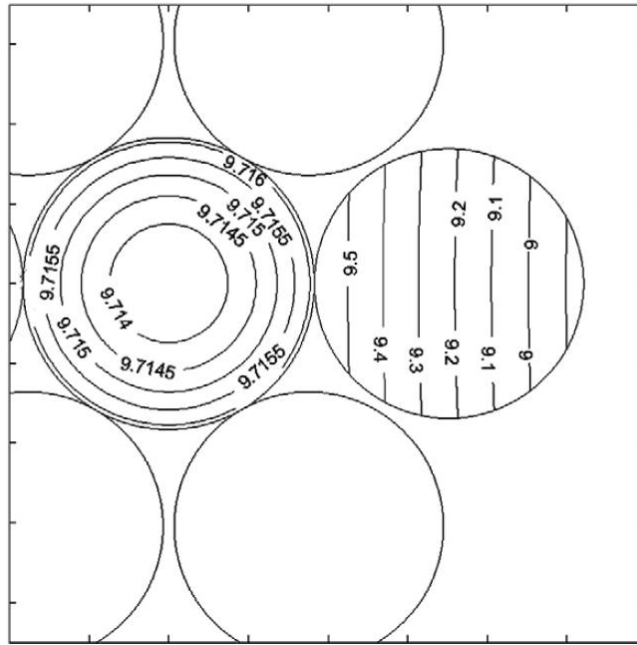


Figure 1-45 : Distribution de contraintes de von Mises dans des brins d'un câble simple soumis à une tension de 98.1 N [82]

La modélisation utilisant la méthode des éléments finis (FEM, *Finite Element Analysis*) autorise beaucoup plus de libertés pour l'utilisateur, par exemple sur la géométrie, au prix d'un coût élevé en puissance de calcul. Cette méthode permet de considérer des structures aussi complexes que celles des câbles métalliques à plusieurs étages, comme ceux étudiés par Wang [83]. Ces câbles sont constitués de plusieurs torons torsadés, eux-mêmes comportant plusieurs couches de brins torsadés (figure 1-46). Ce modèle permet d'évaluer le comportement macroscopique du câble, qu'il soit purement élastique ou élastoplastique, avec frottement ou sans frottement. En plus de l'influence de ces différents paramètres, il donne également des informations sur les conditions de contacts dont la connaissance précise est nécessaire pour étudier les endommagements de fretting. Pour ce cas précis, l'auteur a également implémenté une modélisation de l'usure par loi d'Archard pour caractériser la profondeur d'usure en fonction des paramètres testés. Cependant l'une des limites principales de ce modèle est la longueur de câble modélisable. A cause des coûts en puissance de calcul déjà évoqués, la longueur de câble qu'il est possible de représenter avec un maillage suffisamment fin pour l'étude menée est de l'ordre de quelques centimètres. Elle n'est donc pas

compatible avec la mise en interaction de ce câble avec une quelconque autre structure maillée, comme une pince de serrage pour le cas des conducteurs.

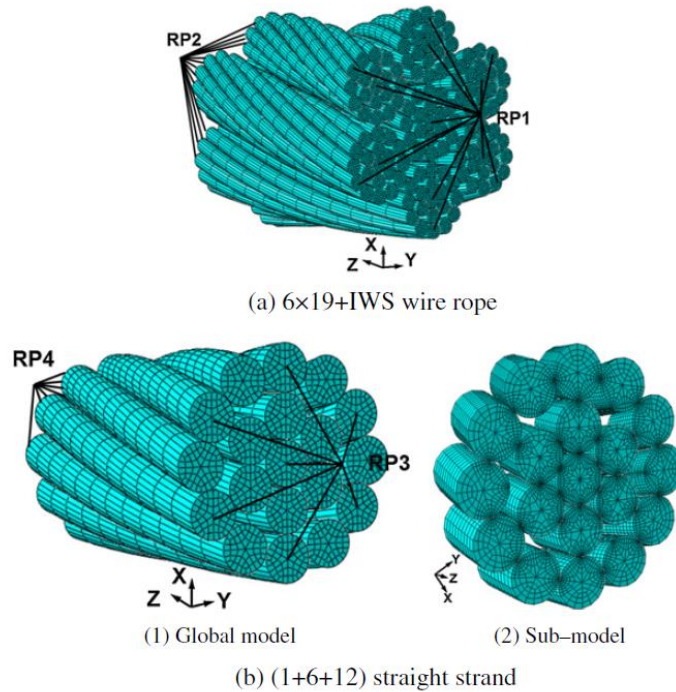


Figure 1-46 : (a) Visualisation du maillage utilisé pour modéliser un câble à 2 étages, (b) maillage global d'un toron unitaire (gauche) et sous modèle maillé très finement sur une courte longueur du même toron [83]

Une solution proposée par Lalonde [61], [84], [85] pour remédier à cette limite est l'utilisation d'éléments plus légers pour le maillage. Pour la grande majorité des modèles en trois dimensions relatifs à la mécanique du solide, les maillages utilisent des éléments volumiques. Les types classiques sont les éléments hexaédriques comportant 6 faces et 8 nœuds, ou encore tétraédriques, avec 4 faces et 4 nœuds. Ce sont ces éléments 3D qui sont le plus coûteux numériquement. A l'inverse, un élément poutre linéaire ne comporte que 2 nœuds, réduisant fortement le nombre d'inconnues à résoudre par le solveur. Grâce à ces éléments, il est possible de modéliser le conducteur sur plusieurs dizaines de centimètres, le placer dans une structure de pince de serrage et procéder aux calculs avec un solveur au schéma d'intégration implicite (figure 1-47). Cependant, l'allègement du modèle induit également un allègement des données disponibles après calculs. Il n'y a jamais de nœuds directement situés sur les surfaces en contact, et chaque élément (de grande taille en comparaison avec des éléments volumiques) comporte moins de points d'intégration. Il est ainsi plus

difficile de remonter aux efforts normaux et tangentiels pour les contacts entre brins avec une telle modélisation.

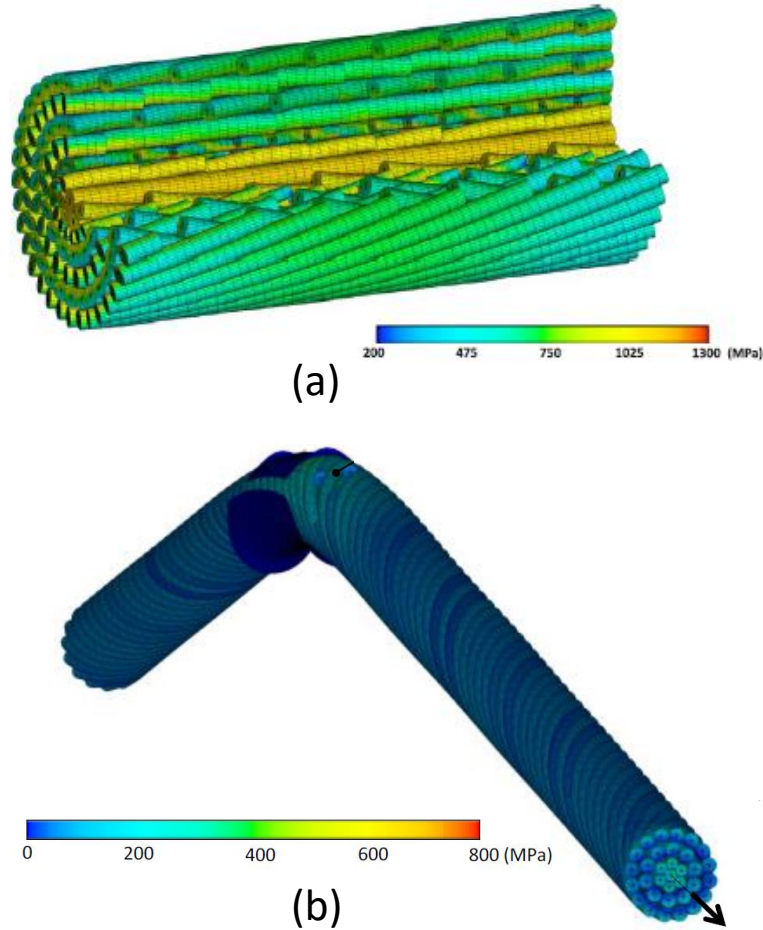


Figure 1-47 : (a) Visualisation d'une portion de maillage d'un câble par élément poutre, (b) conducteur ainsi maillé dans une pince modélisée par des coques [84]

Enfin, pour des assemblages avec des structures à cordes plus complexes, on peut également citer les travaux de Durville [86], [87], ayant développé depuis la fin des années 1990 le code *Multifil* s'appuyant sur la méthode des éléments finis. Ce code emploie également une modélisation par éléments poutres des brins, et est par exemple utilisé pour les câbles supraconducteurs utilisés dans le domaine de la fusion nucléaire [88]. Ces conducteurs spécifiques constitués de brins de cuivres et d'alliage Nb-Sn supraconducteur ont des structures à filaments très complexes, pour lesquels la modélisation de ses éléments demeure un enjeu important.

1.4.5.2. Modélisation de mono-contacts

Plutôt que d'étudier un conducteur ou câble dans son ensemble, induisant des modèles assez lourds en volumique ou simplifiés avec des éléments poutre, certaines études se concentrent sur un contact particulier. De cette façon, il est possible de mailler très finement la zone du seul contact considéré et de travailler avec précision sur l'usure ou l'amorçage induit par le fretting. La plupart des travaux de ce type ont été réalisés pour caractériser des contacts entre brins d'acier pour des câbles en traction.

Comme exemple de cas d'étude sur l'amorçage en fretting-fatigue, Wang [89] a implémenté les critères de fatigue multiaxiaux de Fatemi-Socie et SWT dans un modèle local élastoplastique. Et comme pour le modèle de câble développé par le même auteur et décrit plus haut, un sous-modèle se concentre sur la zone précise du contact avec un maillage encore affiné (figure 1-48).

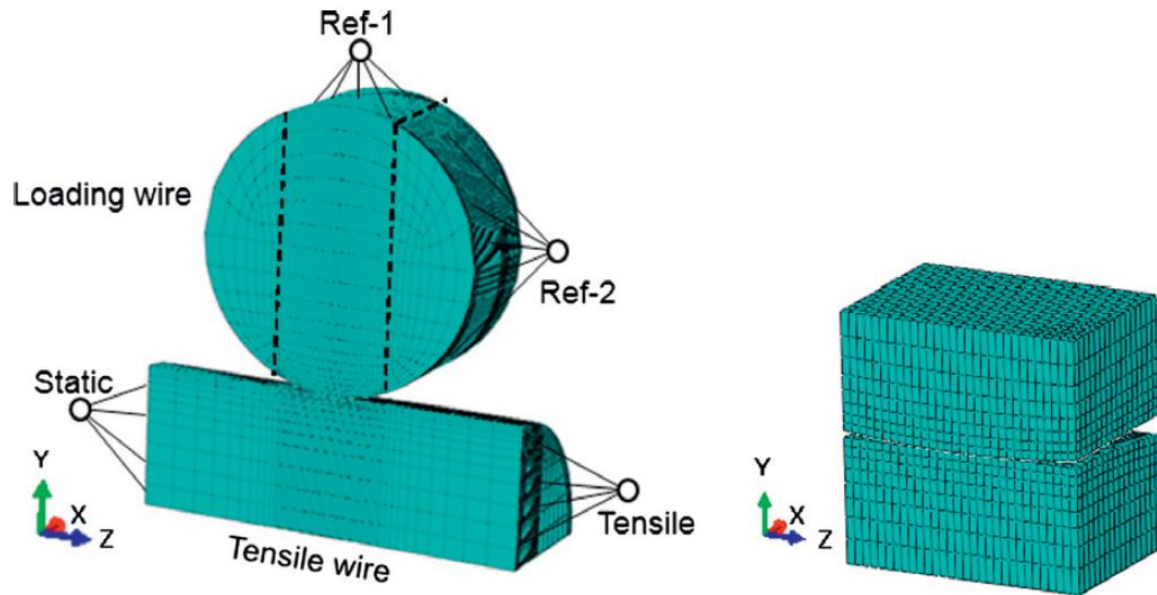


Figure 1-48 : Modélisation d'un contact entre deux brins d'acier à 90° (gauche) et le sous modèle associé [83]

Les principaux paramètres étudiés sont les effets de l'effort normal d'une part et l'amplitude de débattement d'autre part. Il est notamment observé qu'une augmentation du débattement induit un plus fort risque d'amorçage, même en régime de glissement total. Cela s'explique par l'absence de considération numérique de l'usure : la seule déformation du maillage considérée est occasionnée par plastification de la zone de contact, il n'y a pas d'enlèvement de matière. Or, comme décrit en section 1.1.4.3, l'usure réduit les pics de contrainte et élimine de la matière potentiellement amorcée avant qu'elle ait eu le temps de propager. Dans

le cas des câbles métalliques soumis à de fortes charges, le phénomène de fretting-usure n'est pas négligeable [90], [91].

C'est pourquoi Cruzado a d'abord étudié l'usure dans un mono-contact entre brins [90], [92] avant d'adapter la méthode de compétition usure-fissure développée par Leen et ses co-auteurs à un mono-contact entre brins.

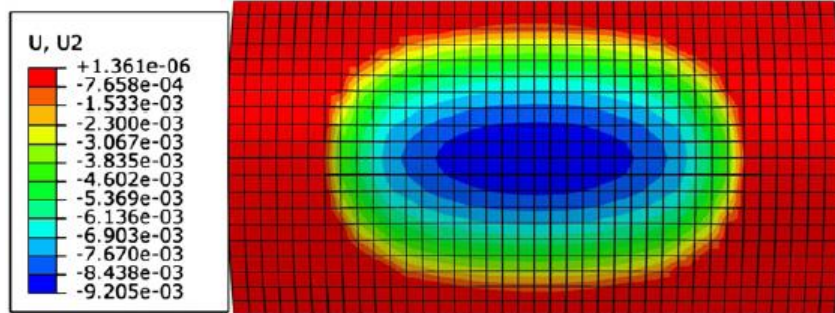


Figure 1-49 : Trace d'usure simulée dans un modèle par éléments finis [90]

Comme pour les autres études analogues, un facteur d'accélération est utilisé pour chaque cycle numérique : comme il est impossible d'appeler le solveur autant de fois qu'il y a de cycles à simuler, un facteur est employé pour réduire le nombre de calculs. Ainsi, un cycle numérique peut représenter de quelques dizaines de cycles pour les cas d'usure rapide jusqu'à plusieurs milliers lorsque la vitesse d'usure est très faible. Entre chacun de ces cycles le maillage est mis à jour en accord avec la loi d'usure utilisée (figure 1-50) afin de tenir compte de l'évolution de la géométrie de contact dû à l'enlèvement de matière.

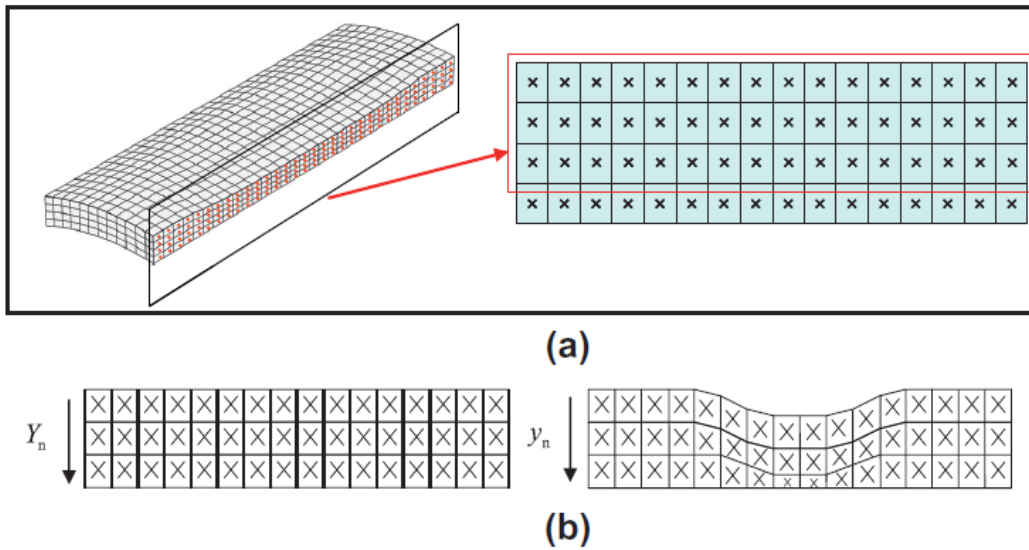


Figure 1-50 : Illustration de la modification de géométrie du maillage pour tenir compte de l'usure [93]

Avec ce modèle, il a été ainsi mis en évidence qu'une augmentation du débattement ne réduit pas drastiquement la durée comme exposé par Wang. Cependant, cette approche ne traduit pas correctement l'effet de notch sur la durée de vie, qui lui dépend fortement des caractéristiques de l'usure.

1.5. Conclusion

Le présent état de l'art a proposé une définition du fretting et a introduit l'importance de ce phénomène tribologique dans le dimensionnement de nombreux systèmes mécaniques. Les endommagements qui lui sont associés, l'usure et la fissuration, dépendent des conditions de chargement et des configurations de contact, mais peuvent également se produire simultanément. Chacune de ces dégradations doit faire l'objet d'études approfondies. L'amorçage de fissures peut être estimé à l'aide de critères de fatigue, alors que leur propagation ainsi que l'usure peuvent être décrites par des lois adaptées. Cependant, malgré ces outils, le fretting reste difficile à décrire précisément. Il fait intervenir de nombreux phénomènes physiques distincts : plastification locale, oxydation, corrosion, adhésion, abrasion ou création d'un troisième corps. Tous ces éléments n'ont pas été décrits en détail dans ce document car c'est l'intérêt des critères et lois établies pour ce domaine. Ce sont des outils empiriques et macroscopiques identifiés expérimentalement, et permettent de modéliser le comportement global du contact sans avoir à considérer tous les phénomènes sous-jacents.

Concernant le vieillissement des structures en câbles métalliques, comme les câbles de traction ou les conducteurs aériens, la littérature comporte de nombreuses études prenant en compte le fretting. Et bien que ces deux types de câbles subissent ce phénomène, les modes de dégradation diffèrent. Les câbles soumis à de fortes tensions mécaniques se dégradent majoritairement par fretting-usure, alors que les conducteurs aériens vibrant sous l'effet du vent présentent des ruptures dans les zones de serrage. Ce dernier point constitue l'élément essentiel de cette étude. Le vieillissement des conducteurs est fortement influencé par les dégradations de fretting au niveau de la pince, et c'est cette configuration qui est la plus pertinente à étudier. En plus des approches expérimentales nécessaires, les possibilités offertes par la simulation numérique aux éléments finis ont également été présentées au travers d'exemples d'application de cette méthode.

Le travail de thèse décrit dans les prochains chapitres propose une approche originale couplant la plupart des aspects développés dans cette revue bibliographique, qu'ils soient expérimentaux ou numériques. La démarche développée combine ainsi des essais technologiques sur conducteurs de même que des essais de fretting-fatigue sur un mono-contact. Cette analyse expérimentale multi-échelle est associée à une modélisation numérique elle aussi multi-échelle. Dans ce contexte, l'étude interrogera dans quelle mesure le processus d'amorçage mais aussi et surtout la propagation peut impacter les prévisions de durée de vie globale des conducteurs

2. Chapitre 2 : Caractérisation du conducteur étudié et démarche expérimentale

2.1. Introduction

Ce chapitre a pour objectif de présenter en détail le cadre dans lequel s'insère le travail réalisé. Dans un premier temps, le conducteur considéré sera explicité : en plus de sa structure, les processus de fabrication seront brièvement résumés. Une attention particulière sera également portée sur les implications de ces processus quant à la préparation des éprouvettes.

Dans un second temps seront présentées les différentes méthodes de caractérisation préalablement utilisées sur l'aluminium étudié. Elles ont ainsi permis de caractériser quantitativement son comportement élastique et plastique, et d'un point de vue plus qualitatif sa composition et microstructure.

Enfin, les bancs d'essai ayant constitué le cœur de la démarche expérimentale seront détaillés ainsi que des premiers résultats importants requis pour la modélisation numérique.

2.2. Description du conducteur étudié

2.2.1. Conducteur CROCUS 412

L'ensemble de l'étude est basée sur le conducteur aérien de type **CROCUS 412**. C'est un conducteur de type ACSR constitué de cinq couches de brins pour un total de 51 brins (figure 2-1) :

- Le brin central et les deux premières couches (19 brins) sont en acier galvanisé, et tous ces brins ont un diamètre de 2.4 mm. Ces couches ne présentant généralement que peu voire pas d'endommagements, elles n'ont pas été étudiées.
- Les deux couches externes sont constituées au total de 32 brins en aluminium quasi-pur, de diamètre 3.6 mm. L'ensemble des résultats obtenus portent sur ces brins.

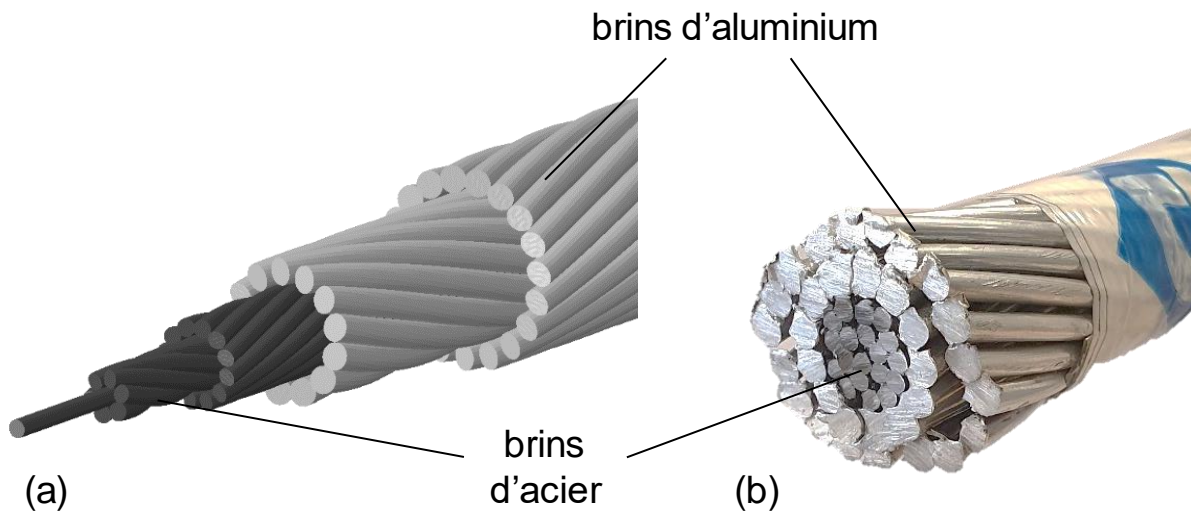


Figure 2-1 (a) : Rendu 3D d'une portion de conducteur CROCUS 412 ; (b) : vue de la section d'un conducteur réel

Le conducteur a ainsi un diamètre total de 27 mm. Il est à noter que bien que les couches d'acier soient graissées, il n'y a pas de lubrifiant entre les deux couches d'aluminium ou sur la surface extérieure du

conducteur. Cette dernière caractéristique est importante car l'interface étudiée concerne les contacts entre brins de ces deux couches extérieures. Ces contacts ne seront ainsi jamais graissés dans le présent travail.

Enfin, chaque couche est caractérisée par un angle d'enroulement de +/- 15° par rapport à l'axe du conducteur. Comme cet angle est systématiquement distinct entre deux couches adjacentes (figure 2-1a), et les contacts entre couches sont tous des contacts radiaux comme décrits dans le chapitre 1, avec un angle relatif de 30°.

A titre indicatif, le tableau 2-1 présente des données et propriétés mécaniques typiques correspondant à ce type de conducteur :

Tableau 2-1 : Données de constructeur pour un CROCUS 412 (données du fabricant NEXANS)

| Module d'élasticité macroscopique | Charge à rupture minimale | Masse linéique | Section Aluminium | Section acier |
|--|--------------------------------------|---------------------------|------------------------------|--------------------------|
| 72 GPa | 173 kN | 1,615 kg/m | 325,72 mm ² | 85,95 mm ² |

2.2.2. Processus de fabrication

Les étapes de fabrication des composantes d'un conducteur ont nécessairement une influence non négligeable sur le comportement final des brins. Avant de s'intéresser aux caractéristiques précises de l'aluminium ainsi manufacturé, il convient de rappeler succinctement ces étapes du processus aboutissant au conducteur final. Les détails des procédés peuvent varier en fonction des nuances de conducteur ou câble et des fabricants, mais ce type d'assemblage implique systématiquement les étapes suivantes :

- Le laminage : à l'issue du procédé de coulée de l'aluminium, l'ébauche solidifiée est directement envoyée dans un laminoir pour donner à la matière une forme de barreau ou profilé pouvant être bobiné. La géométrie de la nouvelle section obtenue doit être compatible avec l'étape suivante de la mise en forme.

- Le tréfilage : suite au laminage, les ébauches de brins obtenues ont un diamètre supérieur au diamètre souhaité. Ces brins sont alors entraînés au travers de filières successives (figure 2-2a) pour réduire progressivement le diamètre jusqu'à la dimension finale. Dans le cas de brins à section circulaire comme pour le CROCUS 412, les filières ont des surfaces de travail coniques, et l'ensemble des passages au travers de ces filières constitue l'étape du tréfilage. Les brins ainsi tréfilés sont enroulés en bout de chaîne sous forme de nouvelles bobines.
- Le toronnage : l'étape finale de fabrication constitue couche par couche le conducteur, en donnant au brin leur forme hélicoïdale lors de l'enroulement. Lors de la création de la n -ième couche constituée de k brins, la machine de toronnage (figure 2-2b) prend en entrée d'une part le conducteur en cours formé de $(n-1)$ brins et d'autre part k bobines distinctes de brins issus du tréfilage. C'est cette étape qui détermine la majorité des paramètres géométriques du câble final.

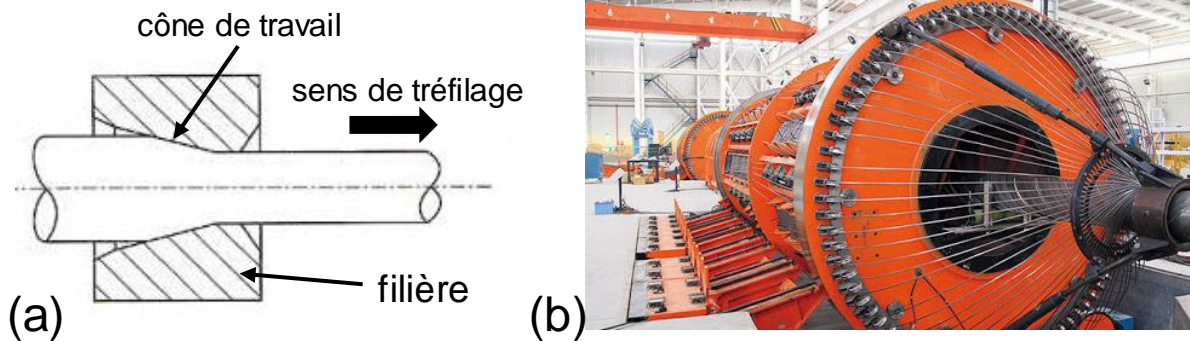


Figure 2-2(a) : Schéma de principe d'une filière de tréfilage [94] ; (b) exemple de machine de toronnage industrielle utilisée pour des câbles en acier [95]

En raison des nombreuses déformations successives, l'ensemble de ces étapes induit nécessairement plastifications, contraintes résiduelles ainsi qu'une certaine anisotropie au sein des constituants. Afin de s'affranchir au maximum des incertitudes associées, toutes les propriétés mécaniques des brins requises pour la démarche numérique et expérimentale ont donc été évaluées au sein du laboratoire.

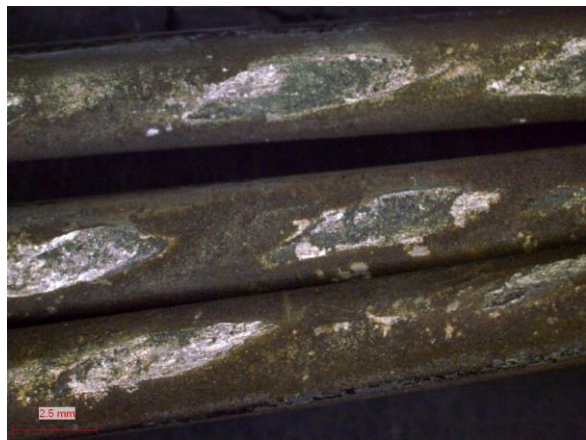
2.2.3. Effets macroscopiques du toronnage

Les échantillons de brins d'aluminium étudiés sont de trois provenances différentes

- Extraits d'un conducteur neuf complet CROCUS 412, n'ayant jamais été mis en service (figure 2-3a)
- Extraits d'un conducteur vieilli provenant directement du réseau français (figure 2-3b)
- Extraits d'une bobine issue de l'étape de tréfilage, n'ayant pas encore subi l'étape de toronnage



(a)



(b)

Figure 2-3(a) : Trace de contact radial observée sur la couche externe d'aluminium pour un conducteur neuf ; (b) traces de contacts radiaux observées sur la couche externe d'un conducteur âgé, dans une zone de serrage

Des expertises préalables sur les brins du conducteur neuf ont permis de mettre en évidence les indents illustrés figure 2-3a présents au niveau des contacts radiaux inter-couches d'aluminium. Les conducteurs n'ayant jamais été en service, ces indents sont directement liés à l'étape de toronnage, induisant ces plastifications locales lors de la mise en contact avec les couches inférieures.

La présence de ces défauts de surface pose problème lorsque les brins associés sont testés en fatigue simple et surtout en fretting fatigue. En effet, il a été observé lors des tests préliminaires en fretting fatigue (tests détaillés section 2.6 dans ce chapitre) que même en présence d'un contact de fretting, les ruptures se produisent systématiquement au niveau d'un indent, en dehors de la zone de contact. Ces derniers agissent ainsi comme défauts critiques plus pénalisants que le fretting sur un test mono-brin. Il est important de noter

que cette observation n'est pas extrapolable au cas d'un conducteur réel. Pour des brins en service, ces indents ne sont jamais libres comme c'est le cas lors des tests en laboratoire. Il y a systématiquement deux corps en contact soumis à une pression de contact, qu'il y ait un déplacement tangentiel relatif ou non. Comme présenté plus en détail dans le chapitre 4, l'effort normal joue un rôle déterminant : il introduit des contraintes hydrostatiques de compression bloquant ainsi un éventuel risque de propagation de fissure. Ainsi, un indent « libre » aura un comportement plus nocif que dans la réalité de l'assemblage d'un conducteur. Cela légitime l'importance d'étudier l'impact du fretting sur le comportement en fatigue de ces brins, affranchis d'indents de toronnage. Deux options sont possibles concernant ces défauts :

- Utiliser des brins ayant subi le tréfilage mais pas le toronnage final ;
- Enlever de la matière en surface pour retirer toutes les plastifications induites par le toronnage.

La première solution fut retenue pour la majorité des essais expérimentaux réalisés pour ce travail (excepté la fatigue simple), les échantillons ayant donc été prélevés de la bobine issue du tréfilage. Même si le toronnage influe nécessairement sur les caractéristiques mécaniques du brin au même titre que le tréfilage, la seconde solution lourde à mettre en œuvre peut aussi lourdement affecter les propriétés du matériau. La première solution représente donc un bon compromis entre conservation des propriétés réelles et faisabilité de l'étude expérimentale. De plus, utiliser des brins issus du tréfilage permet de conserver l'état de surface de l'application industrielle étudiée, ce qui est un point essentiel d'une étude tribologique de fretting.

2.3. Caractérisations de l'aluminium considéré

2.3.1. Procédure de post-traitement d'échantillons

Pour tous les échantillons nécessitant des analyses *post-mortem* visant la détection de fissures, la procédure suivante a été suivie.

- **Loupe binoculaire**

Cette étape fut systématiquement suivie même pour des essais rompus en fretting fatigue. Les photographies furent prises à l'aide d'une loupe binoculaire (modèle Olympus SZ61) offrant un grossissement maximal

x4.5. Ces prises de vue sont utiles pour avoir une vision globale de l'échantillon et prendre des mesures avant les étapes de polissage.

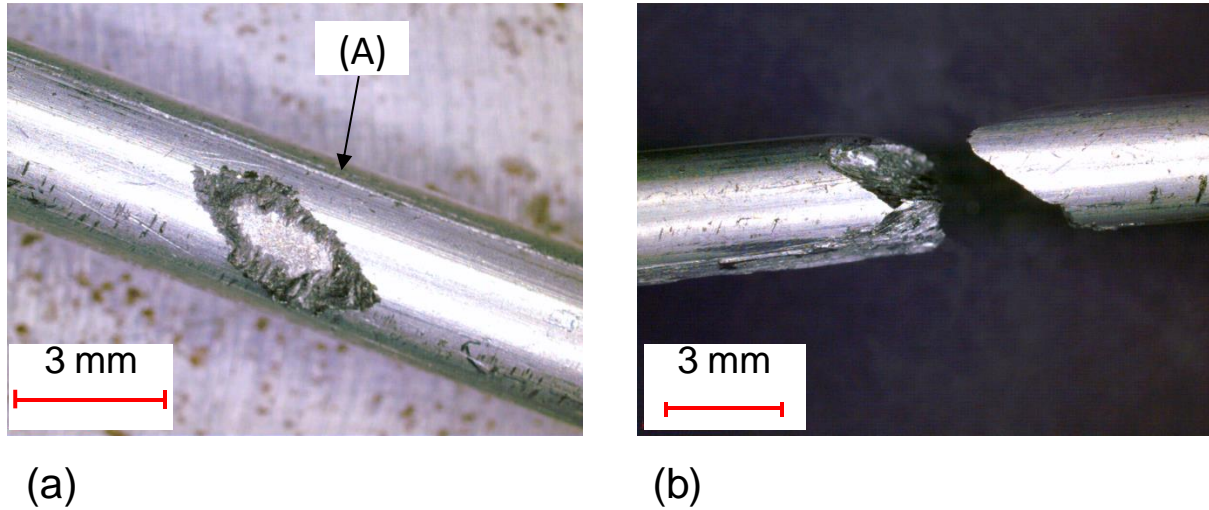


Figure 2-4 (a) : Vue optique d'un contact après un essai en fretting simple ; (b) vue optique de la zone de rupture pour un essai en fretting fatigue ; (A) : Réalisation d'un méplat par polissage pour le positionnement perpendiculaire de la trace de fretting lors de l'observation en coupe

- **Enrobage**

Tous les échantillons ont été enrobés dans de la résine Epoxy (figure 2-5) à l'aide d'une enrobeuse BUELHER Simplimet 2000. Pour positionner l'échantillon et l'arrêter en rotation, un méplat est préalablement formé par polissage sur le côté du brin (figure 2-4a), de façon à observer les traces de fretting de profil. Les brins ainsi polis sont vus en coupe longitudinale suivant l'axe médian de la trace de fretting.



Figure 2-5 : Echantillon enrobé et poli

- **Polissage**

Les échantillons enrobés sont conçus pour être compatible avec une polisseuse automatique, pour ce travail la polisseuse automatique (marque BUEHLER avec plateau BETA Grinder et tête VECTOR Power Head). La gamme de polissage utilisée est décrite dans le tableau 2-1. Les étapes de polissage d'ébauche utilisent des papiers recouverts de carbures de silicium (papier SiC) servant principalement à retirer de la matière jusqu'à ce que le plan de polissage coupe la trace de fretting observée à la position souhaitée. Ensuite, la finition et super-finition furent obtenues à l'aide de feutres tissés associés à du gel diamanté (3 μm) et une suspension de silice colloïdale (SPM, 0.03 μm).

Tableau 2-2 : Gamme de polissage utilisée pour les observations de fissure

| surface de polissage | temps | effort normal | vitesse de rotation du plateau | Eau | rotation tête |
|---------------------------------------|----------------|---------------|--------------------------------|------|----------------|
| SiC (p600) | variable | 20 N | 300 tr/min | avec | iso-rotatif |
| SiC (p1200) | variable | 20 N | 300 tr/min | avec | iso-rotatif |
| Tissé (gel diamanté 3 μm) | 5 – 30 minutes | 15 N | 200 tr/min | sans | iso-rotatif |
| Tissé (SPM 0.03 μm) | 2 minutes | 10 N | 150 tr/min | sans | contre rotatif |

L'étape la plus importante est le passage au feutre tissé associé au gel diamanté 3 μm . Le matériau poli étant très tendre, l'état final du polissage peut rapidement être affecté par des pollutions extérieures ou des particules de SiC piégées dans la matière.

Dans certains cas, lorsqu'une qualité supérieure de polissage est requise pour certaines observations telles que des observations au Microscope Electronique à Balayage, une polisseuse vibratoire (marque PRESI) a été utilisée. Cette étape remplace alors l'étape de superfinition précédente (dernière étape du tableau 2-2) et dure 12h.

- **Mesures au microscope optique**

Une fois l'étape de polissage de superfinition achevée, les surfaces polies furent observées à l'aide d'un microscope optique (modèle ZEISS AxioScope 1.1) offrant un grossissement allant de x50 à x1000. Ces observations sont utiles pour la mesure systématique des longueurs et profondeurs de fissure ainsi que la caractérisation de leur angle de propagation. Pour chaque échantillon expertisé de cette façon, plusieurs plans de coupe et donc d'observation sont réalisés pour garantir de mesurer la plus grande longueur de fissure.

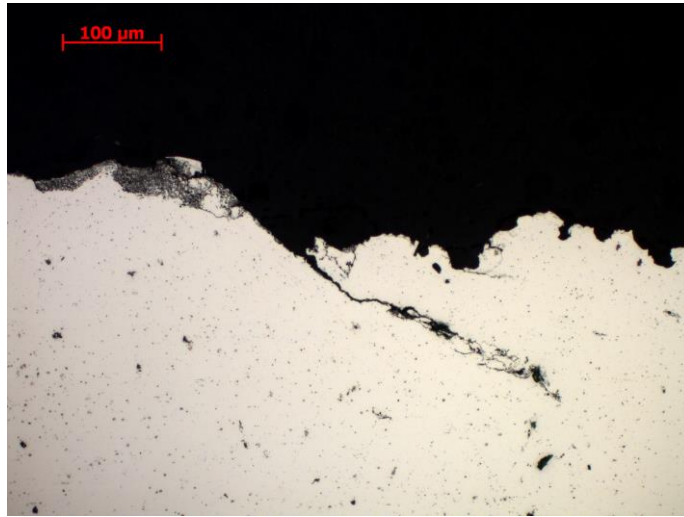


Figure 2-6 : Vue au microscope d'une fissure obtenue en fretting simple ($Q^ = 150\text{ N}$, $P = 150\text{ N}$, $N_c = 1$ million de cycles)*

2.3.2. Caractérisation microstructurale

L'objectif des résultats suivants est de mettre en évidence qualitativement la microstructure résultant du processus de tréfilage. La façon la plus simple est de procéder à des attaques chimiques d'une surface polie. L'autre méthode testée concerne l'utilisation d'un Microscope Electronique à Balayage (MEB) sur des surfaces polies à l'aide de la polisseuse vibratoire.

2.3.2.1. Attaques chimiques

Une solution simple et directe pour observer la géométrie d'une microstructure est l'attaque chimique d'une surface polie miroir. Pour un aluminium quasi-pur, l'un des réactifs usuels est le réactif de Keller. Il consiste en un mélange de plusieurs acides : nitrique, chlorhydrique et fluorhydrique. Appliqué sur une surface, le réactif va d'abord attaquer les joints de grain avant le reste du matériau. Le principe est donc de trouver un compromis entre le temps d'exposition et le nettoyage de la surface à l'acétone. Un temps d'exposition trop court ou trop long ne permet pas d'observer la microstructure.

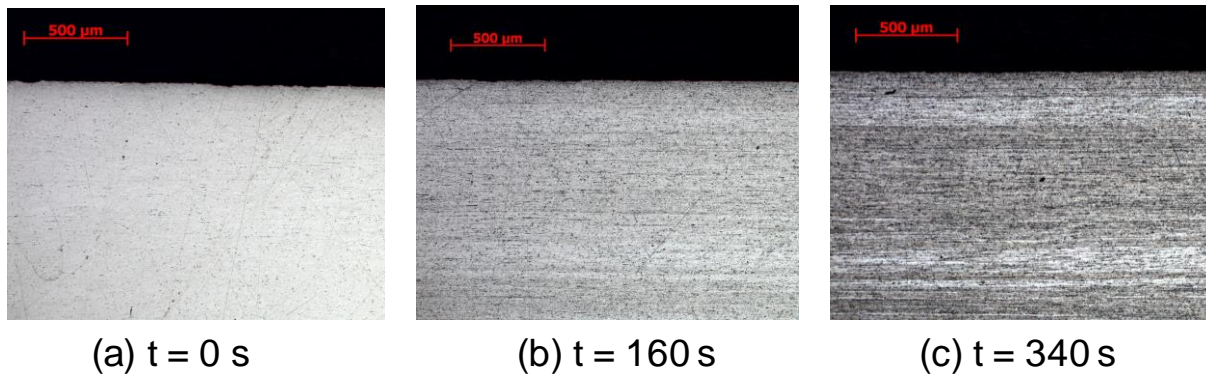


Figure 2-7 (a) : Surface polie d'un brin avant attaque chimique. L'axe du brin est horizontal. (b) : surface après 160 s d'exposition ; (c) : surface après 340 s d'exposition

La figure 2-7 montre l'aspect visuel d'un échantillon poli (directement prélevée sur une bobine de tréfilage) avant attaque chimique (figure 2-7a) puis après 160 et 340 secondes. Une fois ces temps écoulés, les échantillons sont rincés et nettoyés à l'acétone. Ce premier comparatif met en exergue une tendance macroscopique d'orientation de la microstructure dans la direction du brin, c'est-à-dire la direction du tréfilage. La figure 2-8 propose une vue rapprochée du même échantillon après 340 secondes d'attaque chimique. Cette vue confirme la tendance observée figure 2-7, où les joints de grain apparaissent alignés dans le sens du brin. Ces observations pourront être confrontées aux relevés de longueurs et géométries de fissures liées au fretting.

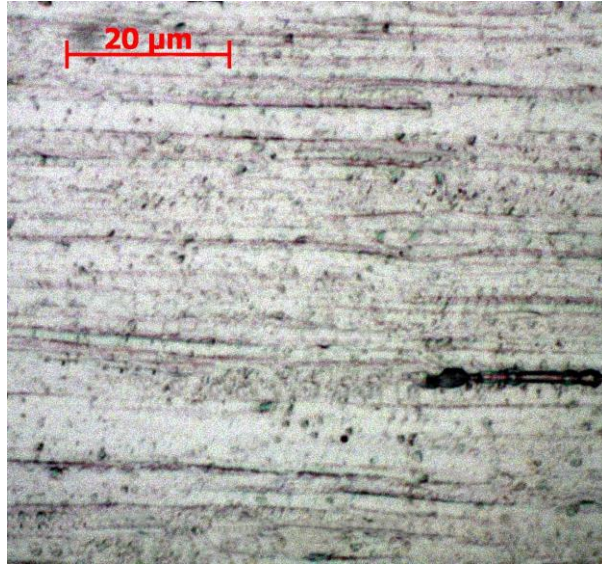


Figure 2-8 : Vue rapprochée (x1000) d'un échantillon après 340 secondes d'attaque au réactif de Keller

2.3.2.2. Observations MEB

Pour avoir des observations plus précises que celles offertes par la microscopie optique, des échantillons furent expertisés à l'aide d'un Microscope Electronique à Balayage (marque TESCAN Mira3 FEG-SEM). L'objectif principal de cette méthode d'analyse était d'obtenir une cartographie de la microstructure des brins *via* la diffraction d'électrons rétrodiffusés (ou *Electron Backscatter Diffraction*, EBSD). Cependant, cette technique nécessite de très faibles niveaux d'érouissage de la surface observée. Les échantillons furent donc polis en conséquence : l'étape de finition fut adaptée en réduisant l'effort normal à 5 N pour réduire au maximum l'érouissage de surface. Pour compenser cette réduction, la durée de l'étape fut augmentée à plus d'une heure, avant de procéder au polissage vibratoire pendant 12h. Ces deux étapes longues sont nécessaires pour s'assurer d'éliminer la matière érouie par les étapes précédentes (papiers SiC) tout en offrant une surface finale parfaitement polie. Malgré ces précautions, l'indexage des électrons rétrodiffusés ne fut pas suffisant pour en déduire une cartographie satisfaisante.

La figure 2-9 résume les résultats obtenus avec les échantillons ainsi post-traités, avec une fissure obtenue en fretting simple sur la figure 2-8a. La vue rapprochée de la surface représentée figure 2-9b laisse également entrevoir la microstructure du matériau, bien que la tendance n'apparaisse pas aussi clairement que sur la figure 2-8. Pour compléter ces visuels, une analyse dispersive en énergie (*Energy Dispersive X-ray spectroscopy*, EDX) a été conduite pour mettre en évidence la présence d'autres éléments chimiques que l'aluminium dans les brins.

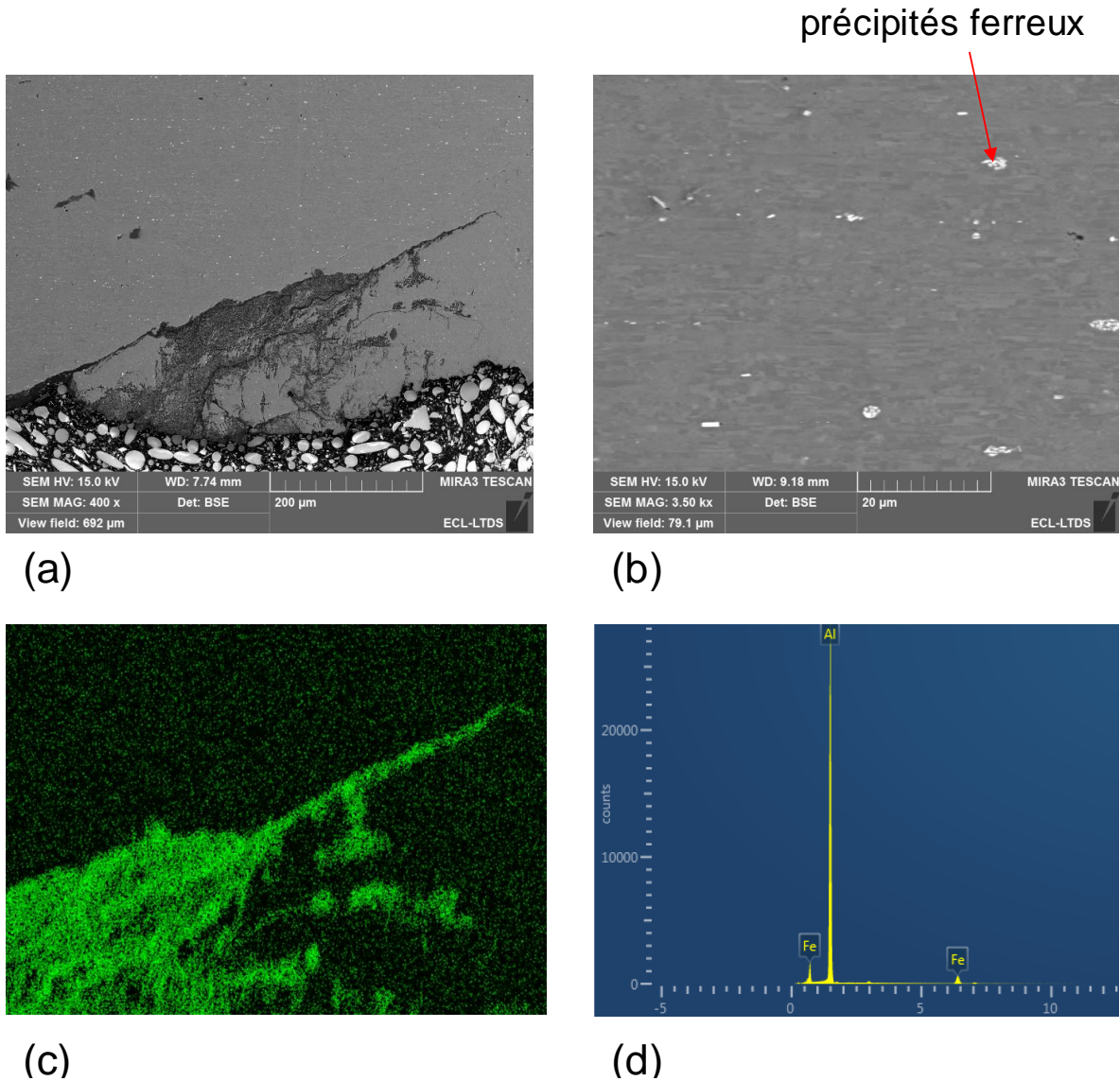


Figure 2-9 (a) : Micrographie MEB d'une fissure générée en fretting simple ; (b) : vue MEB rapprochée de la surface ; (c) : cartographie EDX de la présence d'oxygène dans la zone fissurée ; (d) : spectre EDX des éléments détectés

Les résultats associés sont présentés figure 2-9c et 2-9d. La première montre la pointe de la même fissure que sur la figure 2-9a en affichant en surbrillance la présence de l'oxygène détecté. Cela indique que toutes les zones noircies visibles sur la première image correspondent à des parties oxydées. Cette observation est intéressante car elle suggère que l'oxygène présent dans la fissure a pu également migrer et diffuser dans une certaine mesure jusqu'à la pointe de la fissure.

D'autre part, le spectre représenté figure 2-9d met en évidence la présence de fer dans le matériau, qui se présente sous la forme de taches blanches de précipités sur l'observation MEB (figure 2-9b).

2.3.3. Identification du comportement élastique et plastique

2.3.3.1. Essais de traction simple avec extensomètre

Des essais de traction simple ont été réalisés à l'aide d'une machine de traction bi-colonne (marque INSTRON 5960). Plusieurs méthodes ont été utilisées afin d'identifier les propriétés mécaniques suivantes :

- Module de Young E
- La limite élastique à 0.2% notée $\sigma_{y,0.2\%}$
- La limite élastique à 0.02% notée $\sigma_{y,0.02\%}$
- La limite à rupture notée σ_{UTS}
- Le coefficient de Poisson ν

La manière la plus directe pour caractériser les quatre premières données est de se baser sur les données de force F (N) et déplacement ΔL (mm) mesurées par la machine de traction. Les valeurs de contraintes nominales σ (MPa) et déformations ε sont alors déduites selon les relations simples suivantes :

$$\sigma = \frac{F}{S_0} \quad (2.1)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.2)$$

Avec S_0 et L_0 respectivement la section nominale du brin et la longueur utile de l'éprouvette testée.

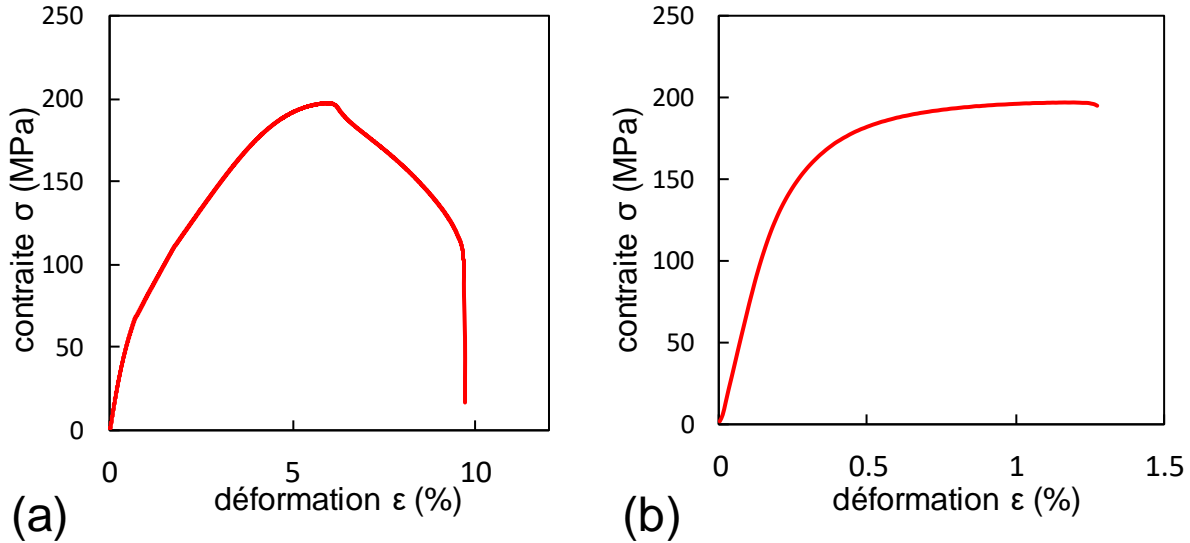


Figure 2-10 (a) : Courbe de traction monotone d'un brin avec une déformation mesurée via un capteur de déplacement extérieur ; (b) courbe de traction monotone avec une déformation mesurée par extensomètre placé sur l'échantillon

Le tracé de la courbe dans la plan contrainte – déformation obtenue *via* les relations précédentes est représenté figure 2-10a. Il met en évidence le phénomène de striction apparaissant systématiquement lors des essais de traction réalisés sur les brins d'aluminium. Ce phénomène caractéristique pour certains matériaux ductiles induit une forte diminution locale de la section d'éprouvette là où la striction s'initie. Ainsi, il n'est plus possible de déduire la contrainte de la relation (2.1), et la déformation calculée à partir de la longueur totale d'éprouvette est également faussée.

Pour s'affranchir de ce phénomène, un extensomètre à pont de jauge a été placé sur les éprouvettes testées pour mesurer plus localement la déformation. La nouvelle courbe de traction est ainsi tracée sur la figure 2-10b, et représente plus fidèlement le comportement monotone du matériau jusqu'à une déformation totale supérieure à 1%. Ce tracé met ainsi en évidence l'apparition d'un plateau à partir de 0.5-0.6% suggérant un comportement plastique quasi-parfait. Il est toutefois important de noter que si la striction se produit entre les deux pattes de l'extensomètre, la courbe de traction associée sera très proche du cas sans extensomètre (figure 2-9a).

2.3.3.2. Essai de traction simple avec corrélation d'image

Afin de renforcer la caractérisation monotone des brins d'aluminium étudiés, la même machine de traction simple (section précédente) a été utilisée en association avec la méthode de corrélation d'image aussi

appelée DIC (*Digital Image Correlation*). Cette technique permet de mesurer, à l'aide de caméras, le champ de déplacement et donc d'évaluer le champ de déformation à la surface d'une éprouvette testée, plutôt que de mesurer une donnée scalaire comme c'est le cas avec un extensomètre. Elle permet aussi de déduire le coefficient de Poisson ν sur la zone observée. Un mouchetis a été créé sur la surface du brin testé à l'aide d'un aérographe afin de générer un motif aléatoire. C'est sur ce motif que s'appuie la méthode de corrélation d'image, et la déformation de ce motif permet de déduire les champs de déplacement et déformation. La figure 2-11a représente une cartographie en couleur de ce champ de déformation, et met en évidence son hétérogénéité à l'échelle de l'échantillon. De plus, même si le phénomène n'était pas visible à l'œil nu, la striction s'est initiée comme en témoigne la zone rouge dans la partie supérieure de l'échantillon (figure 2-11a).

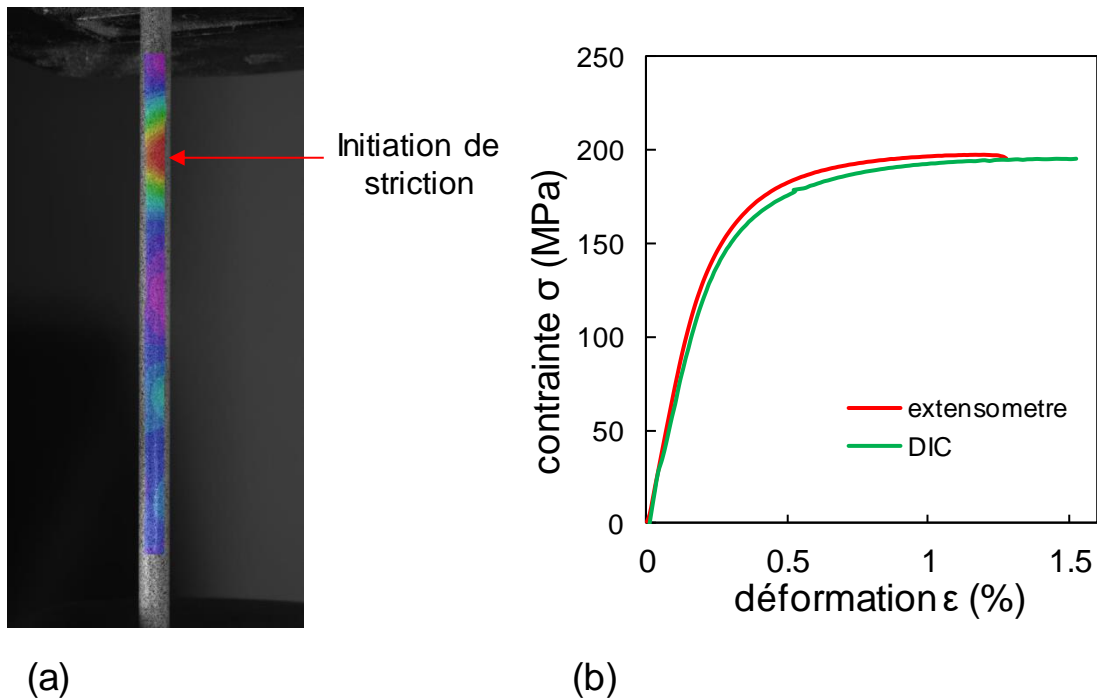


Figure 2-11 (a) : Visualisation du champ de déformation sur une éprouvette en traction ; (b) : comparaison des courbes de traction monotone obtenue avec extensomètre et moyennée sur l'échantillon visualisé par DIC

La courbe de traction moyennée a été tracée sur la figure 2-11b, et confirme bien la tendance observée en section précédente, obtenue avec extensomètre.

A partir de ces résultats, le tableau suivant résume les données mécaniques correspondant à un brin d'aluminium.

Tableau 2-3 : Caractéristiques mécaniques déduites des essais de traction monotone réalisés

| E | $\sigma_{y,0.02\%}$ | $\sigma_{y,0.2\%}$ | σ_{UTS} | ν |
|----------|---------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|-------------------------|
| 65 GPa | 110 MPa | 160 MPa | 195 MPa | 0,34 |

2.3.3.3. Caractérisation du comportement plastique

En plus des essais monotones décrits précédemment, des essais cycliques en traction/compression ont également été conduits au Centre des Matériaux (CdM, Mines PARITECH). Pour limiter au maximum les phénomènes de flambage et striction, la longueur utile des éprouvettes testées a été réduite à 10 mm, les rendant incompatibles avec les méthodes précédentes de corrélation d'image ou extensométrie. Cependant, comme l'objectif de ces nouveaux essais n'était pas d'aller jusqu'à rupture, le risque de striction était moins important que pour les sections précédentes. Un banc équipé d'un vérin hydraulique a été utilisé pour ces essais.

La déformation de l'éprouvette a été déduite des données mesurées à l'aide du capteur de déplacement LVDT (de l'anglais *Linear Variable Differential Transformer*) du vérin hydraulique. Toutefois, le déplacement ainsi mesuré ΔL_{LVDT} englobe les déplacements de l'éprouvette ΔL et de la tige de vérin elle-même noté ΔL_{tige} (relation (2.3)). La valeur de ΔL a ainsi été calculée en appliquant la loi de Hooke en dimension 1, ainsi qu'en association avec les relations (2.1) et (2.2) :

$$\Delta L_{LVDT} = \Delta L + \Delta L_{tige} \quad (2.3)$$

$$\Delta L_{tige} = \frac{\sigma_{tige} L_{tige}}{E_{tige}} \quad (2.4)$$

$$\Delta L = \Delta L_{LVDT} - \frac{FL_{tige}}{S_{tige}E_{tige}} \quad (2.5)$$

Où L_{tige} , S_{tige} et E_{tige} représentent respectivement la longueur, la section et le module de Young de la tige de vérin.

Les cycles de traction/compression sont représentés figure 2-11 dans le plan $\sigma - \varepsilon$. Ce type de tracé est utile pour déduire une loi de comportement élastoplastique prenant en compte l'écrouissage du matériau. Par ailleurs, il peut être noté que l'ouverture des cycles d'hystérésis même pour les grandes amplitudes correspond à l'effet Bauschinger. Cet effet est caractéristique des comportements plastiques à écrouissage cinématique. Comme décrit dans le chapitre 4 section 4.3.4.1, une loi de Chaboche avec écrouissage cinématique et isotrope non linéaires peut être identifiée à partir de ces résultats.

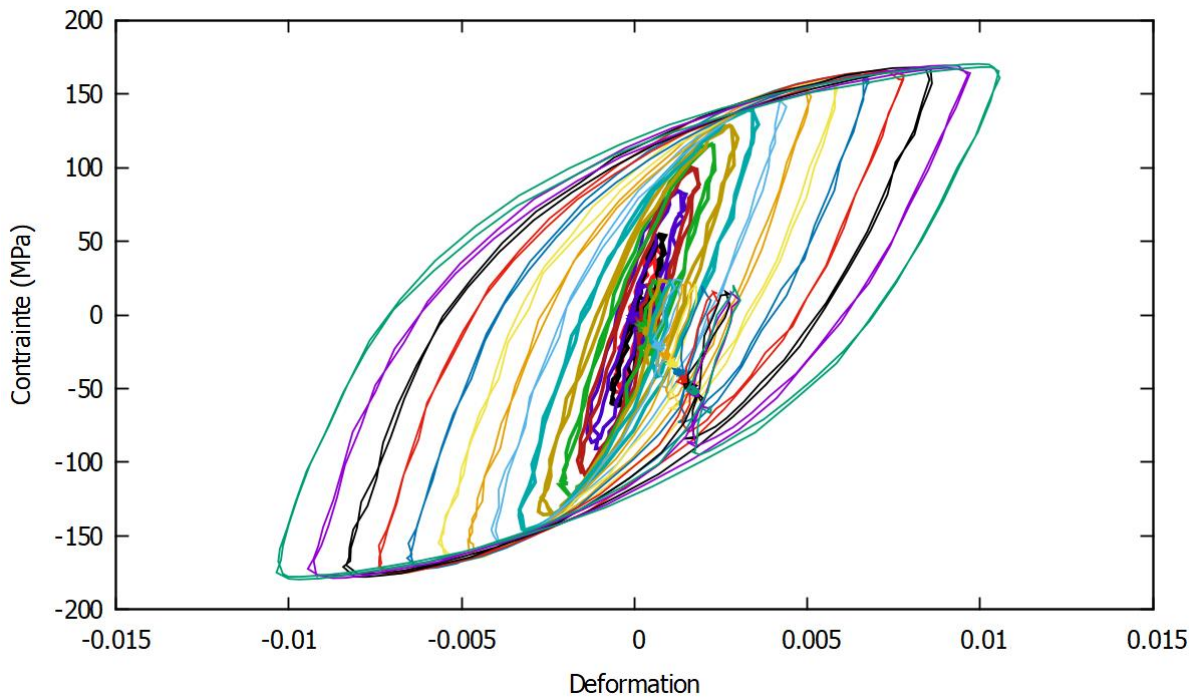


Figure 2-12 : Cycles de traction – compression dans le plan de contrainte – déformation utilisé pour la caractérisation du comportement plastique d'un brin

2.4. Essais de fatigue simple

2.4.1. Préparation des éprouvettes

Dans la continuité de la caractérisation mécanique réalisée sur les brins d'aluminium, différentes limites de fatigue ont été identifiées : les limites de fatigue $\sigma_{d,R}$ en sollicitation uniaxiale pour différents rapports de charge $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$, ainsi que la limite de fatigue en torsion alternée τ_d . Pour respecter l'hypothèse de durées de vie longue des conducteurs, l'étude s'est concentrée sur la fatigue à grande nombre de cycles, avec une limite maximale fixée à 10 millions de cycle. Cette durée de vie correspond au meilleur compromis entre durée de vie longue et durée d'essai inférieure à une semaine complète. Ainsi, à 20 Hz, un essai non rompu à 10 millions de cycle correspond à une durée expérimentale inférieure à six jours.

Ces essais de fatigue ont requis une attention particulière concernant la géométrie des éprouvettes testées. En force imposée, divers phénomènes peuvent se produire et éventuellement perturber les résultats :

- L'effet de Rochet (*ratcheting*) : Cet effet correspond à une accumulation de déformation résiduelle à chaque cycle de chargement, pouvant par exemple mener à l'apparition de la striction décrite en section précédente.
- Accommodation - adaptation : Pour les niveaux de chargement induisant de la plasticité, après plusieurs cycles transitoires, la déformation et le cycle de chargement se stabilise. Lorsque le cycle stabilisé est purement élastique, on parle plutôt d'adaptation. Il est notamment lié à un écrouissage isotrope pour les chargements purement alternés, car il traduit une augmentation globale de la surface de charge. Lorsqu'on observe l'effet Bauschinger, on parle alors d'accommodation. Comme pour l'effet de Rochet, ces cas correspondent à des niveaux de chargement plastiques et relèvent généralement du domaine de la fatigue oligocyclique.
- Le flambage : pour les rapports de charge négatifs, la phase de compression induite dans un cycle peut provoquer le flambage d'une éprouvette, et ce risque est d'autant plus conséquent que l'éprouvette a une grande longueur utile.
- La rupture au mors : un brin redressé testé en fatigue a une géométrie simple de cylindre à section circulaire constante. La section utile d'une telle éprouvette est donc la même dans sa zone utile que

dans la zone de serrage. Dans ce contexte, les ruptures en fatigue simple sont quasi-systématiquement induites au niveau d'un mors, là où la matière observe un gradient de contrainte par rapport à sa zone utile où les contraintes sont uniformes.

Les effets de Rochet, accommodation et adaptation peuvent être limités en choisissant des rapports de charge faibles voire négatifs. Comme illustré sur un diagramme de Haigh, des rapports de charge plus faibles induisent des contraintes maximales plus faibles. Ainsi, les effets plastiques sont mitigés. De plus, en raison de l'hypothèse de durée de vie longues, les effets plastiques doivent également être les plus réduits possibles. Cela signifie que la plupart des valeurs de contrainte testées doivent rester en dessous de la limite identifiée en section précédente $\sigma_{y,0.2\%} = 160$ MPa.

Cependant, cette condition sur les chargements ne suffit pas à s'affranchir du flambage et des effets de bords avec rupture au niveau des mors. Pour ces problématiques, la solution proposée a été de créer une zone utile avec une section plus faible pour se rapprocher des géométries classiques d'éprouvette de fatigue.

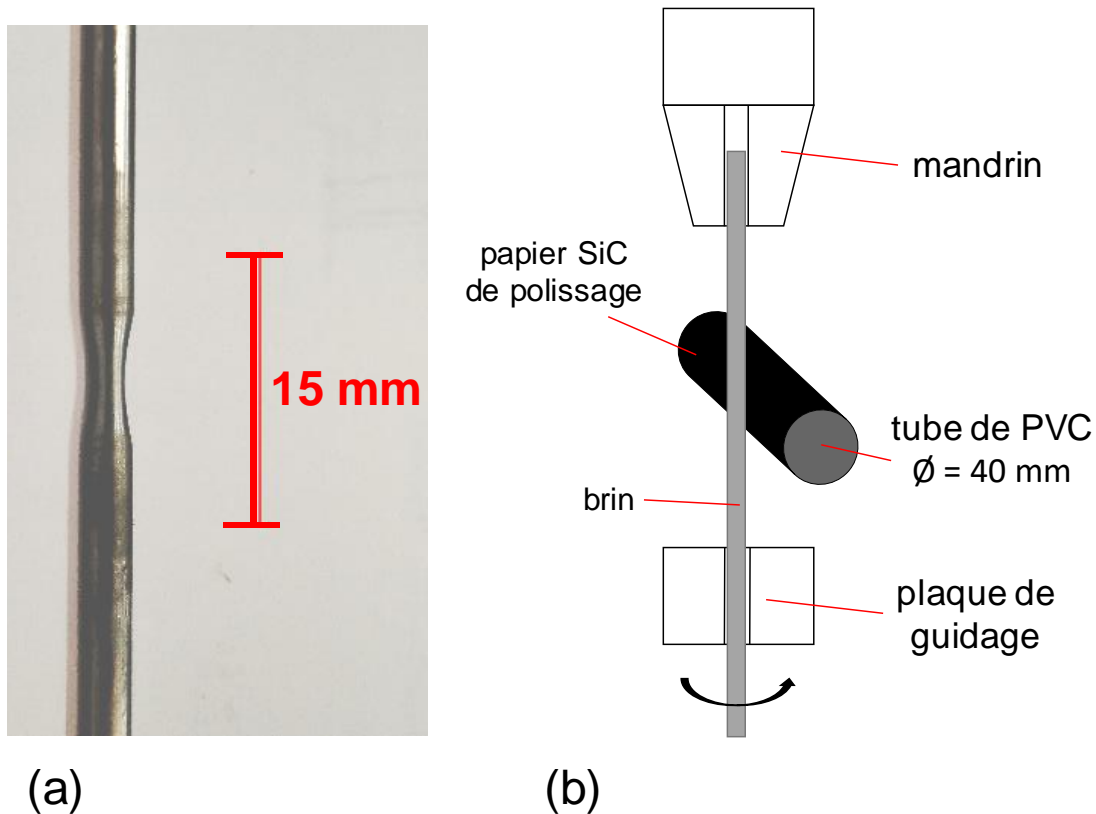


Figure 2-13 (a) : Eprouvette de fatigue simple après création de la zone utile avec papiers SiC de polissage ; (b) : schéma du montage utilisé pour l'usinage de la zone utile par polissage

La procédure d'usinage de ces éprouvettes de fatigue requiert l'utilisation d'une perceuse colonne : les brins redressés manuellement sont placés dans le mandrin de la perceuse (à la place d'un foret classique) pour l'entraîner en rotation à la manière d'un tour d'usinage. Pour éviter la flexion des échantillons, l'autre extrémité du brin était retenue dans un guide troué en résine Epoxy. L'usinage lui-même a été réalisé manuellement à l'aide de papiers de polissage (SiC) collés sur des tubes de PVC ($\varnothing = 40$ mm). L'enlèvement de matière se fait alors par polissage du brin entraîné en rotation sur lequel vient s'appuyer perpendiculairement le tube de PVC, et en réduisant progressivement la rugosité des papiers utilisés. Les papiers sont utilisés dans l'ordre suivant : p120, p240, p600 et p1200.

Un des objectifs de cette méthode est d'avoir un état de surface proche de l'état de surface initial des brins après tréfilage. Un état trop rugueux sur la nouvelle surface créée induirait des sites d'initiation de fissure supplémentaires et fausserait les résultats en fatigue. Des mesures profilométriques de rugosité ont été réalisées sur la surface d'un brin avant et après usinage, et les valeurs correspondantes de R_a sont les suivantes :

- R_a de la surface nominale : 1.6 – 2 μm
- R_a de la surface usinée : 1.2 – 1.4 μm

Ainsi, l'état de surface de la nouvelle surface a une rugosité légèrement plus faible que la surface initiale. Un papier SiC de rugosité plus faible accentuerait la différence de rugosité entre les deux états, ce qui justifie le choix de s'arrêter au papier p1200. La dernière précaution à prendre concerne la mesure systématique de la nouvelle section minimale d'éprouvette. La connaissance de cette nouvelle section permet de déduire la contrainte maximale vue par le matériau en cours d'essai.

Cette géométrie d'éprouvette garantit d'une part la rupture dans la longueur utile et jamais aux mors, même en utilisant des mâchoires plates et crantées pour le serrage (induisant des contacts non conformes linéaires avec la surface du brin). D'autre part, la forme de la zone utile permet également l'absence de flambage même pour un chargement purement alterné ($R = -1$) induisant de la compression.

2.4.2. Résultats de fatigue uniaxiale

Tous les essais de fatigue simple ont été réalisés sur un banc d'essai hydraulique (marque MTS, modèle BIONIX) muni d'un vérin permettant des sollicitations axiales et de torsion.

Bien que les géométries d'éprouvettes présentées dans la section précédente soient tout à fait adaptées aux essais uniaxiaux, elles ne permettent toutefois pas de réaliser des essais en torsion alternée. La première raison est que les gammes de couples à appliquer sont trop faibles par rapport à la résolution du capteur utilisé, et l'asservissement en couple n'est pas possible. La seconde raison concerne l'hypothèse des petites déformations qui n'est pas respectée avec cette géométrie. Pour autant, il est possible d'estimer la valeur de la limite de fatigue en torsion alternée τ_d à partir de valeurs de limites de fatigue uniaxiales obtenues pour différents rapports de charge. La démarche est décrite en section 4.3.1.1 du chapitre 4, aussi cette section vise uniquement à présenter la démarche et les résultats expérimentaux directement obtenus.

Plusieurs rapports de charge ont été testés afin de trouver les limites de fatigue à 10 millions de cycle associées. Les résultats sont résumés dans le tableau 2-4, et la figure 2-14 représente deux courbes de fatigue correspondant aux rapports $R = 0.2$ et $R = -1$.

Tableau 2-4 : Limites de fatigue uniaxiale pour 10^7 cycles, avec les rapports de charge R associés

| Rapport de charge | Limite de fatigue |
|-------------------|----------------------------------|
| R | $\sigma_{d,R}$ |
| -1 | 65 MPa |
| 0,1 | 115 MPa |
| 0,2 | 120 MPa |

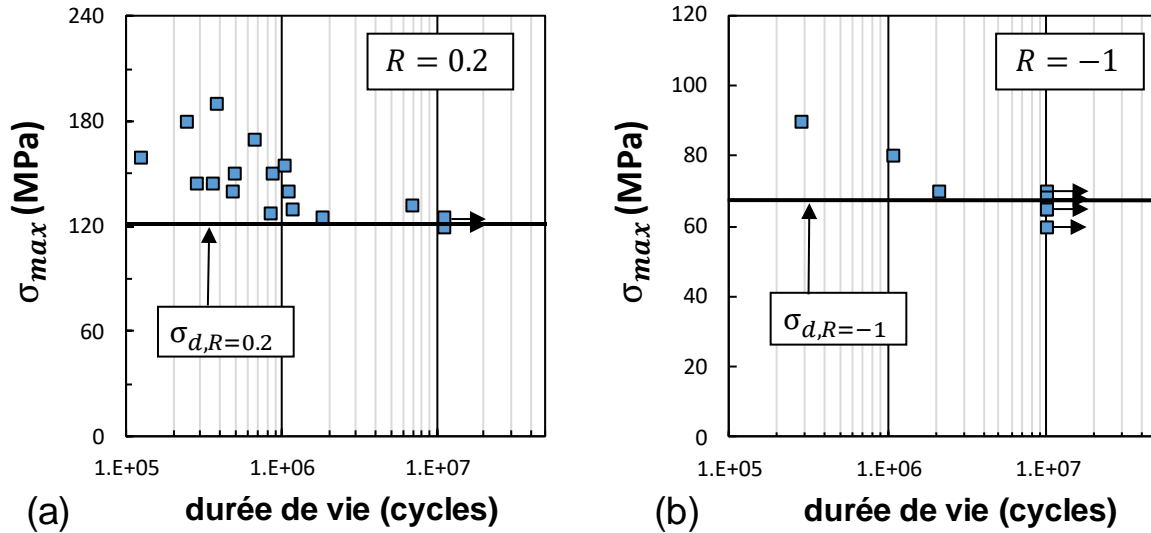


Figure 2-14 : Données de fatigue en fonction de la durée de vie sur échelle logarithmique pour (a) : $R = 0,2$; (b) : $R = -1$

Il peut être noté que seuls quelques essais à $R = 0.2$ ont atteint des niveaux de contraintes supérieurs à $\sigma_{y,0.2\%} = 160$ MPa. Des essais à $R = 0.5$ ont enfin été réalisés, induisant des contraintes maximales supérieures à cette limite. Il a ainsi été observé que les brins n'arrivaient pas à rupture pour $170 \text{ MPa} < \sigma_{max} < 180 \text{ MPa}$ à ce rapport de charge, soit bien au-dessus de la limite d'élasticité du matériau. Cela confirme l'occurrence de phénomènes mentionnés dans le paragraphe précédent tels que l'accommodation/adaptation. Pour cette raison, ces résultats n'ont pas été retenus pour la caractérisation en fatigue des brins.

2.5. Fretting simple

2.5.1. Description du banc de fretting simple

Les objectifs des essais en fretting simple réalisés sont les suivants :

- Étudier la réponse tribologique d'un contact sec entre deux brins d'aluminium
- Déterminer le seuil d'amorçage expérimental de fissure pour un effort normal donné
- Évaluer l'influence de paramètres spécifiques (angle relatif de contact, effet de l'effort normal, conséquences de traitements thermiques...) sur une configuration simple

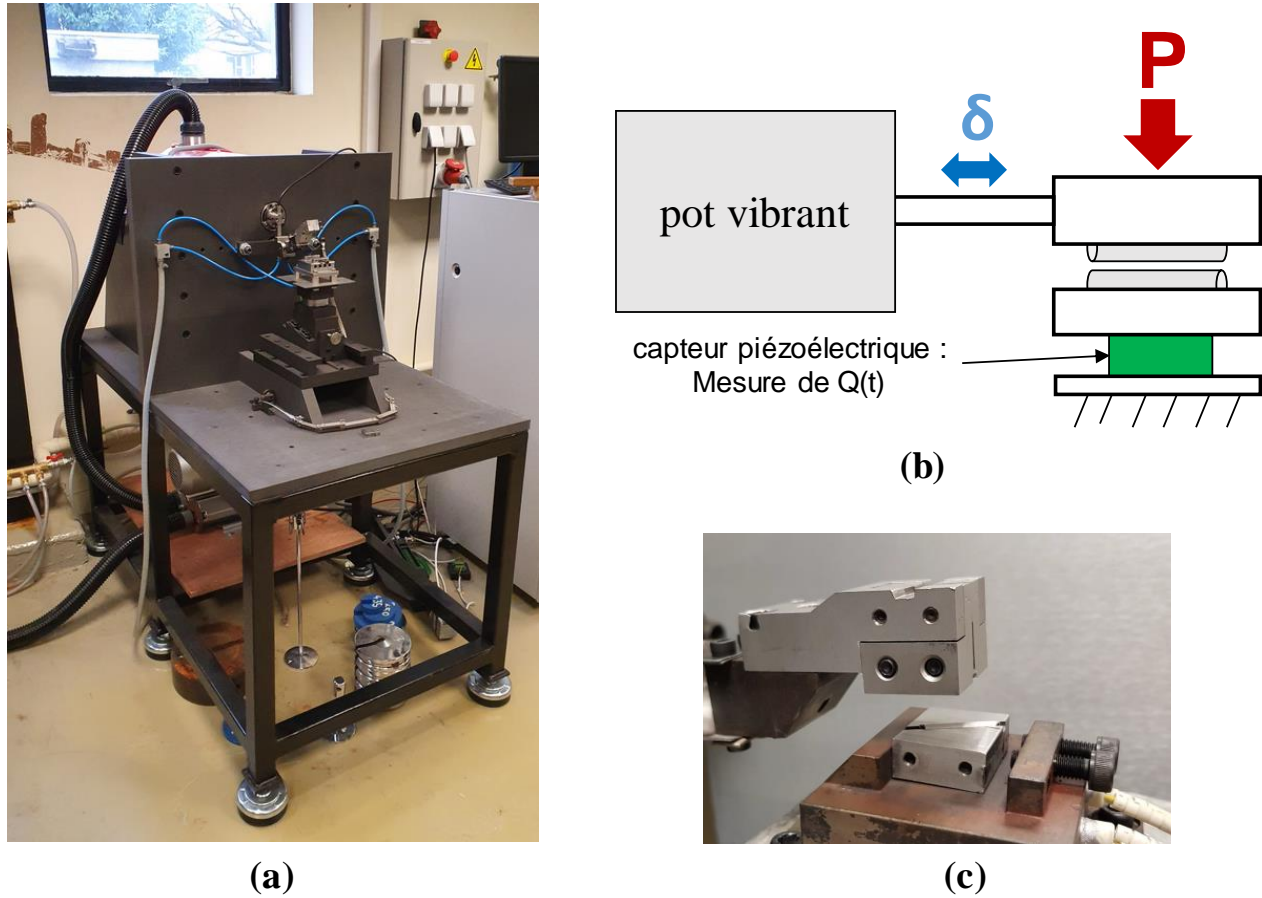


Figure 2-15 (a) : Banc d'essai de fretting simple utilisé ; (b) schéma de principe du banc ; (c) : vue rapprochée de la zone de contact avant application de l'effort normal (contact ouvert)

Le banc employé (figure 2-15a) utilise comme actionneur un pot vibrant électromagnétique, et le schéma de principe global est présenté sur la figure 2-15b. L'effort normal P est appliqué *via* des masses mortes ou un système de tige filetée motorisée, et le débattement de fretting $\delta(t)$ est appliqué à la partie mobile par le pot vibrant. C'est ce déplacement qui induit alors l'effort tangentiel $Q(t)$ au niveau du contact.

Un capteur LASER est utilisé pour la mesure du déplacement, alors que l'effort $Q(t)$ est mesuré par un capteur piézoélectrique triaxial placé sous le contact. Pour tous les essais présentés par la suite, l'effort normal est systématiquement maintenu constant au cours d'un même essai, et est mesuré par un capteur à pont de jauge situé sous le bâti. D'autre part, même si ce type d'actionneur permet d'atteindre des fréquences plus élevées que les actionneurs hydrauliques, la fréquence des essais est fixée à 20 Hz pour être cohérent avec les essais réalisés avec des actionneurs hydrauliques comme décrit dans les sections suivantes.

2.5.2. Essais à débattement variable

Un des paramètres critiques quant à la caractérisation du comportement du contact aluminium-aluminium étudié est le coefficient de frottement à la transition noté μ_t . Pour évaluer ce paramètre, des essais à débattement variable tels que décrits par Voisin et al [96] ont été réalisés. Ce type d'essai consiste à augmenter progressivement l'amplitude du déplacement imposé, noté δ^* , et visualiser l'évolution de l'amplitude de l'effort tangentiel noté Q^* . Au cours d'un même essai, l'effort normal quant à lui est maintenu constant. La figure 2-16 représente l'évolution du rapport Q^*/P en fonction du débattement appliqué.

Le débattement est imposé par paliers successifs, constitués de 2000 cycles pour garantir de ne plus être en phase d'accommodation et que le contact est stabilisé. Comme représenté sur la figure 2-15, tant que le contact est en régime de glissement partiel, Q^* et par extension le ratio Q^*/P augmentent linéairement avec le déplacement. Cette linéarité persiste jusqu'au franchissement d'un seuil noté Q_t au-delà duquel l'effort tangentiel n'augmente plus voire diminue avec l'augmentation de δ^* . Ce seuil correspond à la transition entre glissement partiel (G.P.) et glissement total (G.T.), et la valeur du coefficient de frottement à la transition est directement donné par $\mu_t = Q_t/P$. Il est également à noter qu'une fois ce seuil passé, la valeur du rapport Q^*/P en glissement total se stabilise à une valeur inférieure à μ_t . Cette valeur est notée μ_{GT} et correspond au coefficient de frottement stabilisé en régime de glissement total.

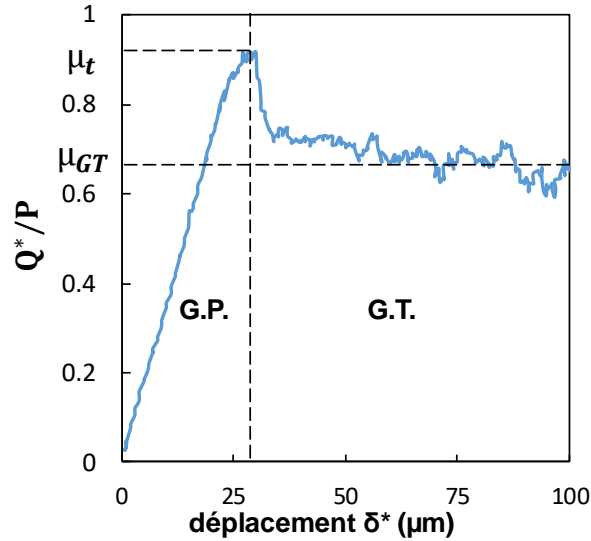


Figure 2-16 : Evolution du rapport Q^*/P en fonction du déplacement pour un essai à débattement variable

Pour étudier l'amorçage de fissure en fretting simple, l'ensemble des essais en fretting simple ont ainsi été réalisés en veillant à ce que le rapport Q^*/P soit inférieur au seuil μ_t . De cette façon, il est garanti que le contact reste en glissement partiel et ne soit pas impacté par l'usure générée en glissement total.

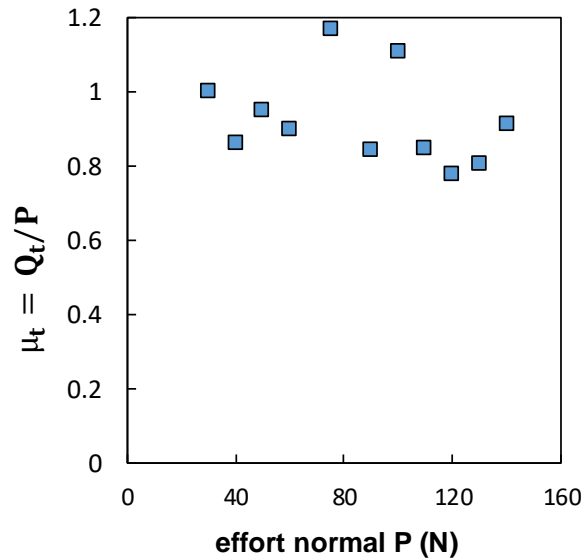


Figure 2-17 : Evolution du coefficient de transition de glissement μ_t en fonction de l'effort normal

Plusieurs efforts normaux ont été testés en fretting simple pour vérifier la stabilité des valeurs de μ_t obtenues. La figure 2-17 illustre ces résultats, avec une valeur finale la plus conservatrice retenue à $\mu_t = 1.1$.

2.6. Fretting fatigue

2.6.1. Description du banc hydraulique et des éprouvettes

Afin de tester le comportement de brins sollicités en fretting fatigue, un banc d'essai dédié a été conçu en s'appuyant sur un banc hydraulique existant. Le principe de l'essai de fretting-fatigue double vérins a été mis en œuvre préalablement dans les travaux de J. Mériaux, R. Ferré et C. Gandiolle [23], [97]–[102]. Cependant, ces essais ont été conçus pour des chargements élevés (> 2000 N). Aussi pour répondre aux besoins de l'étude, une version adaptée aux faibles charges a été conçue et mise en place. Ce banc est illustré sur la figure 2-18a, avec le schéma de principe associé en figure 2-18b.

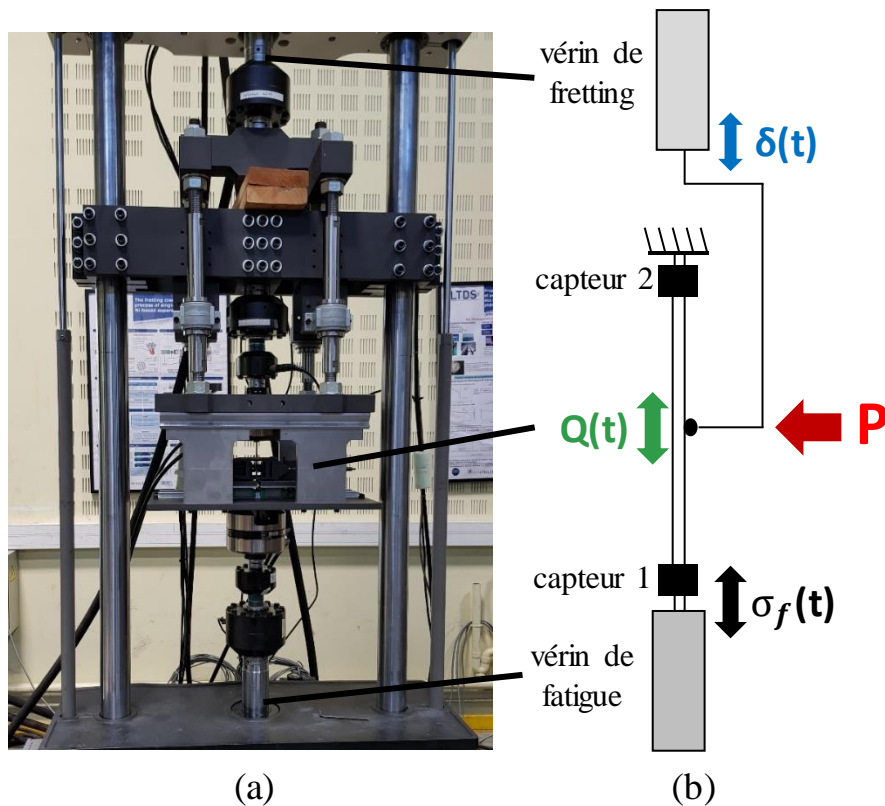


Figure 2-18 : Banc hydraulique double vérin utilisé pour les essais de fretting-fatigue sur mono-contact ; (b) : schéma de principe du banc d'essai

Le banc possède deux actionneurs distincts :

- Le vérin de fatigue (constructeur MTS, 100 kN de force maximale) qui applique le chargement de fatigue noté $\sigma_f(t)$ à un brin redressé. Ce brin est relié à chacune de ses extrémités à une cellule de force uniaxiale (gamme de 10 kN) notés capteur 1 et capteur 2 sur la figure 2-17b. Le capteur 1 est également associé à un accéléromètre pour compenser l'inertie du système de fixation lié à la tige de vérin.
- Le vérin de fretting (même modèle que le vérin de fatigue) qui soutient le berceau de fretting. Ce berceau supporte l'éprouvette de fretting et le contre corps, ainsi que le système d'application de l'effort normal P par l'intermédiaire d'une vis associée à des ressorts. Lorsque ce vérin applique un déplacement $\delta(t)$, un effort tangentiel $Q(t)$ est induit au niveau du contact aluminium/aluminium, de manière analogue au fretting simple. La valeur de l'effort tangentiel généré au niveau du contact de fretting est directement déduite en faisant la différence entre les forces mesurées par le capteur 1 et le capteur 2, et est notée Q_{diff} .

La figure 2-18 présente une vue rapprochée de la zone de contact. Sur le schéma figure 2-18b, l'éprouvette de fretting est représenté contre le brin de fatigue, et l'angle noté β correspond à l'angle relatif entre les deux brins en contact. La valeur de β est fixée à 30° pour l'ensemble des essais de fretting fatigue, mais le banc a été conçu de façon à pouvoir tester l'influence de ce paramètre. Le contre corps est une pièce en PolyTetraFluoroEthylène (PTFE) utilisée pour reprendre la charge normale et ainsi prévenir toute flexion du brin de fatigue tout en induisant le minimum de contribution tangentielle. Cette contribution est quantifiée dans la sous-section suivante.

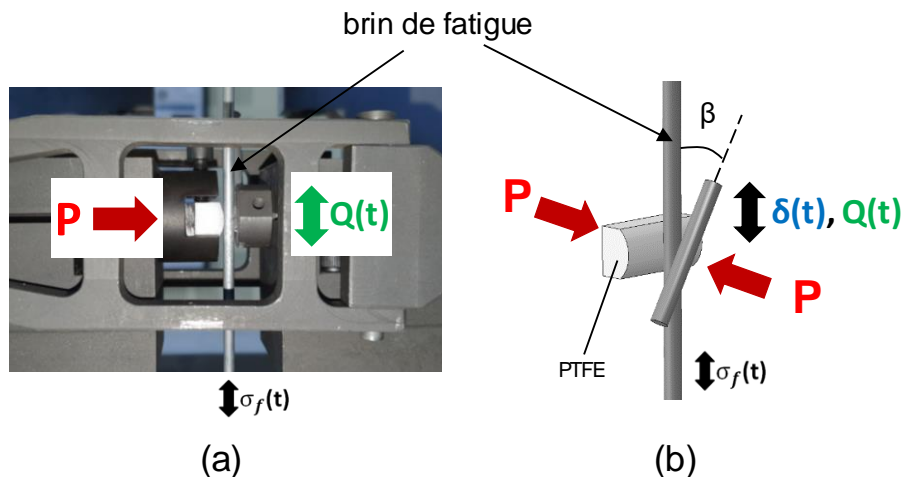


Figure 2-19 (a) : Vue rapprochée de la zone de contact ; (b) représentation schématisée de la zone de contact expérimentale

De plus pour cette application, les chargements de fretting et de fatigue sont en phase ; dans le cas industriel, c'est la vibration du conducteur qui induit le fretting aux contacts, ces deux sollicitations sont donc nécessairement de même fréquence.

Enfin, le dernier point critique concerne la fixation du brin de fatigue au niveau des mors de serrage. La solution retenue pour le fretting diffère de la solution pour la fatigue simple : plutôt que d'enlever de la matière et affecter la configuration du contact de fretting, l'attention a été portée sur les extrémités du brin. Des pièces de serrage en forme de demi-cylindres alésés en acier ont été usinées afin d'immobiliser le brin *via* des contacts conformes en limitant au maximum les surcontraintes de serrage et pénaliser le moins possible le matériau. Ces quatre demi-cylindres sont représentés figure 2-19, et les précautions les concernant sont les suivantes :

- La partie alésée destinée à être en contact avec l'éprouvette de fatigue a été sablée afin d'en augmenter l'adhérence avec le brin.
- Des arrondis ont été réalisés en sortie de la partie alésée pour éviter les arêtes vives en contact direct avec l'échantillon et induire des ruptures intempestives.
- Dans la continuité du point précédent, une fine couche de ruban adhésif est également enroulée autour du brin, uniquement au niveau des arrondis introduits ci-dessus. Cette couche a un rôle de lubrifiant dans l'interface acier/aluminium en bord de la zone de serrage. Sans cette couche, du fretting peut également se produire à ce niveau et générer des endommagements.
- L'effort de serrage est obtenu grâce à un système de mors hydraulique, qui garantit le maintien de cet effort même pour les essais longs. La pression appliquée a été réglée pour avoir le meilleur compromis entre tenue sans glissement du brin entre les demi-cylindres tout en induisant le moins possible de gradients de contraintes entre la partie serrée et la partie libre du brin.



Figure 2-20 : Demi-cylindres alésés utilisés pour la tenue de l'éprouvette de fatigue dans les mors hydrauliques

2.6.2. Caractérisation du contact PTFE/aluminium

Comme précisé dans la sous-section précédente, le brin est pris en étau entre le brin croisé faisant office de contre*corps induisant le fretting et un autre contre corps en PTFE permettant la reprise de la charge induite par l'effort normal. Ce second contre corps est une portion cylindrique de PTFE illustré sur la figure 2-19b. Des essais à débattement variable semblables à ceux décrits en section 2.5.2 ont été réalisés avec un double contact PTFE/aluminium. Dans cette configuration symétrique, l'amplitude d'effort tangentiel total mesuré Q^* est directement la somme des contributions tangentielles induites aux deux contacts PTFE/aluminium :

$$Q_{\text{diff}}^* = 2 \cdot Q_{\text{PTFE/aluminium}}^* = 2 \cdot \mu_{\text{GT,PTFE/aluminium}} \cdot P \quad (2.6)$$

L'objectif de l'utilisation du contact PTFE/aluminium dans la configuration illustrée en figure 2-19b est que ce contact soit systématiquement en glissement total, et de quantifier dans ce cas quel est l'effort tangentiel $Q_{\text{PTFE/aluminium}}^*$ associé. Plutôt que de rechercher le coefficient à la transition $\mu_{\text{t,PTFE/aluminium}}$, ces essais ont donc été réalisés pour déduire le coefficient de frottement stabilisé en glissement total $\mu_{\text{GT,PTFE/aluminium}}$.

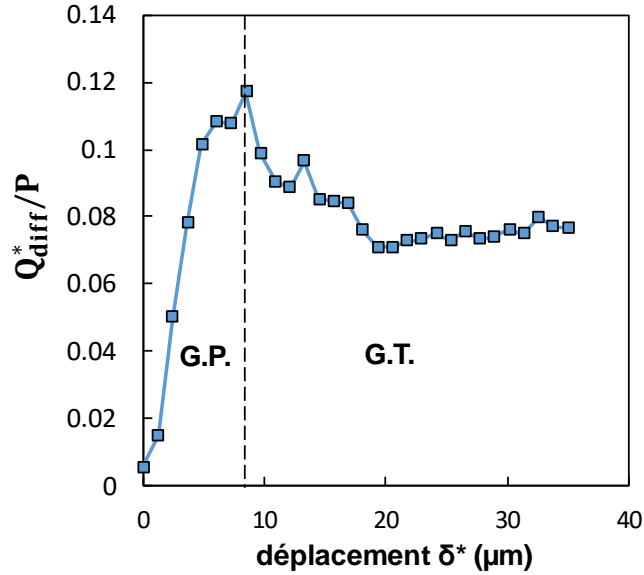


Figure 2-21 : Evolution du rapport Q_{diff}^*/P en fonction du déplacement imposé pour un double contact PTFE/aluminium ($P = 200\text{ N}$)

La figure 2-20 représente l'évolution du rapport Q_{diff}^*/P en fonction du déplacement imposé de fretting pour $P = 200\text{ N}$. En régime de glissement total (G.T.), le rapport se stabilise à $Q_{diff}^*/P = 0.08$ environ. Ainsi, par application de la relation (2.6), le coefficient de frottement stabilisé pour un seul contact est $\mu_{GT,PTFE/aluminium} = 0.04$. Pour la suite, les valeurs effectives de l'effort tangentiel au contact aluminium/aluminium seront systématiquement obtenues en appliquant la relation :

$$Q^* = Q_{diff}^* - \mu_{GT,PTFE/aluminium} \cdot P \quad (2.7)$$

2.7. Conclusion

Ce chapitre a été divisé en deux parties importantes. La première s'est intéressée en détail au conducteur étudié pour ce travail, le CROCUS 412. Son assemblage et sa géométrie ont été détaillés, ainsi que son processus de fabrication. Il a été indiqué que l'essentiel des travaux réalisés se sont notamment concentrés sur les brins d'aluminium de la couche extérieure de ce conducteur. Les sections suivantes ont ensuite concerné les différentes techniques de caractérisation mises en œuvre pour étudier les propriétés et l'endurance des brins d'aluminium.

La microstructure et la composition de l'aluminium étudié a été brièvement présentée *via* des observations en microscopie optique et électronique, avant de caractériser le comportement élastique et plastique du matériau. Les propriétés mécaniques telles que la limite d'élasticité et module de Young ont été évaluées par extensométrie et corrélation d'image, de même que le comportement en écrouissage a été visualisé en traction/compression cyclique en vue de futures modélisations numériques.

Dans un second temps, les machines ayant constitué le cœur de la démarche expérimentale proposée ont été décrites. Les précautions prises pour la préparation des éprouvettes de fatigue simple ont été exposées avant de présenter la machine de fretting simple utilisée. Cette machine a permis de caractériser la réponse tribologique et mécanique du contact, en donnant accès au coefficient de frottement à la transition μ_t ainsi qu'à la possibilité d'étudier l'amorçage de fissure sur un mono contact uniquement soumis à du fretting.

Enfin, le dispositif hydraulique à deux actionneurs employé pour solliciter un mono-contact en fretting-fatigue a été décrit. Cette machine permet d'appliquer un chargement de fatigue sur un brin de fatigue et d'ajouter sur un ce même brin un contact de fretting avec un autre brin, soumis à une amplitude de déplacement donnée. Ces deux chargements sont appliqués en phase comme pour l'application industrielle mais les amplitudes des chargements de fatigue et de fretting peuvent être pilotées de façon indépendante. Ainsi, ce banc d'essai permet d'étudier aisément le comportement d'un tel contact en offrant une large gamme de chargements possibles.

3. Chapitre 3 : Modélisation macroscopique du système conducteur-pince

3.1. Introduction

L'un des enjeux fondamentaux de toute la stratégie de prévision proposée concerne la caractérisation des conditions de contact au sein d'un conducteur sollicité. En effet, avant d'étudier en détail la réponse d'un contact et d'établir un risque d'amorçage, voire étudier localement la propagation de fissures, il est nécessaire d'avoir une estimation préalable des efforts tangentiel Q et normal P associés aux contacts étudiés. La première étape de la démarche numérique implique ainsi l'utilisation d'un modèle macroscopique représentant une portion entière de conducteur accompagnée d'une pince de serrage.

Ce chapitre vise à détailler les caractéristiques de ce modèle global, ses implications, et les routines de pré-traitement et post-traitement qui ont été utilisées. Les premières sections concerneront l'établissement du modèle final retenu et les paramètres choisis, avant de présenter des exemples de distributions d'efforts le long de la portion de conducteur modélisée.

Pour tous les résultats numériques présentés dans ce chapitre et les suivants, les solveurs numériques aux éléments finis utilisés sont ceux proposés par le progiciel ABAQUS :

- ABAQUS/Standard : solveur statique au schéma d'intégration implicite
- ABAQUS/Explicit : solveur dynamique au schéma d'intégration explicite

Par ailleurs, la plupart des mises en place de modèles ont été réalisées à l'aide de l'interface graphique dédiée ABAQUS/CAE permettant la visualisation 3D des modèles et des champs calculés après calcul.

3.2. Modélisation par éléments poutre

La géométrie 3D d'une structure en corde comme celle d'un conducteur est complexe et implique un grand nombre de pièces distinctes à modéliser ainsi que de très nombreux contacts entre les pièces. La complexité du modèle associé est donc un paramètre à prendre en compte pour l'application d'une démarche de type « jumeau numérique ».

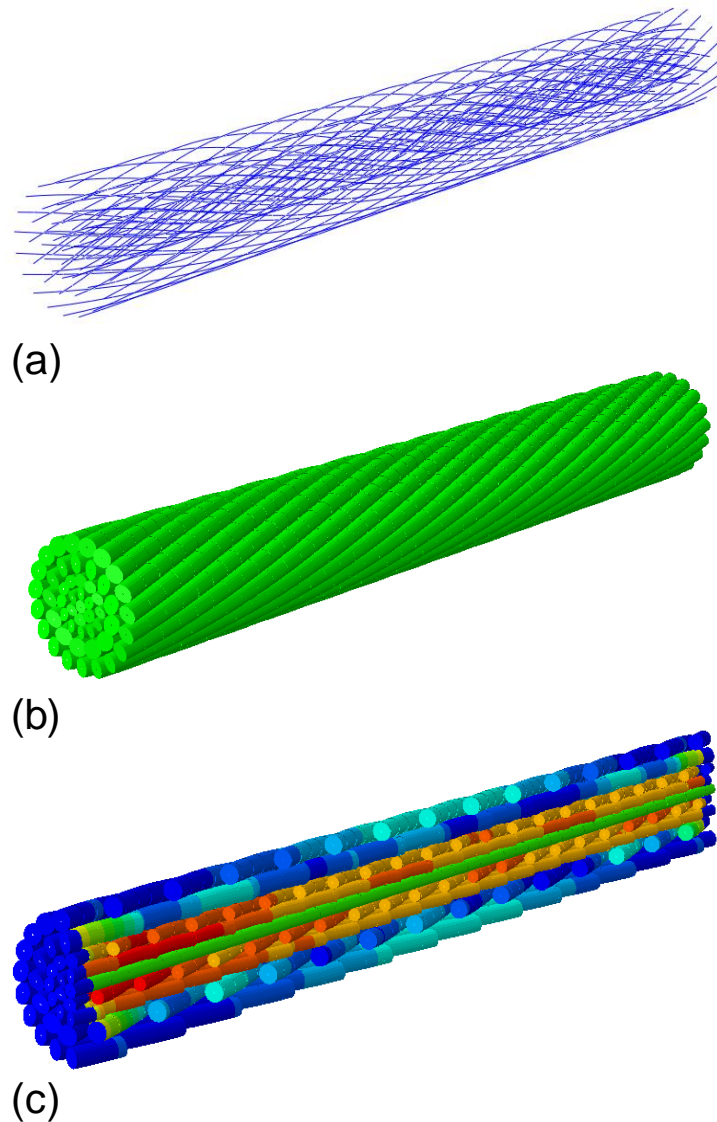


Figure 3-1 (a) : Maillage 3D d'un conducteur par éléments poutre ; (b) : même maillage avec représentation volumique des éléments poutre ; (c) : distribution colorimétrique des contraintes de von Mises pour une sollicitation de traction simple

En raison de la géométrie des brins, une des méthodes possibles pour ce type de structure est l'utilisation d'éléments « poutre » 1D qui permettent de réduire grandement le nombre d'éléments d'un modèle. Chaque brin est ainsi assimilé à une poutre torsadée composée d'une série de courtes poutres en série. Cette méthode a notamment été utilisée par Lalonde et al [61], [84], [85] avec le solveur industriel ANSYS.

L'établissement du modèle repose sur la définition des axes de tous les brins (figure 3-1a). Le maillage s'appuie sur ces axes, et la section de la poutre associée doit être définie pour représenter l'épaisseur des brins et détecter les contacts. Les coordonnées des nœuds sont ainsi définies analytiquement et dépendent d'un certain nombre de paramètres permettant de reproduire la géométrie précise d'un CROCUS 412, mais également n'importe quelle structure de type corde ou câble métallique. La paramétrisation proposée est la même que celle employée par Lalonde et al [84]. Soit une couche de brin d'indice i . Le rayon d'enroulement associé R_i dépend du diamètre du brin central $d_{central}$ et du diamètre des brins des couches 1 à i :

$$R_i = \frac{d_{central}}{2} + \frac{d_i}{2} + \sum_{k=1}^{i-1} d_k \quad (3.1)$$

A partir de ces rayons, les coordonnées cartésiennes de l'axe du brin j de la couche i peuvent être définies à partir du paramètre $t \in [0,1]$ et des équations paramétriques suivantes [103] :

$$\begin{aligned} x(i, j) &= R_i \cos\left(\alpha \cdot t \cdot \tan(\delta_i) \cdot \frac{L}{R_i} + \frac{2\pi(j-1)}{n_i}\right) \\ y(i, j) &= R_i \sin\left(\alpha \cdot t \cdot \tan(\delta_i) \cdot \frac{L}{R_i} + \frac{2\pi(j-1)}{n_i}\right) \\ z(i, j) &= L \cdot t \end{aligned} \quad (3.2)$$

Avec :

- L la longueur totale de la portion de conducteur modélisée
- n_i le nombre de brins présents dans la couche i
- δ_i l'angle d'enroulement par rapport à l'axe du conducteur (15° pour toutes les couches d'un CROCUS 412)

- α traduit le sens d'enroulement d'une couche : sens positif ($\alpha = 1$) ou négatif ($\alpha = -1$). Généralement, deux couches adjacentes sont caractérisées par des sens d'enroulement opposés (donc α de signes différents). Comme énoncé dans le chapitre 2, d'après cette propriété, pour le CROCUS 412, l'angle relatif au contact entre deux brins de couches adjacentes est de 30° .

Le tableau 3-1 résume les caractéristiques utilisées pour générer la géométrie d'une portion de CROCUS 412, et cette dernière est représentée sur les figure 3-1a et 3-1b (sans et avec le rendu volumique des poutres).

Tableau 3-1 : Paramètres et données nécessaires à la définition de la géométrie d'un conducteur CROCUS 412

| Couche | n_i | d_i | δ_i | α | Matériau |
|--------------|-------|---------|------------|----------|-----------|
| Brin central | 1 | 2,40 mm | / | / | acier |
| 1 | 6 | 2,40 mm | 15° | 1 | acier |
| 2 | 12 | 2,40 mm | 15° | -1 | acier |
| 3 | 13 | 3,60 mm | 15° | 1 | aluminium |
| 4 | 19 | 3,60 mm | 15° | -1 | aluminium |

Le type de contact utilisé pour décrire les contacts est « *general contact* » disponible avec les solveurs ABAQUS/Standard et ABAQUS/Explicit, et l'occurrence des contacts est détectée directement par le solveur lors de la simulation. La figure 3-1c affiche la distribution colorimétrique des contraintes de von Mises pour une portion de conducteur vue en coupe et sollicité en traction simple. Cette représentation illustre notamment que les brins des couches inférieures en acier (brin central + couches 1 et 2) sont les plus sollicités. Cela confirme l'intérêt du dimensionnement des ACSR, avec l'essentiel de la charge mécanique reprise par les brins d'acier et non ceux en aluminium.

Cependant, cette modélisation par éléments poutre associés avec ABAQUS présente les deux limites suivantes :

- La convergence du solveur implicite ABAQUS/Standard n'est pas assurée pour des chargements de traction importants ou ceux induisant de la flexion.

- Même lorsque la convergence est atteinte, la nature 1D des éléments utilisés limite la quantité des données de contact disponibles et exploitables. En effet, avec l'algorithme choisi, ces données sont stockées sous forme de scalaires, même lorsque l'élément concerné est soumis à plusieurs contacts. Comme détaillé dans le chapitre 1, une portion de brin au sein du conducteur peut subir jusqu'à quatre contacts simultanés : deux contacts radiaux avec les couches inférieure et supérieures, et deux contacts latéraux avec les brins voisins de la même couche. La donnée de contact sauvegardée pour un élément agrège ainsi tous les contacts appliqués à ce même élément.

Pour s'affranchir de la première limitation, une solution possible est l'utilisation du solveur ABAQUS/Explicit plutôt que le solveur implicite. Cependant, cela remettrait en cause la pertinence d'utiliser une modélisation par éléments 1D censée réduire le coût numérique des simulations. D'autre part, concernant le second point et l'impossibilité de distinguer plusieurs contacts appliqués sur le même élément, deux solutions notables existent. La première requiert de définir *a priori* les éléments maître et esclave [84] et donc prédéfinir tous les contacts à étudier. La seconde fait intervenir des éléments de contact discrets [104], en plus des éléments poutre décrivant les brins. Comme la première méthode, cette stratégie implique de définir *a priori* les contacts à étudier.

Finalement, la solution finale retenue est d'utiliser des éléments volumiques 3D plutôt que des éléments 1D, associés avec le solveur ABAQUS/Explicit.

3.3. Modélisation volumique du système conducteur-pince

3.3.1. Génération du maillage du conducteur

Comme pour le cas précédent de maillage par éléments poutre, le modèle volumique du conducteur n'a pas été défini en passant par l'interface graphique ABAQUS/CAE. Un script MATLAB a été utilisé pour définir l'ensemble du modèle afin de générer un fichier texte servant d'entrée au solveur (*input file*, d'extension .inp). Les fichiers générés à l'aide de ce script suivent la structure suivante :

- Déclaration des *parts* :
 - o Définition des nœuds. Chaque nœud est caractérisé par un numéro (*node label*) et ses coordonnées x,y et z dans l'espace
 - o Définition des éléments associés. Chaque élément est caractérisé par un numéro (*element label*) et par le numéro des nœuds le composant. Dans les cas d'éléments tétraédriques linéaires (type C3D4), seuls quatre nœuds sont nécessaires pour les définir complètement.

- Déclaration de l'assemblage constituant le modèle à tester lors des simulations. L'assemblage est composé d'une ou plusieurs instances de *parts* définies précédemment.

- Définition des ensembles de nœuds et d'éléments, des propriétés matériaux et d'interaction (surfaces en contact, algorithmes à utiliser, etc.).

- Définition des conditions aux limites, des chargements et des étapes de calcul.

- Définition des données et champs à conserver dans le fichier de résultat (base de donnée de sortie, ou *output database*).

L'intérêt d'utiliser un script MATLAB en amont de la définition du modèle est de pouvoir modéliser avec un nombre restreint de paramètres d'entrée une géométrie quelconque de conducteur, ACSR voire AAAC, et d'avoir directement le modèle associé entièrement maillé et prêt pour les calculs.

Autant de *parts* sont définies que de couches dans le conducteur. Ainsi, pour le CROCUS 412, cinq *parts* sont déclarées et entièrement maillées. Il faut cependant souligner que le script actuel n'est compatible qu'avec des brins à section circulaire. Ainsi, chaque brin s'appuie sur le maillage 2D représenté sur la figure 3-2, avec une géométrie présentant un carré central maillé et une couronne donnant la forme circulaire finale.

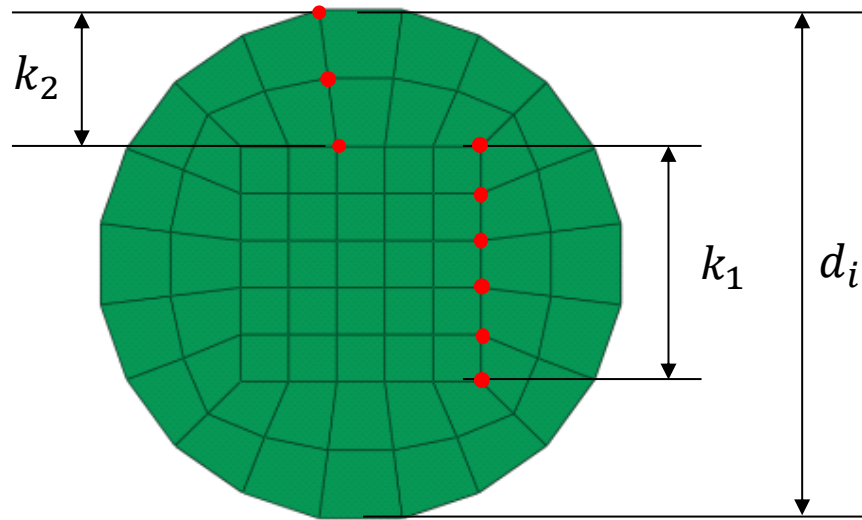


Figure 3-2 : Maillage 2D sur lequel est basé la génération 3D de chaque brin à section circulaire

Ce disque maillé est entièrement caractérisé par trois données d'entrée. En plus du diamètre de brin de la couche i considérée, il est nécessaire de renseigner les paramètres k_1 et k_2 définis sur la figure 3-2 et définissant respectivement le nombre de nœuds sur le côté du carré central et le nombre de nœuds dans l'épaisseur de la couronne. La géométrie finale du brin est alors obtenue par balayage de cette surface le long de l'axe défini par les coordonnées paramétriques exprimées à partir des relations (3.1) et (3.2).

L'assemblage complet du modèle est par la suite obtenu par instanciation des cinq *parts* ainsi maillées de façon à reproduire la géométrie du conducteur à modéliser. Les nombres d'instances respectives sont rappelées dans la colonne n_i du tableau 3-1. La figure 3-3 illustre une portion de CROCUS 412 ainsi modélisée et maillée. Les éléments utilisés sont des éléments hexaédriques linéaires (C3D8).

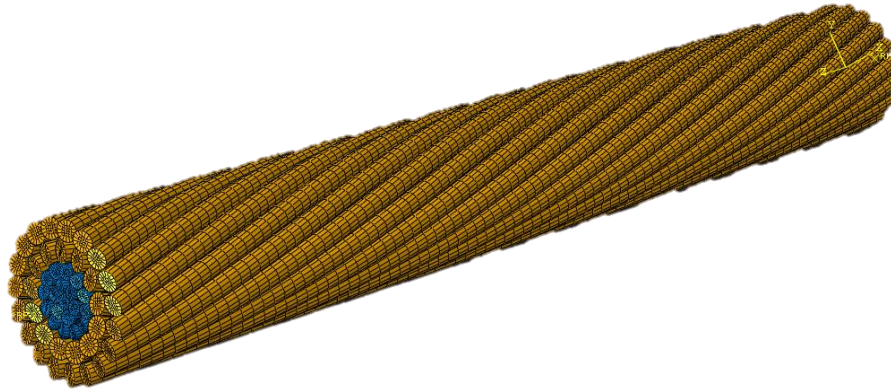


Figure 3-3 : Maillage final par éléments hexaédriques d'une portion de conducteur CROCUS 412

La principale limite de cette solution est le poids numérique important qu'elle implique. La complexité du modèle ne permet pas d'utiliser le solveur implicite ABAQUS/Standard, et l'utilisateur du solveur requiert de prendre certaines précautions pour limiter l'erreur résiduelle liée aux résultats. Pour compléter la figure 3-3, la figure 3-4 représente une vue isolée et rapprochée d'un brin des couches intérieures, où les contacts détectés sont mis en évidence. Cette vue illustre le fait que cette modélisation, bien que plus lourde, permet de retrouver les deux types de contacts réels décrits dans le chapitre 1 : les contacts latéraux entre brins de la même couche et les contacts radiaux entre brins de couches différentes.

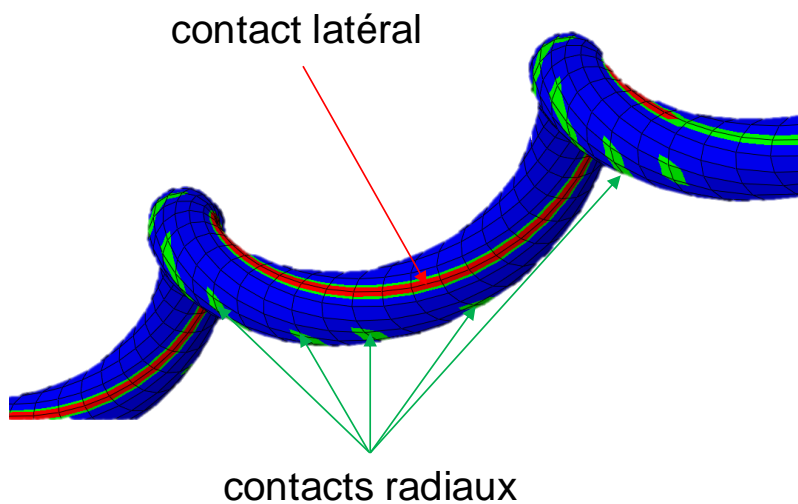


Figure 3-4 : Distribution de la donnée CSTATUS sur un brin d'acier de la première couche.

3.3.2. Modélisation de la pince de serrage

Contrairement au conducteur, la modélisation de la pince s'appuie sur un modèle créé en CAO (Conception Assistée par Ordinateur) 3D d'une pince donnée. Ce modèle purement géométrique peut alors être importé dans l'interface ABAQUS/CAE afin d'être maillé à l'aide du mailleur implémenté dans cette interface. Le système de serrage est constitué des deux composants principaux suivants (figure 3-5) :

- Le berceau : ce composant soutient le conducteur, le guide dans l'axe de la ligne aérienne et assure lien avec la chaîne d'isolateur et le pylône lui-même.
- Le chapeau : beaucoup plus petit que le berceau, c'est le chapeau qui assure le serrage du conducteur par compression contre le berceau. Le système de serrage par boulon n'est ainsi pas directement modélisé.

La figure 3-5 illustre un système complet conducteur-pince représentatif d'une application RTE, et qui est utilisée ici pour établir le modèle global. Ce dernier est entièrement maillé à l'aide d'éléments hexaédriques C3D8 ainsi que quelques zones maillées avec des éléments tétraédriques pour la pince. En raison du volume non négligeable de cette dernière, notamment le berceau, l'ajout d'une pince entièrement maillée alourdit grandement un modèle déjà complexe avec le conducteur seul. D'autre part, le dimensionnement et le comportement du système de serrage lui-même ne constituent pas un objectif de l'étude visée. La connaissance de l'état des contraintes au sein du berceau et du chapeau n'est donc pas requise.

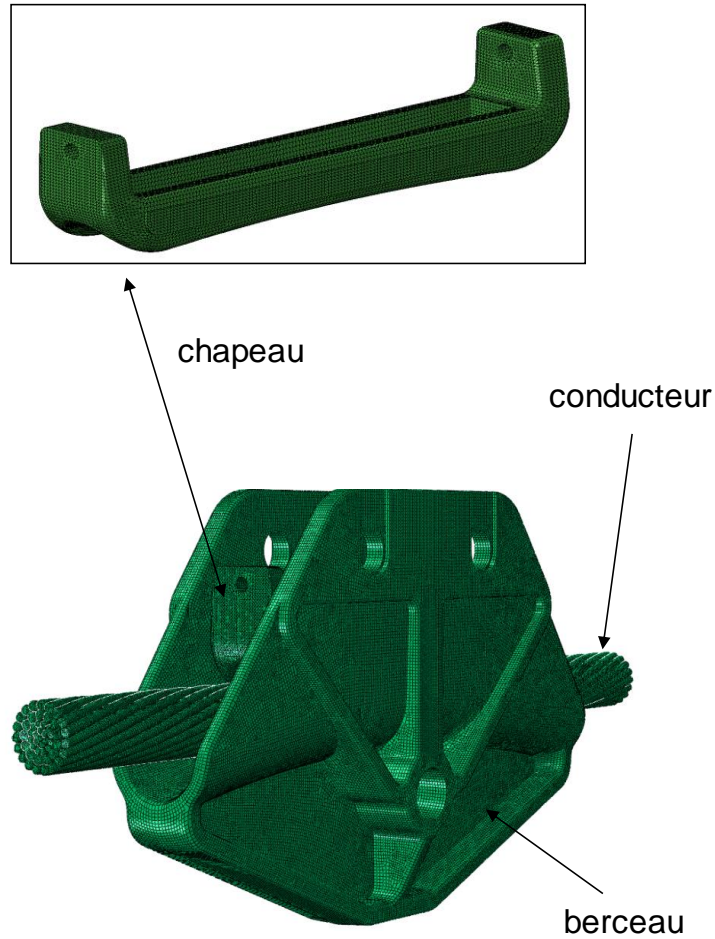


Figure 3-5 : Maillage entièrement volumique de l'ensemble conducteur + pince (chapeau et berceau)

Aussi pour simplifier le modèle, les surfaces de la pince destinées à être en contact direct avec le conducteur ont été extraites des géométries initiales (non maillées) afin d'être remaillées par des éléments coques (*shell elements*). Le nouveau modèle est représenté figure 3-6. Ce maillage par éléments coques des deux parties de la pince est moins raffiné que les éléments des brins du conducteur, ce qui peut induire une perte de précision aux contacts entre pince et conducteur. Cependant, ces contacts ne sont pas au centre de l'étude proposée, celle-ci se concentrant sur les contacts radiaux existant entre les deux couches d'aluminium du conducteur. Des simulations préliminaires ont tout de même été réalisées avec la pince entièrement maillée, résultant en des temps de calcul de l'ordre de la semaine en respectant les conditions présentées dans le paragraphe suivant (section 3.3.3.). La figure 3-7 propose ainsi une comparaison qualitative des effets des brins de la couche extérieure sur le berceau de la pince. La position des derniers points de contact (*Last Point of Contact, LPC*) est également mise en évidence. Il est cependant à noter que la pince modélisée en simulation correspond à un modèle différent de la pince réelle illustrée pour ce cas.

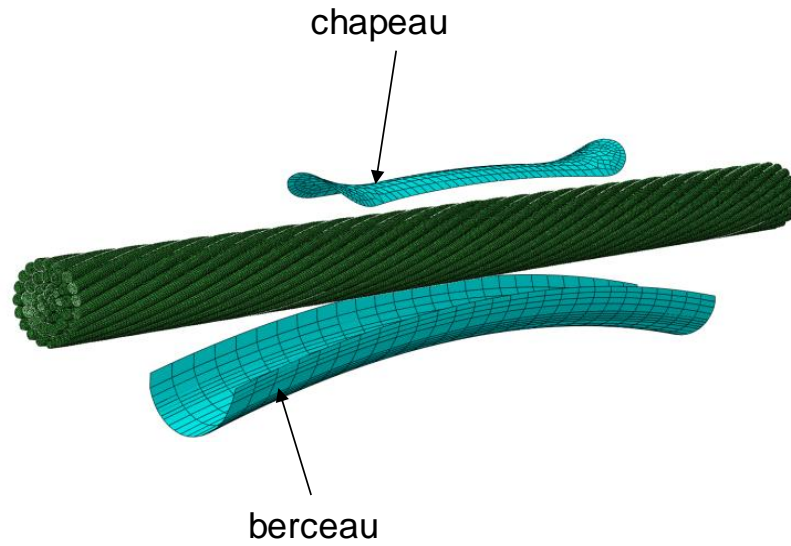


Figure 3-6 : Ensemble du modèle global, avec le conducteur maillé par éléments hexaédriques et la pince représentée par des surfaces maillées par des éléments coque

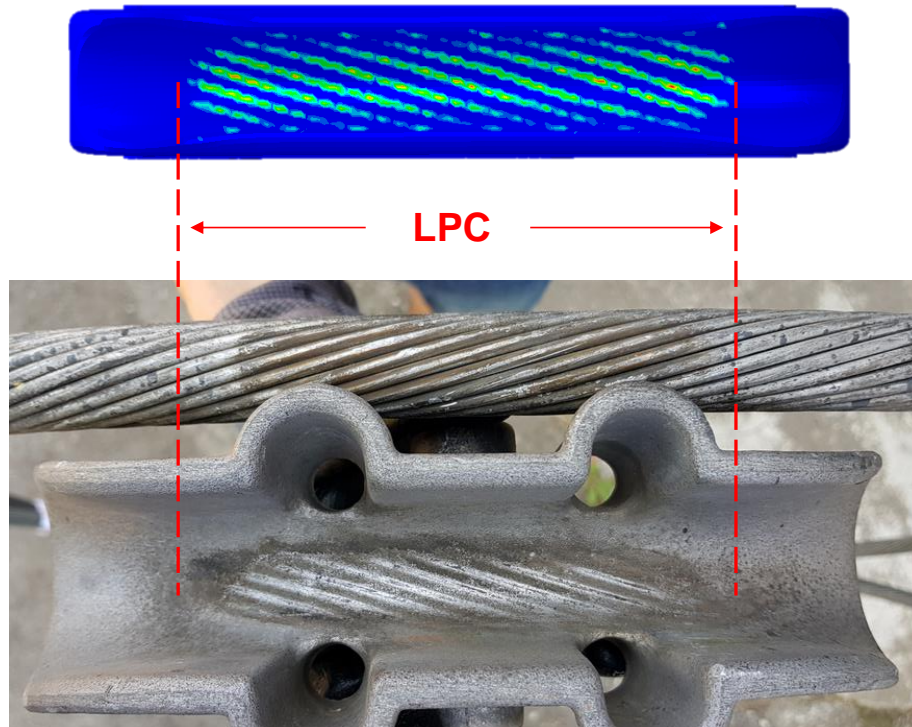


Figure 3-7 : Comparaison entre surface du berceau numérique et même surface sur une pince réelle usée (le modèle de la pince réelle est différent de la pince numérique)

3.3.3. Stabilité du calcul et effets d'inertie

Le solveur explicite utilisé est un solveur dynamique, prenant ainsi en compte l'inertie en lien avec l'échelle de temps choisie et la masse des composants du modèle. Comme les simulations décrites dans ce chapitre visent des conditions quasi-statiques, un compromis doit être trouvé entre le temps de calcul, la stabilité des résultats et les effets d'inertie à limiter.

Le temps de calcul dépend directement de l'intervalle temporel stable Δt , et est déterminé par le solveur de façon à respecter la condition de Courant-Friedrichs-Levy (condition CFL). Cet intervalle dépend du nombre de Courant Co et des données du modèle, d'après la relation suivante :

$$\Delta t = Co \cdot \frac{e_{min}}{c} \quad (3.3)$$

Le nombre de Courant Co est un facteur sans dimension déterminé par le solveur de façon à garantir la stabilité du calcul et de limiter l'erreur résiduelle. La grandeur e_{min} correspond à la dimension caractéristique du plus petit élément du maillage, et c correspond à la vitesse de propagation des ondes mécaniques dans le matériau. Cette vitesse est donnée par la relation :

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.4)$$

En plus du module de Young E , c dépend de la masse volumique ρ du matériau. La relation 3.4 implique que plus un matériau est dense, plus la vitesse de propagation des ondes mécaniques au sein du matériau est lente. Cette condition s'éloignerait donc du cas quasi-statique : dans le cas d'une poutre simple sollicitée en traction simple, la répartition des contraintes ne serait pas homogène. En contrepartie, d'après la relation 3.3, des vitesses d'ondes mécaniques plus importantes impliquent un intervalle de temps stable Δt plus petit.

Un autre aspect important concerne les effets d'inertie. Ces derniers dépendent directement de l'échelle de temps utilisée pour imposer les chargements. Plus l'échelle de temps totale sera petite pour imposer les chargements, plus les effets d'inertie seront importants car les chargements s'appliqueront sous forme de

« chocs ». Mais comme précisé précédemment, une échelle de temps totale longue implique un plus grand nombre d'intervalles de temps stable Δt à calculer, et donc un temps de calcul réel plus long.

Le compromis retenu implique de fixer le temps de chaque intervalle de temps pour l'application des chargements à 1 seconde, et d'imposer le temps stable Δt à une valeur très faible, sans avoir recours à des méthodes de pondération de masse (*mass scaling*). Ainsi, pour les calculs effectués, $\Delta t = 5.e-7$ s, qui garantit des énergies cinétiques suffisamment faibles pour se ramener à un cas quasi-statique. Avec cette contrainte sur Δt , une mise en traction du conducteur sur 1 seconde induit des contraintes homogènes sur la longueur modélisée. Pour un calcul parallélisé réparti sur 16 processeurs, une simulation correspondant à 2 secondes induit un temps de calcul total de l'ordre de 36h.

3.3.4. Extraction des données de contact

Une fois le modèle global défini et prêt pour les simulations, le post-traitement du modèle implique de pouvoir récupérer les chargements de fretting à chaque contact détecté. La méthode utilisée pour décrire les contacts est l'algorithme de pénalités, et les données de contact sont calculées et stockées aux nœuds du maillage. Contrairement au modèle local présenté dans le chapitre 4, les éléments du maillage sont d'une taille importante (~ 1 mm) en comparaison avec la taille d'un contact radial entre deux brins d'aluminium (< 10 mm). Pour autant, l'observation de la distribution des pressions de contact à la surface des brins montre que ces contacts radiaux sont détectés correctement même en traction simple du conducteur (figure 3-8).

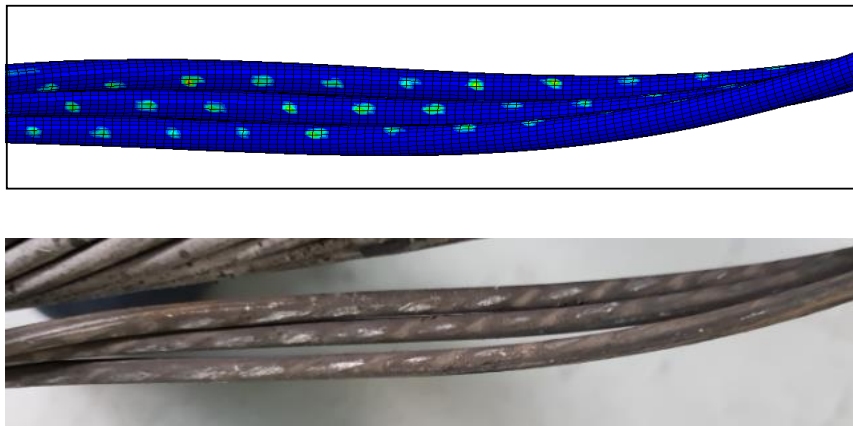


Figure 3-8 : Comparaison des contacts détectés numériquement avec les traces de contact réelles sur la couche externe d'un conducteur vieilli

Ainsi, l'enjeu du post-traitement du modèle est de calculer, pour chaque contact détecté, la valeur des efforts tangentiel Q et P intégrés sur toute la surface du contact. La routine de post-traitement écrite en python procède en deux étapes distinctes. Pour chaque brin de la couche extérieure :

- 1) La routine de post-traitement passe en revue tous les nœuds en surface et les regroupe en contact. Le cheminement global de l'algorithme développé est schématisé sur la figure 3-10. A l'issue de cette première étape, chaque contact est indexé et représenté par un ensemble de nœuds adjacents.
- 2) Pour chaque contact ainsi indexé, plusieurs grandeurs sont calculées :
 - Les coordonnées spatiales du barycentre du contact. Un exemple de distribution 3D est notamment représenté sur la figure 3-14.
 - Les forces de réaction nodales sont sommées et projetées selon la normale au plan tangent du contact considéré, la norme de ce vecteur est l'effort normal P .
 - De la même façon que l'effort normal, la projection du vecteur force de réaction du contact sur son plan tangent donne directement le vecteur effort tangentiel, et sa norme est Q .
 - Le rapport Q/P

La figure 3-9 illustre la distribution de pression (figure 3-9a) sur un unique contact, associée aux vecteurs forces de réaction calculés aux nœuds du maillage (figure 3-9b).

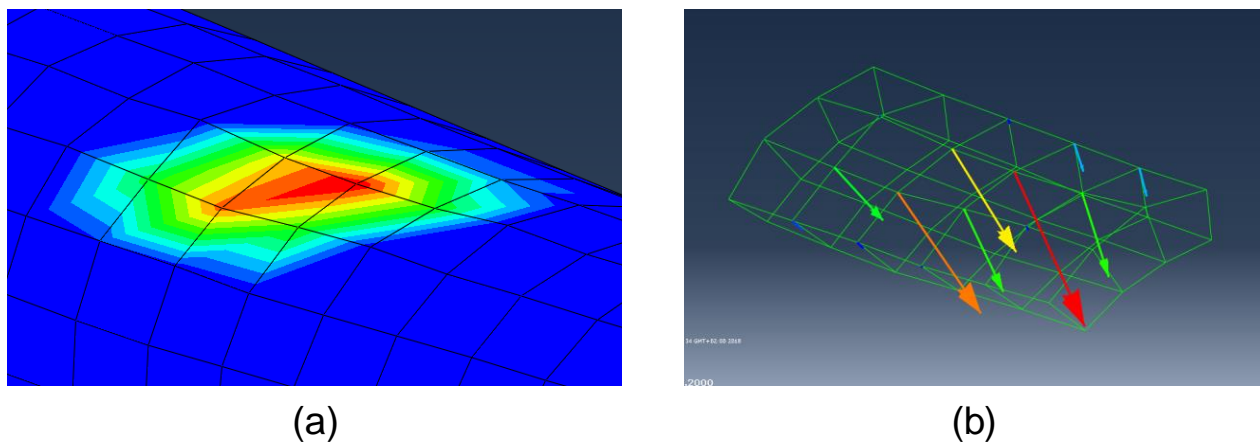


Figure 3-9 (a) : Vue rapprochée de la distribution de pression sur un contact détecté ; (b) : représentation vectorielle des forces de réaction nodales

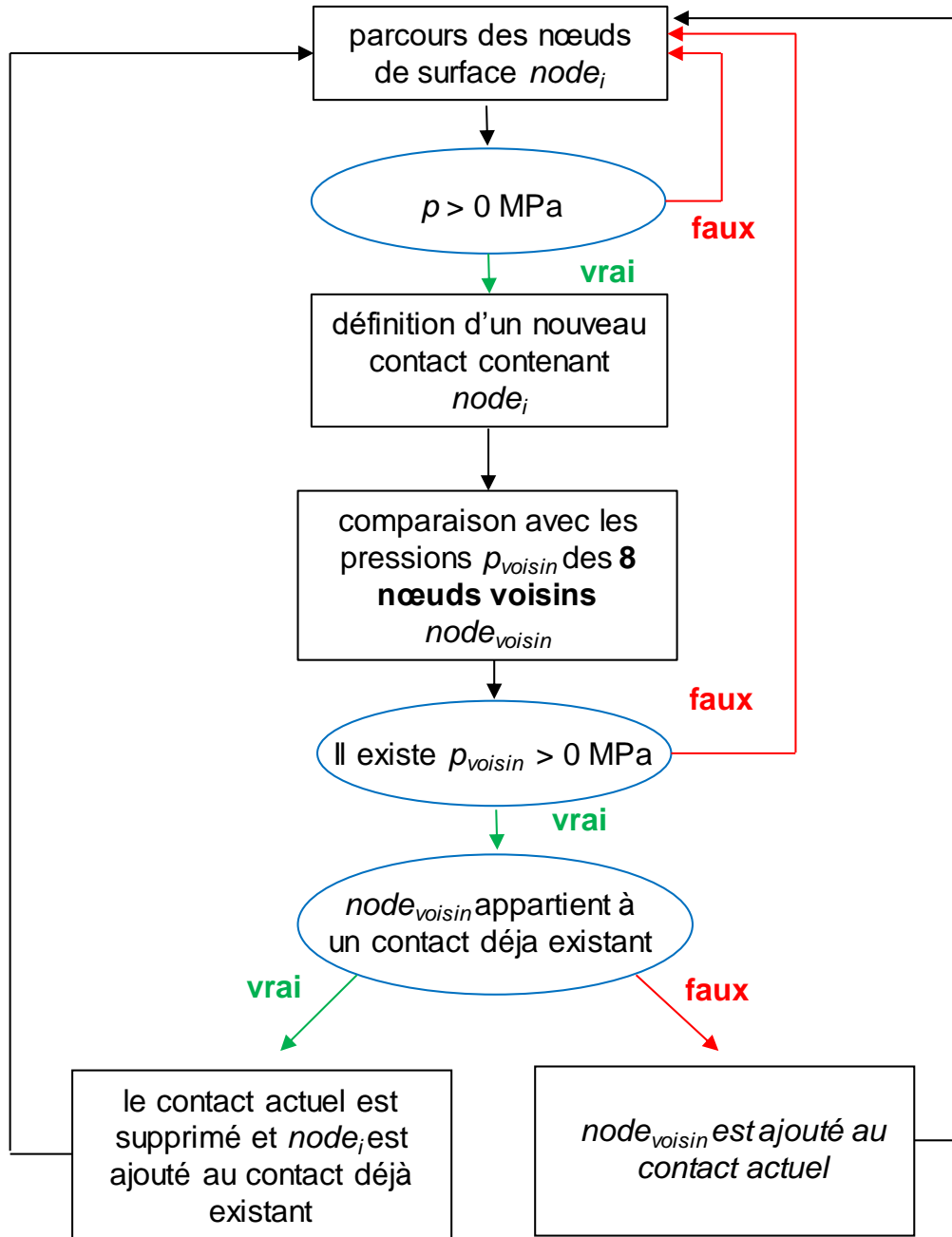


Figure 3-10 : Schéma de l'algorithme utilisé pour la détection des contacts à partir des données nodales de surface de brins

3.4. Application du modèle sur un assemblage conducteur-pince référence

3.4.1. Description du chargement appliqué

L'objectif de cette section est de présenter les résultats typiques pouvant être obtenus avec la démarche décrite dans ce chapitre. Ces résultats correspondent à un cas de chargement macroscopique fixé arbitrairement, dit « référence », et qui a surtout vocation à donner des ordres de grandeur des chargements de fretting et de fatigue pour la modélisation numérique et expérimentale d'un mono-contact. Le chapitre 6 aura une approche plus quantitative du comportement macroscopique d'un conducteur.

Le conducteur testé est une portion de CROCUS 412 modélisée sur 40 cm, et la géométrie de pince associée est la même que celle illustrée en section 3.3.2. Les conditions aux limites appliquées au modèle sont les suivantes :

- Le berceau est fixe
- L'une des extrémités du conducteur est également fixe et encastrée comme illustré sur la figure 3-11.
- L'autre extrémité est sollicitée en flexion, de façon à osciller entre deux positions extrêmes : une position de flexion maximale correspondant à un angle de 10° (noté φ sur la figure 3-11) par rapport à la position horizontale, et une position de flexion minimale à $\varphi = 5^\circ$ par rapport à la position horizontale.
- La tension mécanique appliquée à l'ensemble du conducteur a été fixée en accord avec les spécifications relatives à ce modèle de conducteur. La tension maximale admissible donnée par le constructeur (*Rated Tensile Strength*, RTS) est de 160 kN. Or, la tension mécanique de fonctionnement correspond à une valeur comprise entre 15 et 25% de la RTS. Ainsi, la tension appliquée pour le modèle est fixée à 30 kN.
- Le chapeau est mobile et contrôlé en position, et en l'absence de données relatives aux efforts de serrage, le chapeau a été abaissé de façon à pincer le conducteur sur 1 mm.

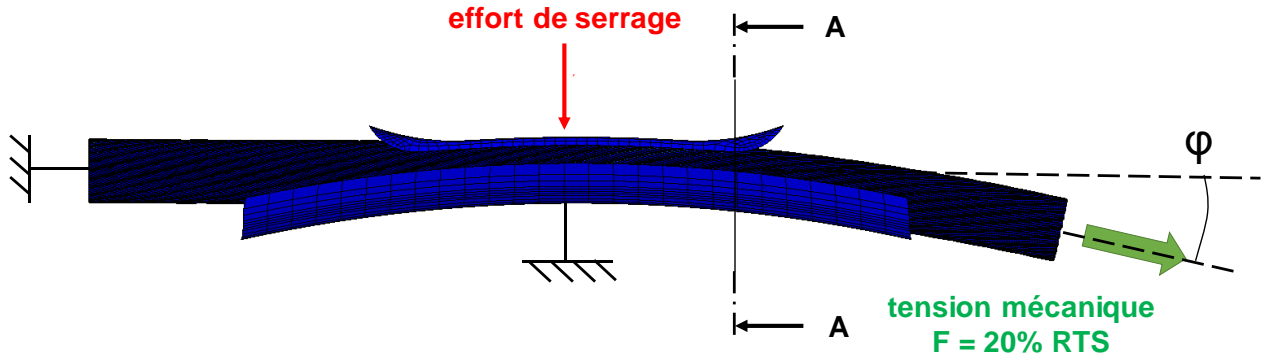


Figure 3-11 : Vue du modèle sollicité en traction et flexion simultanées avec l'illustration des conditions aux limites

La première étape du calcul consiste en l'application de la tension mécanique sur le conducteur, puis le serrage est appliqué. Enfin, le cycle d'oscillation est simulé.

3.4.2. Chargements de fatigue dans les brins de la couche extérieure

Avant de s'intéresser aux données relatives aux contacts entre brins, ce paragraphe se concentre sur les chargements de cœur appliqués aux brins. Ces chargements correspondent aux sollicitations de fatigue à prendre en compte pour les futurs essais et simulations en fretting-fatigue des mono-contacts.

L'hypothèse a été faite que les brins sont toujours soumis à des sollicitations uniaxiales. Cette hypothèse est relativement proche de la réalité : même si le conducteur est sollicité en flexion, cela se traduit principalement à l'échelle locale d'un brin sous la forme de traction ou compression locale, ce qui constitue un des intérêts des structures à corde. Cet aspect se retrouve ainsi dans les simulations comme illustré dans les figures suivantes. La figure 3-12 représente la vue en coupe du conducteur dans le plan A-A défini sur la figure 3-11. Ce plan correspond au niveau du dernier point de contact avec le chapeau de la pince, et la vue représentée sert à définir la numérotation des brins utilisée pour les histogrammes de la figure 3-13.

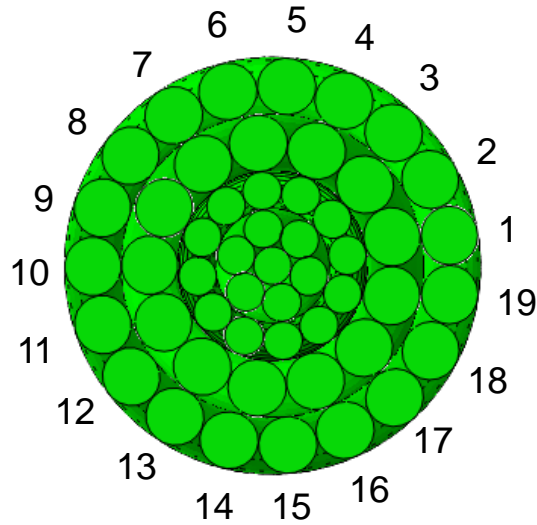


Figure 3-12 : Vue en coupe dans le plan A – A du conducteur, avec la définition de la numérotation adoptée pour les brins d'aluminium de la couche extérieure

Ces deux histogrammes correspondent aux moments extrêmes du cycle de sollicitation du conducteur : à $\varphi = 10^\circ$, la flexion imposée est maximale, à l'inverse de $\varphi = 5^\circ$ qui correspond à la flexion minimale. Pour chaque brin, la tension mécanique a été calculée et moyennée sur sa longueur, et les résultats (figure 3-13) sont affichés dans l'ordre de numérotation défini sur la figure 3-12. Ces distributions, et particulièrement pour $\varphi = 10^\circ$, mettent en évidence que les brins situés sur la partie supérieure (brins 1 à 9 notamment) du conducteur en sortie de pince sont beaucoup plus sollicités en traction que ceux situés dans la partie inférieure du conducteur (brins 12 à 17). Cela peut s'expliquer en faisant une analogie du cas étudié avec la théorie des poutres en résistance des matériaux. Une poutre encastree et soumise en son autre extrémité à un effort transverse induit un moment fléchissant maximal au niveau de l'encastrement. Dans un cas de la flexion pure, la distribution des contraintes est symétrique par rapport à la fibre neutre, avec un maximum en traction sur la fibre supérieure et un maximum en compression sur la fibre inférieure. Dans le cas étudié, le conducteur n'est pas soumis à de la flexion pure mais à de la flexion et à de la traction mécanique. En considérant, que le plan A-A agit de manière analogue à un encastrement selon la théorie des poutres, cela explique les distributions obtenues. Au maximum de flexion ($\varphi = 10^\circ$), les brins de la partie contre le chapeau subissent un surplus de traction par rapport à leur valeur nominale. A l'inverse, les brins contre le berceau subissent des contraintes compressives qui compensent presque entièrement la tension mécanique nominale. Le cas de flexion minimale (figure 3-13b) présente un comportement semblable et logiquement moins marqué : le pic de tension est plus faible, et le minimum est plus élevé.

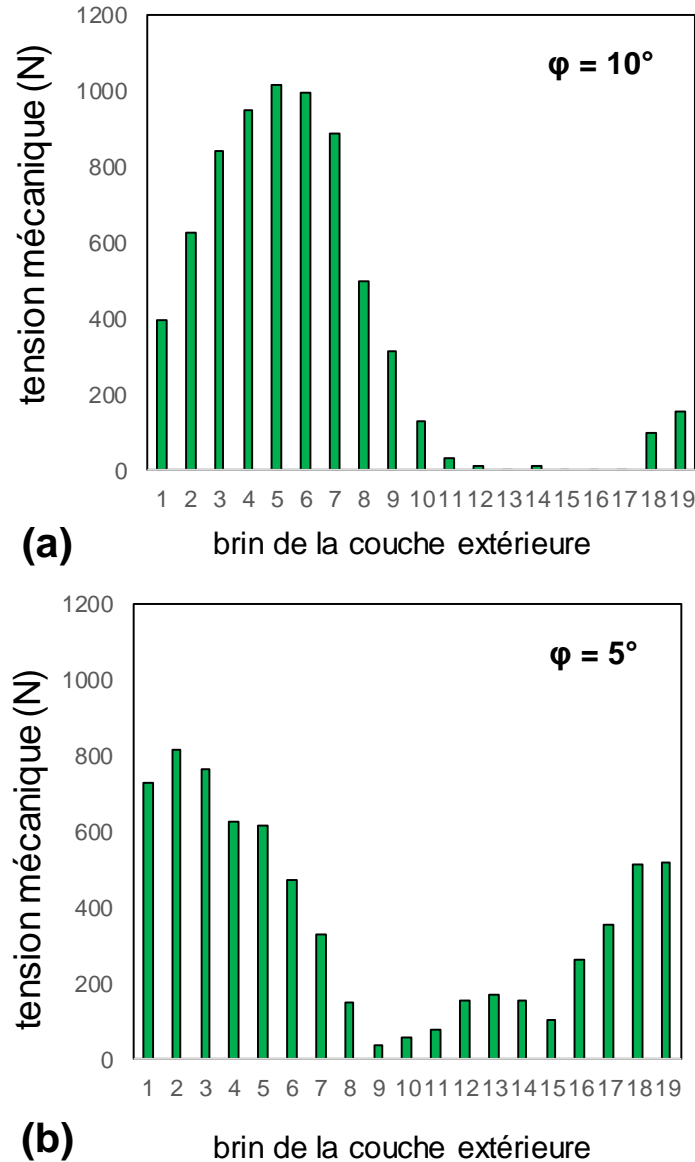


Figure 3-13 (a) : Répartition de la tension mécanique (axiale) en flexion maximale en fonction des brins d'aluminium de la couche extérieure du conducteur ; (b) : répartition de la tension mécanique en fonction des brins en flexion minimale sur un cycle

Outre ces interprétations des résultats, la connaissance de ces données permet de caractériser chaque brin en fatigue : une contrainte maximale peut être définie de même que le rapport de charge R associé. Ces chargements sont donc importants pour la caractérisation en fretting fatigue des contacts associés aux brins.

Enfin, il peut être noté que le chargement maximal détecté est de l'ordre de 1000 N sur un seul brin. Sachant que la section est 10.17 mm^2 , la contrainte moyenne ne dépasse pas $\sigma_{Y,0.02\%} = 110 \text{ MPa}$. Cela confirme que selon le point de vue d'une étude en fatigue simple, aucun brin ne se situe dans le domaine de la fatigue oligocyclique pour le chargement simulé.

3.4.3. Chargements de fretting-fatigue dans les brins de la couche extérieure

Afin de conserver des hypothèses conservatives tout en simplifiant la démarche, tous les résultats suivants ont été évalués à l'instant de flexion maximale $\varphi = 10^\circ$, et en supposant que les efforts tangentiels associés correspondent directement à l'amplitude Q^* du contact étudié.

La figure 3-14 représente la distribution spatiale 3D de tous les barycentres de contacts calculés par la routine de post-traitement décrite en section 3.4. Pour chaque point affiché, les données Q et P sont donc également calculées, et les distributions associées le long de l'axe du conducteur sont affichées sur la figure 3-15.

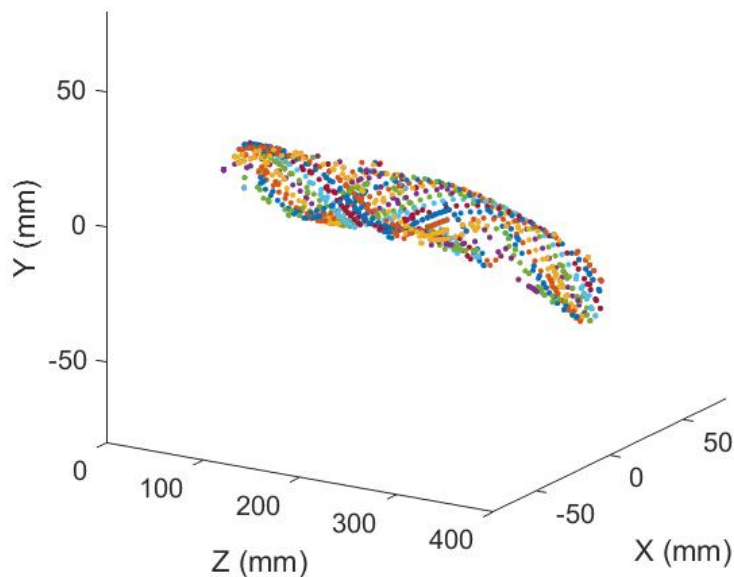


Figure 3-14 : Distribution 3D des barycentres de tous les contacts détectés entre les couches d'aluminium

Ces distributions superposées (figure 3-15) avec la position des extrémités du chapeau de serrage mettent en évidence l'effet du serrage sur les contacts entre les brins d'aluminium. Les faibles valeurs détectées en dehors de cette zone tendent également à confirmer l'observation faite par de nombreux auteurs selon laquelle la modélisation de la zone de serrage est primordiale pour l'étude du comportement en fretting fatigue des conducteurs aériens.

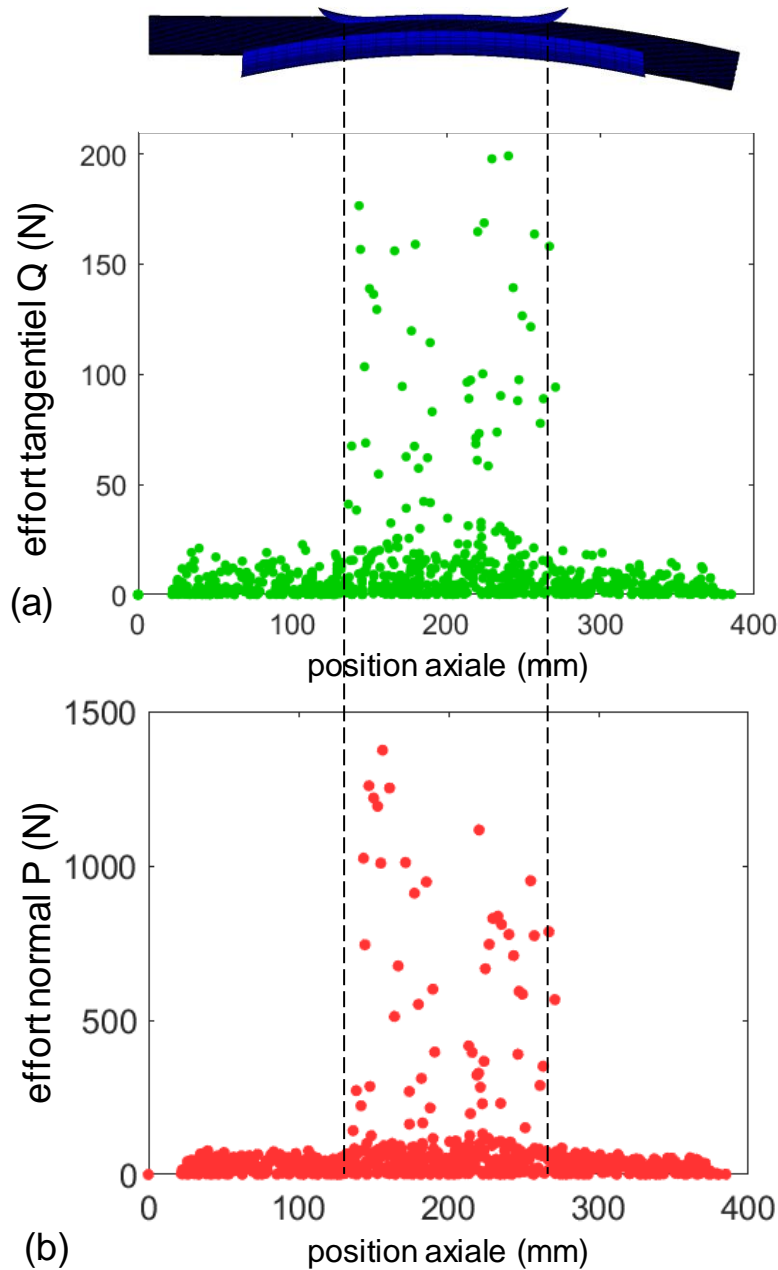


Figure 3-15 (a) : Distribution axiale des efforts tangentiels calculés aux contacts en position de flexion maximale du conducteur ; (b) : distribution axiale des efforts normaux aux contacts en position de flexion maximale du conducteur

A partir de toutes ces données disponibles, une classification des contacts selon le niveau de chargement est proposée. Cette classification est arbitraire et n'a pas vocation à être extrapolé à d'autres simulations plus quantitatives, mais permet de dégager les tendances sur les gammes de chargement subis par les brins.

Les trois catégories choisies sont définies selon les niveaux de chargement en effort tangentiel Q de fretting et en fatigue maximale subie $\sigma_{f,max}$:

- (1) Contacts avec faible fretting ($Q^* < 30 \text{ N}$) et contraintes de fatigue élevées ($\sigma_{f,max} > 80 \text{ MPa}$). La majorité des contacts détectés s'inscrivent dans cette catégorie, et se rapprochent du cas de fatigue simple.
- (2) Contacts avec sollicitations intermédiaires de fretting ($30 \text{ N} < Q^* < 150 \text{ N}$) et de fatigue ($30 \text{ MPa} < \sigma_{f,max} < 80 \text{ MPa}$). Ces contacts sont présents dans la zone de serrage.
- (3) Contacts avec forts efforts tangentiels ($Q^* > 150 \text{ N}$) associés à de faibles chargements de fatigue ($\sigma_{f,max} < 30 \text{ MPa}$). Ces contacts sont également uniquement présents dans la zone de serrage, et se rapprochent du cas de fretting simple.

La répartition de tous les contacts détectés et caractérisés en post-traitement est résumée dans le tableau 3-2. Cette représentation donne une vue d'ensemble des tendances et met en évidence le fait que les contacts les plus sévères d'un point de vue fretting sont minoritaires sur l'ensemble des contacts.

Tableau 3-2 : Classification des contacts selon des catégories définies à partir de l'amplitude des chargements de fatigue et de fretting (selon l'effort tangentiel)

| | $Q^* < 30 \text{ N}$ | $30 \text{ N} < Q^* < 150 \text{ N}$ | $Q^* > 150 \text{ N}$ |
|--|----------------------|--------------------------------------|-----------------------|
| $\sigma_{f,max} < 30 \text{ MPa}$ | 126 contacts | 35 contacts | 18 contacts (3) |
| $30 \text{ MPa} < \sigma_{f,max} < 80 \text{ MPa}$ | 232 contacts | 12 contacts (2) | 0 |
| $\sigma_{f,max} > 80 \text{ MPa}$ | 401 contacts (1) | 0 | 0 |

La suite de la démarche, décrite dans le chapitre suivant, implique de s'intéresser localement aux mono-contacts entre brins d'aluminium, en simulation et expérimentalement. Dans cette optique, parmi tous les contacts listés dans le tableau 3-2, six contacts ont été choisis car jugés représentatifs des trois catégories définies plus haut. Les conditions de chargement en fretting fatigue sont listées dans le tableau 3-3, et l'ensemble de la démarche de sélection est illustrée sur les trois graphiques disposés sur la figure 3-16. Ces données indicatives serviront de point de départ pour les investigations du chapitre suivant.

Tableau 3-3 : Liste de six contacts de références choisis le long de l'axe du conducteur en fonction de leurs niveaux de chargements respectifs

| cas de chargement | P (N) | Q* (N) | $\sigma_{f,max}$ (MPa) |
|-------------------|----------|-----------|---------------------------|
| 1 | 71 | 17 | 99 |
| 2 | 1024 | 176 | 4 |
| 3 | 117 | 41 | 35 |
| 4 | 320 | 70 | 60 |
| 5 | 777 | 199 | 3 |
| 6 | 64 | 18 | 98 |

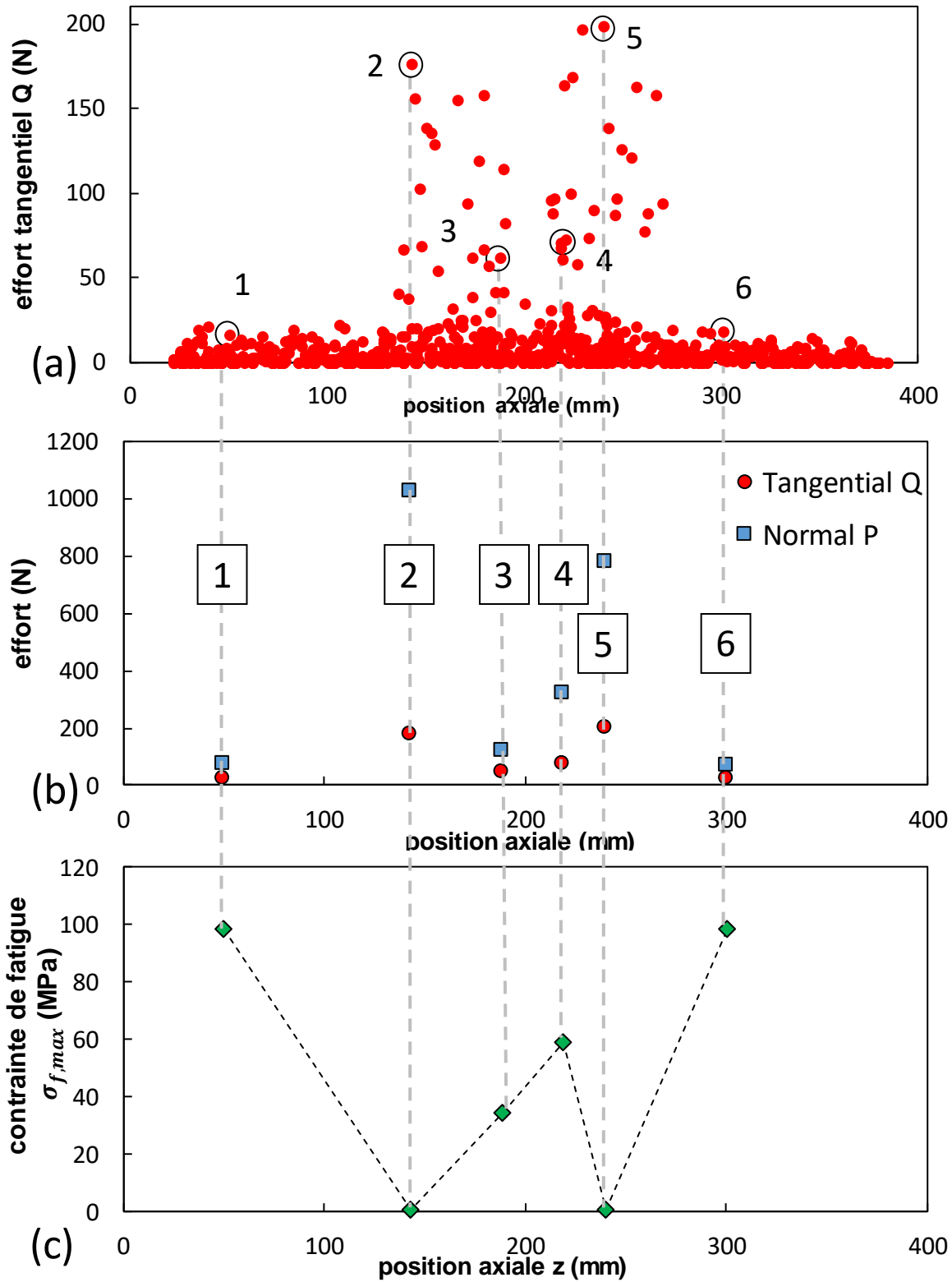


Figure 3-16 (a) : Distribution axiale des efforts tangentiels calculés aux contacts et mise en évidence de 6 contacts particuliers choisis arbitrairement ; (b) : représentation des efforts tangentiels et normaux pour les 6 contacts choisis ; (c) : contrainte maximale de fatigue subie par les 6 contacts choisis

3.5. Conclusion

La modélisation macroscopique du système conducteur-pince a été présentée dans ce chapitre. La solution finalement retenue implique une modélisation purement volumique du conducteur : chaque brin est maillé à l'aide d'un script MATLAB permettant de modéliser entièrement une portion de conducteur CROCUS 412, mais peut également reproduire n'importe quelle géométrie de conducteur dont les brins sont à section circulaire. Des éléments 3D hexaédriques ont été utilisés, associés avec le solveur ABAQUS/Explicit pour les simulations.

Pour alléger le poids du modèle, seules les surfaces de la pince en contact avec le conducteur ont été conservées sous la forme d'éléments coques. Ainsi, seules les interactions entre les deux couches d'aluminium du conducteur ont été étudiées plus en détail. A la suite de ce pré-traitement, le post-traitement de ce modèle détermine, à partir des données nodales et pour tous les contacts détectés sur les brins de la couche extérieure : les coordonnées du barycentre, l'effort tangentiel Q et l'effort normal P appliqués.

Enfin, un cas arbitraire basé sur des chargements jugés réalistes a été simulé. Le conducteur a été mis en tension, serré par la pince puis a subi un cycle d'oscillation en flexion. L'exploitation des résultats a d'abord montré que la distribution des efforts de fatigue dans les brins est très hétérogène. Les brins se trouvant sur la partie supérieure du conducteur en sortie de pince sont soumis à de efforts importants en traction. A l'inverse, les brins de la partie inférieure du conducteur sont soumis à de faibles efforts car la compression induite par la flexion compense la tension mécanique nominale appliquée aux brins.

Les résultats du post-traitement calculant les efforts de fretting ont également montré que les contacts les plus sollicités en fretting sont tous situés dans la zone de serrage, et qu'aucun contact n'est sollicité fortement en fatigue et en fretting simultanément. Une classification des contacts en fonction des niveaux de chargement a été proposée, et six contacts ont été choisis en vue d'être simulés dans le chapitre suivant.

4. Chapitre 4 : Modélisation locale d'un mono-contact aluminium/aluminium

4.1. Introduction

A partir des résultats du modèle global détaillé dans le chapitre précédent, le cœur de la démarche prédictive réside dans l'étude d'un contact entre deux brins d'aluminium sollicités en fretting-fatigue. Comme décrit dans le second chapitre, la plupart des efforts expérimentaux fournis ont concerné cette configuration plutôt que l'échelle d'un conducteur en entier.

Ce chapitre propose une approche découplée de la vie d'un contact jusqu'à rupture. Dans un premier temps, seul l'amorçage des fissures est considéré, en faisant l'hypothèse initiale que la durée de vie résiduelle en propagation jusqu'à rupture est faible par rapport à la durée d'amorçage. Le modèle local associé sera ainsi présenté, de même que les résultats expérimentaux soutenant cette démarche.

Dans un second temps, l'étude locale d'un contact se concentrera sur le cas d'une fissure déjà amorcée. Les résultats suivants proposeront de caractériser l'état des contraintes en pointe de fissure et de simuler la condition d'arrêt de propagation. Comme pour l'amorçage, ces résultats sont supportés par une modélisation numérique locale d'un contact et basés sur des campagnes d'essais expérimentaux.

4.2. Description du modèle local

L'objectif du modèle local développé est de simuler un mono-contact par la méthode des éléments finis avec un maillage beaucoup plus raffiné que celui du modèle global. Son objectif est de s'inscrire dans la continuité du modèle global décrit dans le chapitre précédent dans le cadre d'une démarche de type « zoom numérique ». Il est destiné à être utilisé avec le solveur ABAQUS/Standard au schéma d'intégration implicite. Il est constitué de deux demi-cylindres en contact, représentés sur la figure 4-1. Chaque portion de cylindre a une longueur de 6 mm, pour le même diamètre que les brins réels : 3.6 mm. Bien que les brins réels aient une forme hélicoïdale, la courbure des brins est considérée comme négligeable sur une portion de 6 mm comparé à la période d'enroulement du brin (supérieure à 160 mm). Pour cette raison, les brins sont bien ici modélisés avec des demi-cylindres droits.

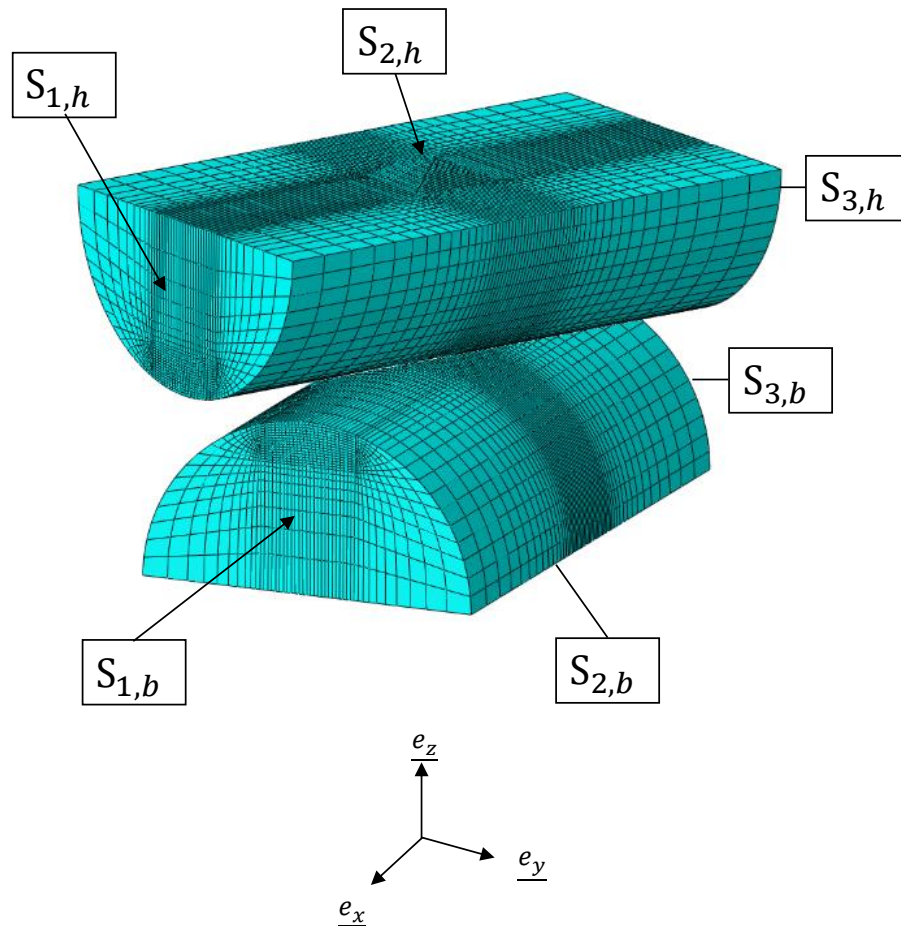


Figure 4-1 : Maillage volumique du modèle local

Sur la figure 4-1 sont définies six surfaces, trois pour chaque demi-cylindre représentant chacun un brin d'aluminium. Les conditions aux limites sont appliquées de la manière suivante :

- Demi-cylindre bas :
 - Un plan de symétrie selon la direction e_z est défini sur la surface $S_{2,b}$
 - La surface $S_{3,b}$ est encastrée
 - La contrainte de fatigue $\sigma_f(t)$ est appliquée au cylindre bas sous forme d'une pression appliquée sur la surface $S_{1,b}$. La pression associée à $\sigma_f(t)$ est directement calculée d'après la relation F/S_0 , où F est la force de fatigue sollicitant le brin (par exemple issue des histogrammes du chapitre précédent, figure 3-13) et $S_0 = 10.17 \text{ mm}^2$ la surface d'un brin. Pour solliciter en traction le brin, la pression de surface associée à $\sigma_f(t)$ doit être de plus négative, alors qu'une pression positive induirait de la compression.

- Demi-cylindre haut :
 - Les surfaces $S_{1,h}$ et $S_{3,h}$ sont libres
 - La surface $S_{2,h}$ est entièrement couplée à un point de référence (couplage sur les six degrés de libertés). Les efforts de fretting $Q(t)$ et P sont ainsi directement imposés sur ce point de référence et propagés sur $S_{2,h}$. L'effort normal est porté par \vec{e}_z alors que l'effort tangentiel est contenu dans le plan $(\vec{e}_x ; \vec{e}_y)$.

Il est à noter qu'au sein d'un conducteur réel, l'effort tangentiel et le chargement de fatigue ne sont pas nécessairement colinéaires. Cependant, pour être le plus proche de la configuration expérimentale de la machine de fretting fatigue décrite dans le second chapitre, l'hypothèse a été faite que ces efforts sont systématiquement colinéaires. Cela signifie que ces efforts seront portés tous deux par la direction \vec{e}_x pour les simulations.

Le contact en lui-même est modélisé en utilisant l'algorithme des multiplicateurs de Lagrange disponible avec ABAQUS/Standard. Le coefficient de frottement associé a été renseigné en accord avec la valeur la plus conservatrice de coefficient à la transition $\mu_t = 1.1$. Tous les éléments du modèle sont de type 3D hexaédriques C3D8, et la dimension caractéristique des éléments dans la zone la plus raffinée au centre du contact est $35 \text{ }\mu\text{m}$. Enfin, ce modèle considère un matériau isotrope, dont le module de Young $E = 65 \text{ GPa}$ et le coefficient de Poisson $\nu = 0.34$ ont été établis expérimentalement comme décrit dans le second chapitre.

La démarche proposée repose sur une modélisation élastique des brins, bien qu'une loi d'érouissage soit introduite dans la section 4.3.4 pour évaluer la pertinence de cette hypothèse forte.

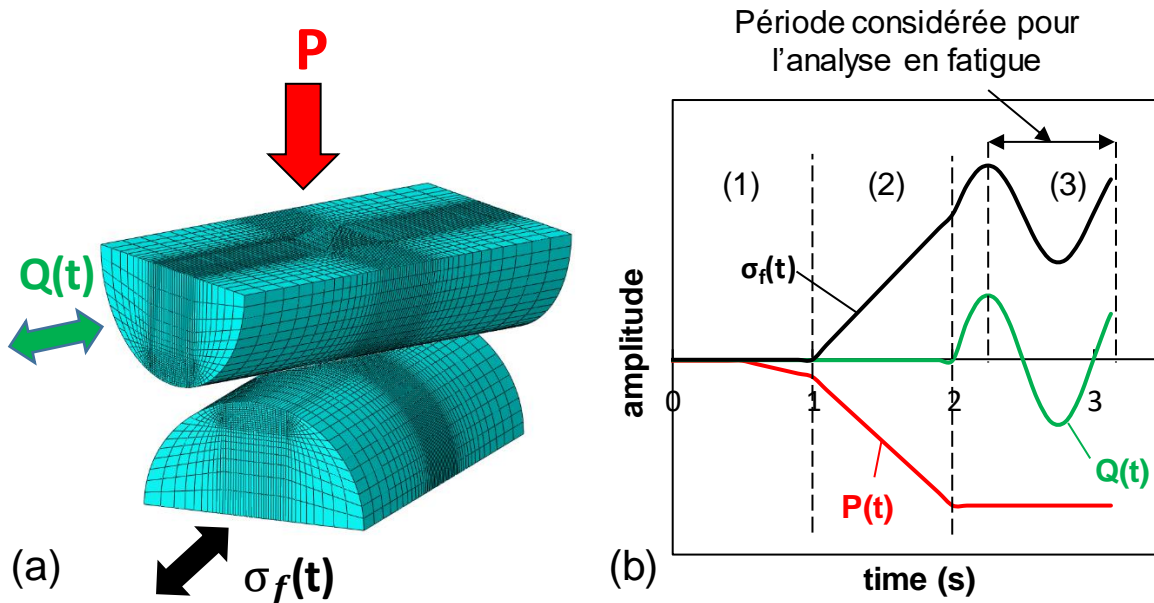


Figure 4-2 (a) : Illustration des conditions aux limites appliqués sur les instances du modèle local ; (b) : séquence d'application des chargements en fonction du temps (échelle de temps indicative)

Qu'elle soit en fretting simple ou fretting fatigue, chaque simulation suit la même séquence temporelle illustrée sur la figure 4-2b. A l'instant initial, les maillages sont tangents. Puis s'ensuivent trois étapes de calcul :

- L'étape de calcul (1) où le brin supérieur est piloté en déplacement. Une légère interpénétration (inférieure à 5 μm) est imposée pour initier le contact. La mise en contact en déplacement imposé garantit une meilleure stabilité de l'algorithme de contact, et notamment lorsque l'algorithme des multiplicateurs de Lagrange est utilisé. Cette étape préliminaire améliore ainsi la convergence des étapes suivantes.
- L'étape de calcul (2) où l'effort normal P est imposé en force sous forme de rampe jusqu'à sa valeur finale. Dans le même temps, la contrainte de cœur de fatigue est appliquée de la même façon au brin bas jusqu'à atteindre la valeur moyenne visée.

- L'étape de calcul (3) où, toujours imposé sous forme d'une force, un cycle de sollicitation est simulé en appliquant l'effort tangentiel et la fatigue à l'aide d'une fonction sinus. La durée de cette étape est $1.25 \times \Delta T$, et la période entre 2s et 2.25s sert à stabiliser le cycle. Les post-traitements et analyses d'un cycle de chargement seront ainsi réalisés sur la période comprise 2.25 et 3.25s.

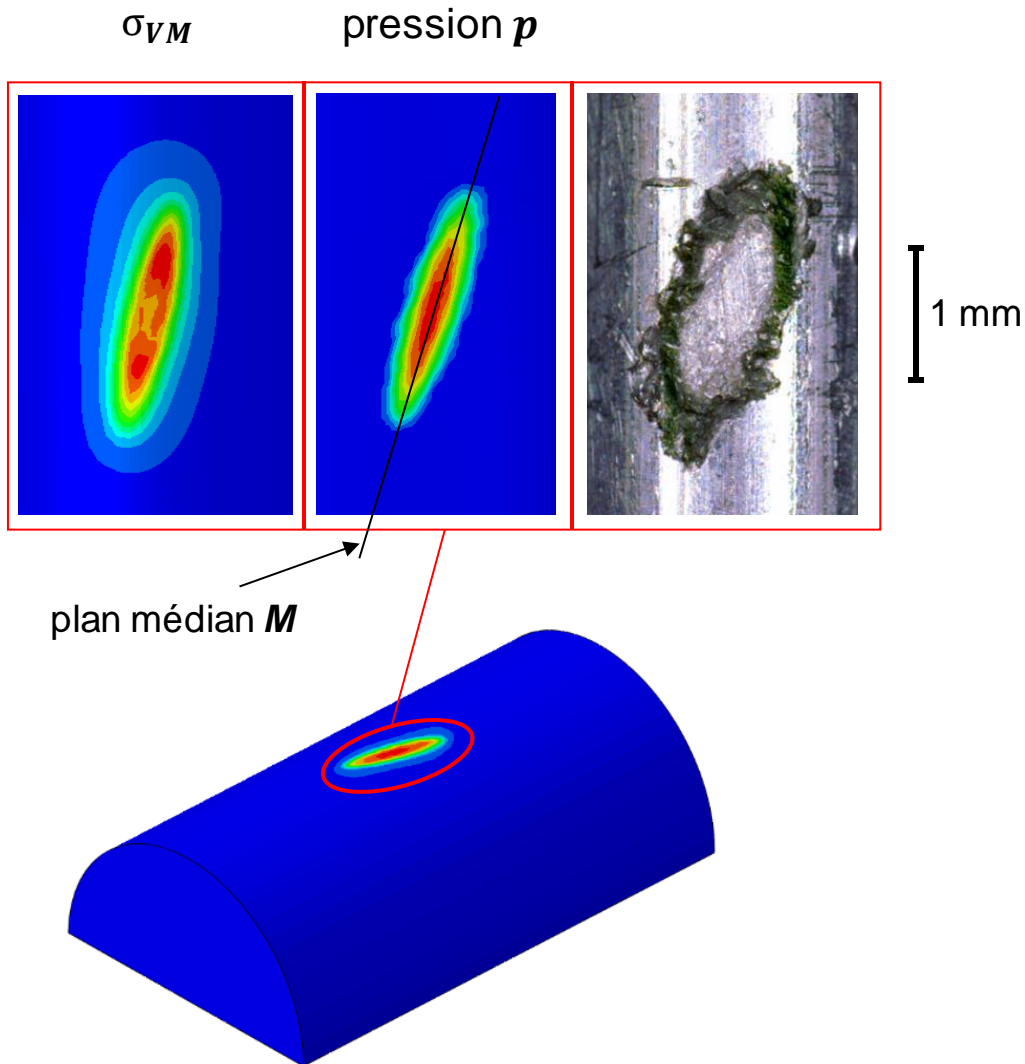


Figure 4-3 : Comparaison qualitative des distributions de contraintes de von Mises et de la pression de contact avec une trace de contact obtenue en fretting simple ($Q^* = 150 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$)

La figure 4-3 illustre les distributions de contraintes équivalentes de von Mises σ_{VM} et de pression de contact p dans la zone de contact. De plus, cette vue permet de définir le plan médian M passant par le grand axe de

l'ellipse formée par le contact. Ce plan est orienté selon la bissectrice de l'angle β formé par les axes des brins en contact, soit $\beta/2 = 15^\circ$ par rapport à l'axe du brin représenté sur la figure 4-3.

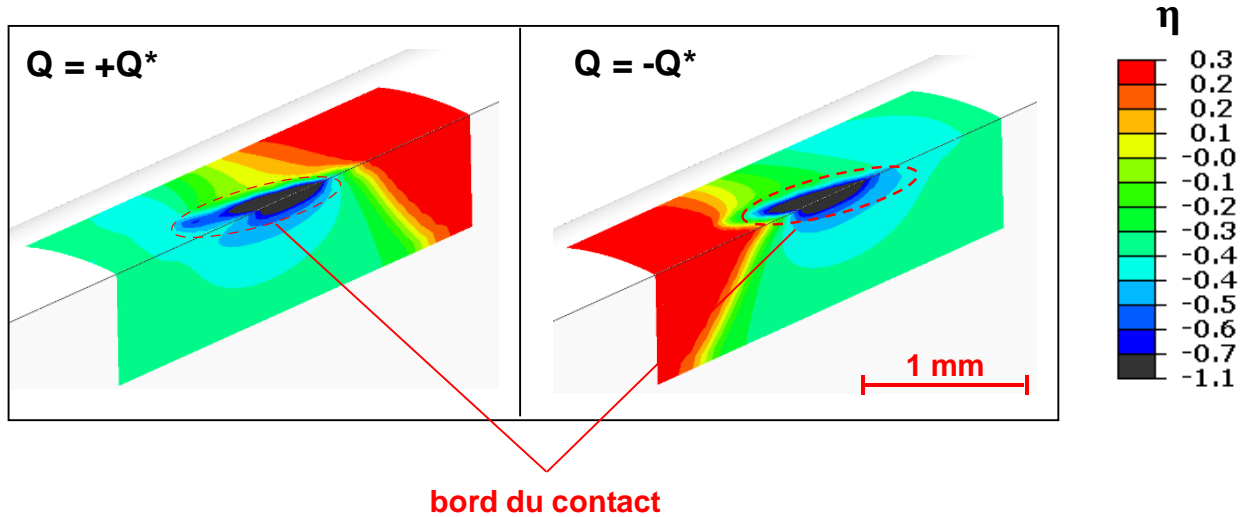


Figure 4-4 : Distributions du taux de triaxialité η sur une vue en coupe du brin, rapprochée sur la zone de contact. Les instants extrêmes d'un cycle sont représentés

En complément de la figure 4-3, la figure 4-4 représente la distribution du taux de triaxialité noté η au niveau de la zone de contact.

$$\eta = \frac{\sigma_H}{\sigma_{Von\ Mises}} \quad (4.1)$$

Le brin est également vu en coupe selon son axe, et les deux instants extrêmes d'un cycle de fretting simple sont visualisés : $Q = +Q^*$ et $Q = -Q^*$. Le cas illustré correspond à $Q^* = 150\text{ N}$ et $P = 200\text{ N}$. Le taux de triaxialité en un point est défini comme le rapport entre la contrainte hydrostatique σ_H et la contrainte équivalente de von Mises (relation 4.1), et permet de caractériser le degré de multiaxialité de la distribution des contraintes. A titre de référence, les cas particuliers pour η sont les suivants :

- $\eta = 0.33$: traction uniaxiale

- $\eta = 0$: cisaillement pur
- $\eta = -0.33$: compression uniaxiale

Ainsi, cette représentation souligne qu'en fretting simple, le chargement tend vers des sollicitations uniaxiales en s'éloignant du contact. A l'inverse, le niveau de multiaxialité augmente en se rapprochant de cette zone, et atteint son minimum sous le centre du contact, c'est-à-dire sous le pic de pression induit par le contact. Cette observation est pertinente dans le sens où les fissures initiées en fretting tendent à se propager dans cette zone de forte multiaxialité, comme présenté plus en détail en seconde partie de ce chapitre.

4.3. Prévision de l'amorçage en fretting-fatigue

4.3.1. Application du critère de Crossland

4.3.1.1. Détermination de la limite de fatigue en torsion

La démarche adoptée propose de prévoir l'amorçage de fissure dans le mono-contact étudié à l'aide d'un critère de fatigue multiaxial. Le critère choisi est le critère à invariants de Crossland introduit dans le premier chapitre. Ce critère a été jugé pertinent pour la configuration choisie car il prend en compte les effets du cisaillement, généralement prépondérants dans le comportement des matériaux ductiles comme l'aluminium. De plus, il considère également les effets de la contrainte hydrostatique, élément d'autant plus pertinent au vu des résultats qui seront exposés en section 4.4.1 de ce chapitre. Pour rappel, l'expression de la contrainte équivalente de Crossland est :

$$\sigma_C = \sqrt{J_{2,a}} + \alpha_C \cdot \sigma_{H,max} \quad (4.2)$$

Avec $J_{2,a}$ le second invariant du déviateur de l'amplitude du tenseur des contraintes sur un cycle, et $\sigma_{H,max}$ le maximum associé au premier invariant du tenseur des contraintes, c'est-à-dire la contrainte hydrostatique. Le facteur α_C s'exprime en fonction de données de fatigue du matériau :

$$\alpha_c = \frac{\tau_d - \sigma_d/\sqrt{3}}{\sigma_d/\sqrt{3}} \quad (4.3)$$

Où τ_d et σ_d sont respectivement les limites de fatigue en torsion alternée et en traction/compression alternée. Ainsi, d'après ce critère, il y a amorçage lorsque la contrainte équivalente de Crossland dépasse la limite de fatigue en torsion : $\sigma_c > \tau_d$.

Comme précisé dans la section 2.4.2 du second chapitre, les essais de fatigue simple réalisés sur les brins d'aluminium ont permis d'évaluer la limite de fatigue en traction/compression uniaxiale à $\sigma_d = 65$ MPa. Cependant, la valeur de τ_d n'a pas pu être directement évaluée de manière expérimentale. Un diagramme de Dang Van [105], [106] adapté au formalisme de Crossland a ainsi été utilisé. Dans le plan $(\sigma_H ; \sqrt{J_{2,a}})$, le seuil limite d'amorçage décrit par $\sigma_c = \tau_d$ correspond à une droite de pente $-\alpha_c$ comme représenté sur la figure 4-5. Ainsi, connaissant plusieurs limites de fatigue expérimentales correspondant à plusieurs points sur le diagramme, la valeur de τ_d peut être extrapolée en prolongeant la droite jusqu'à son interception de l'axe des ordonnées. Cet axe correspond à la droite d'équation $\sigma_{H,max} = 0$, cisaillement ou torsion pure. C'est la raison pour laquelle plusieurs valeurs de limites de fatigue uniaxiale pour différents rapports de charge ont été établies expérimentalement, et dont les trois valeurs obtenues sont listées dans le tableau 2-4 et 4-1. Pour ce type de sollicitations, le tenseur des contraintes prend la forme simple rappelée dans la relation 4.4, dépendant uniquement de σ_{max} et du rapport de charge $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$.

$$\underline{\underline{\sigma}}_{max} = \begin{pmatrix} \sigma_{max} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad \underline{\underline{\sigma}}_{min} = \begin{pmatrix} \sigma_{max} \cdot R & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (4.4)$$

Les valeurs de $\sqrt{J_{2,a}}$ et $\sigma_{H,max}$ se déduisent alors analytiquement :

$$\sigma_{H,max} = \frac{1}{3} \text{trace}(\underline{\underline{\sigma}}_{max}) = \frac{\sigma_{max}}{3} \quad (4.5)$$

$$\sqrt{J_{2,a}} = \frac{1}{2\sqrt{3}} \sigma_{max} (1 - R) \quad (4.6)$$

Les résultats des relations (4.5) et (4.6) sont résumés dans le tableau 4-1, en reprenant également les données du tableau 2-4.

Tableau 4-1 : Valeurs de $\sqrt{J_{2,a}}$ et $\sigma_{H,max}$ en fonction de la limite de fatigue et du rapport de charge (fatigue uniaxiale)

| Rapport de charge R | Limite de fatigue $\sigma_{d,R}$ (MPa) | $\sqrt{J_{2,a}}$ (MPa) | $\sigma_{H,max}$ (MPa) |
|--------------------------------------|--|--|--|
| -1 | 65 | 38 | 22 |
| 0,1 | 115 | 30 | 38 |
| 0,2 | 120 | 28 | 40 |

Les trois points correspondant aux trois rapports de charge testés sont ainsi représentés sur le diagramme de Dang Van modifié de la figure 4-5. Le tracé de la droite seuil donne une pente - $\alpha_c = - 0.5$ et la valeur extrapolée de la limite de fatigue en torsion alternée est établie à $\tau_d \approx 49$ MPa.

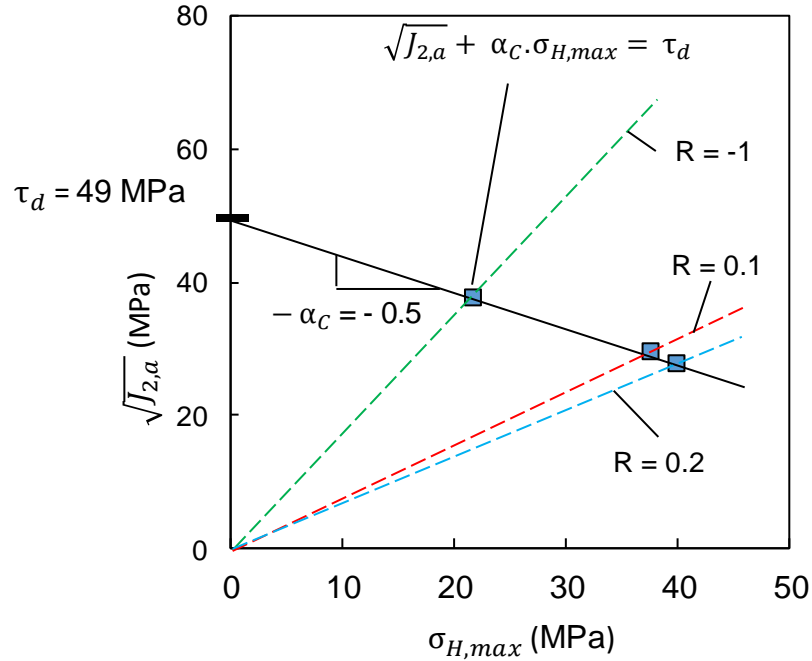


Figure 4-5 : Diagramme de Dang Van adapté au formalisme de Crossland, utilisé pour la détermination de τ_d

4.3.1.2. Application du critère en surface

Avec la connaissance des limites σ_d et τ_d , la contrainte équivalente de Crossland σ_c peut être calculée à partir des contraintes sur un cycle complet de chargement de fretting ou fretting-fatigue. La méthode de post-traitement utilisée consiste en une routine Python dédiée au calcul de σ_c , et est basée sur les résultats de simulations sauvegardés dans une base de donnée de sortie (*output database*). Cette base de donnée est alors éditée en ajoutant un nouvel échelon de temps artificiel contenant les valeurs de contraintes hydrostatiques σ_H , les données de cisaillement $\sqrt{J_{2,a}}$ et ultimement σ_c pour tous les points d'intégration. Cette méthode permet de visualiser directement les distributions spatiales de ces trois grandeurs à l'aide de l'interface graphique ABAQUS/cae comme illustré sur la figure 4-6. Sur cette dernière, la distribution de σ_c est affichée en surface de la zone de contact et correspond à un cycle de fretting simple avec $Q^* = 75$ N et $P = 300$ N.

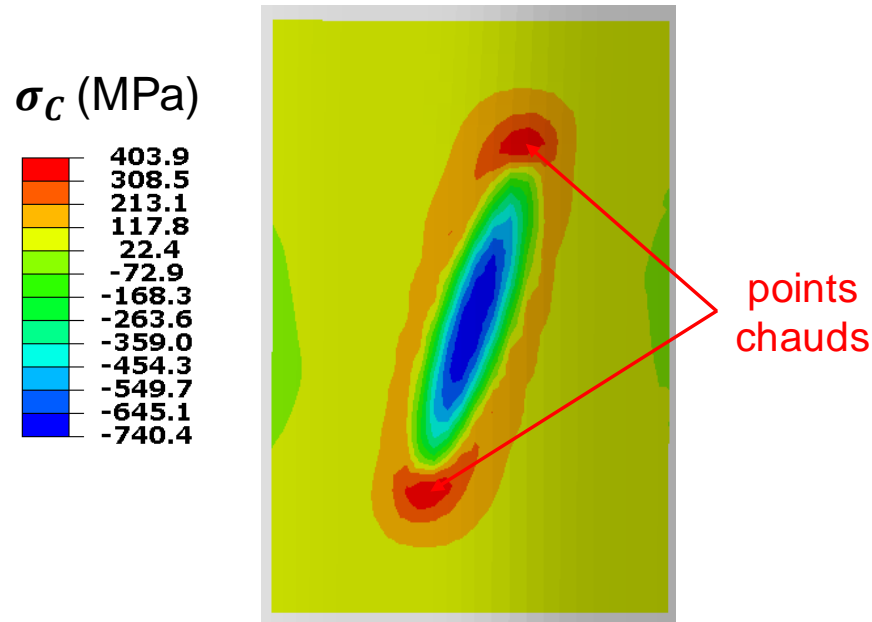


Figure 4-6 : Distribution de σ_c en surface centrée sur la zone de contact de fretting ($Q^* = 75 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$)

Cette figure met en évidence l'existence des zones les plus critiques d'un point de vue de l'amorçage, nommées points chauds (*hotspots*, HS). Ces points chauds sont situés en bordures extrêmes du contact et indiquent la localisation préférentielle de l'initiation des fissures pour cette configuration, caractéristique confirmée expérimentalement. D'autre part, la zone centrale du contact est caractérisée par des valeurs fortement négatives. Cela traduit directement l'influence de la compression induite par la pression de contact, maximale en cette zone (figure 4-3).

La suite de l'étude propose d'étudier dans quelle mesure une analyse multiaxiale de type Crossland est capable de prévoir le risque d'amorçage, et ceci dans un premier temps pour un contact en fretting simple.

4.3.2. Prévision du risque d'amorçage en fretting simple

4.3.2.1. Détermination de la distance critique pour une approche non locale

De façon à établir la capacité du critère de Crossland à prévoir le risque d'amorçage en fretting, une première étape a consisté à déterminer le seuil d'amorçage expérimental en fretting simple pour un mono-contact entre deux brins. La configuration expérimentale est décrite dans le chapitre 2 section 2.5.1 : deux brins

d'aluminium avec un angle relatif entre leurs axes de 30° sont mis en contact, et un déplacement tangentiel est imposé. Pour cette analyse, l'effort normal appliqué était fixé à $P = 300 \text{ N}$, et la condition de glissement partiel a été imposée. L'amplitude de débattement δ^* a quant à elle été ajustée de façon à imposer une amplitude de force tangentielle constante Q^* . Ainsi, deux séries d'essais à $N = 3.10^5$ et $N = 10^6$ cycles ont été réalisées en faisant varier Q^* de 25 à 200 N, et des coupes ont été réalisées après chaque essai suivant le plan médian pour caractériser les fissures générées sous le contact.

Les figures 4-7a et 4-7b illustrent une trace de fretting après essai et la fissure associée vue en coupe sous le contact et illustrent d'une part la forme d'une trace de fretting en glissement partiel, et d'autre part la géométrie typique des fissures observées. Enfin, la figure 4-7c représente l'évolution des profondeurs de fissures mesurées après essai en fonction de Q^* . Plus l'amplitude d'effort tangentiel appliqué est important, et plus la zone glissante sera large et plus longues seront les fissures générées. De plus, le faible angle de plongée de ces fissures suggère des mécanismes de propagation en mode II, ainsi que des fissures se propageant rapidement vers l'intérieur du contact. Ce point sera discuté plus en détail en section 4.4. A partir de ces données expérimentales, le seuil d'amorçage (*crack nucleation*, CN) a été défini à $Q_{CN} = 75 \text{ N}$ et $P = 300 \text{ N}$. Pour des amplitudes Q^* plus faibles, pas ou peu de fissures ont été observées. A l'inverse, au-delà de Q_{CN} , la profondeur projetée des fissures amorcées montre une nette augmentation.

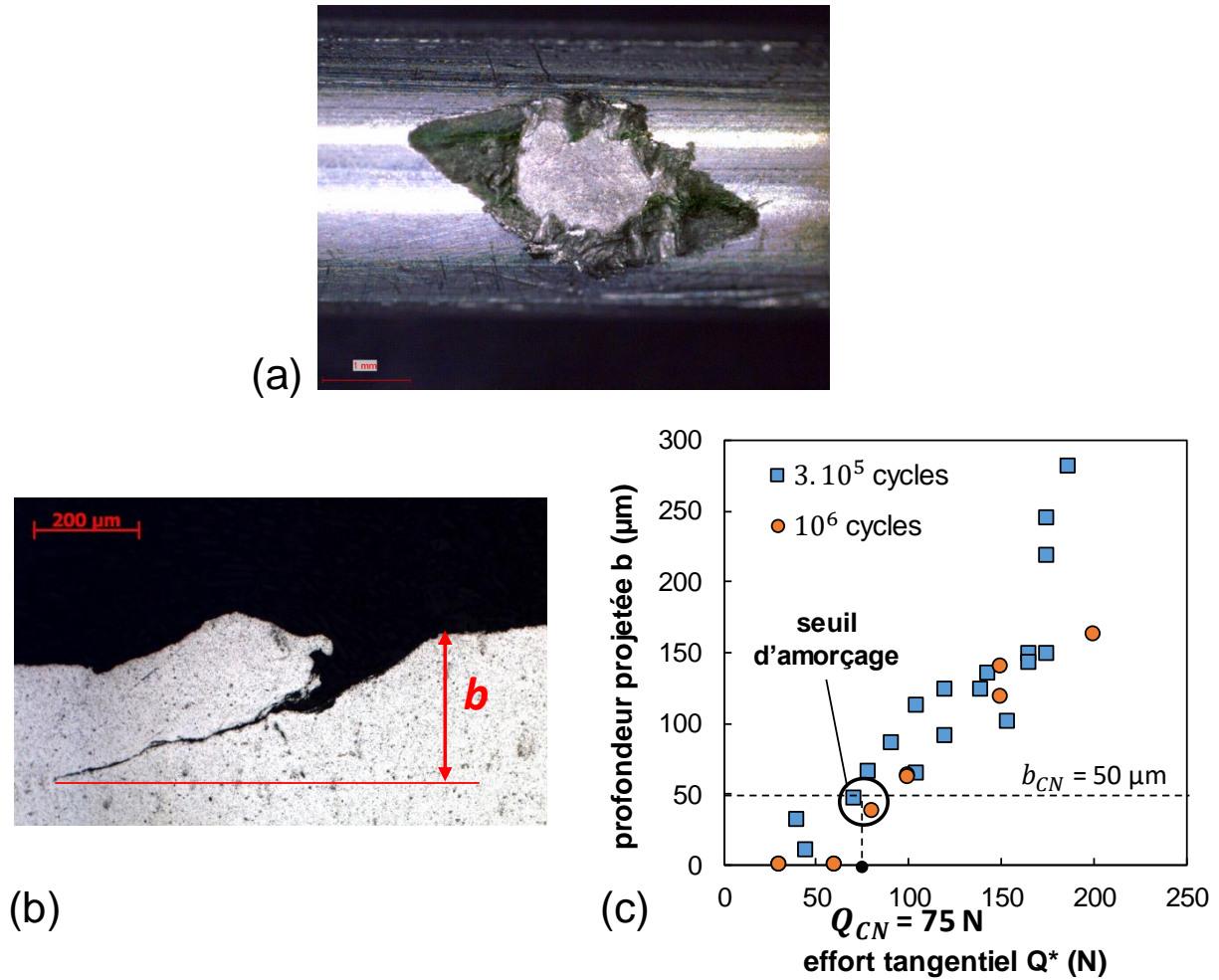


Figure 4-7 (a) : Trace de fretting après $3 \cdot 10^5$ cycles pour $Q^* = 200 \text{ N}$ et $P = 300 \text{ N}$ (b) : illustration de la mesure de profondeur de la fissure initiée avec les conditions précédentes ; (c) évolution de la profondeur de fissure b en fonction de l'effort tangentiel en fretting simple ($P = 300 \text{ N}$), détermination du seuil d'amorçage expérimental

Connaissant les conditions du seuil d'amorçage expérimental, la seconde étape a consisté à simuler à l'aide du modèle local un cycle de fretting avec ces mêmes conditions : $Q^* = 75 \text{ N}$ et $P = 300 \text{ N}$. La contrainte équivalente de Crossland est calculée en surface ainsi que dans le volume autour de la région de contact. L'évolution de σ_C en fonction de la profondeur est alors tracée sous le point chaud situé en surface (figure 4-6). Cette évolution est représentée sur la figure 4-8, et permet également de visualiser les effets des gradients de contrainte sur σ_C . En effet, en surface, la valeur calculée au point chaud est égale à 404 MPa, très supérieure à la limite de fatigue en torsion $\tau_d = 49 \text{ MPa}$. Or, l'analyse porte sur des conditions de seuil d'amorçage en fretting simple. Aussi le ratio $\sigma_C(\text{HS})/\tau_d \approx 8$ suggère qu'en raison des très forts gradients générés sous l'interface, une analyse au point chaud n'est pas représentative et induit une surestimation du risque d'amorçage. Pour remédier à ce point, une approche non locale est considérée, basée sur une méthode

de type « distance critique ». Cette démarche implique de calculer la contrainte σ_C non pas au point chaud mais à une certaine profondeur l_C sous le point chaud telle que $\sigma_C(l_C) = \tau_d$. Le problème consiste alors en la détermination de cette longueur l_C . On propose d'appliquer une approche inverse de l'analyse du seuil d'amorçage de l'essai de fretting en question [35]. En effet, comme illustré sur la figure 4-8, la valeur de σ_C chute rapidement et on peut considérer que la distance critique optimale correspond alors à la distance à laquelle le critère de Crossland est lui-même à son seuil d'amorçage : $\sigma_C = \tau_d$. Cette méthode d'identification inverse garantit une équivalence entre le seuil d'amorçage théorique/numérique et le seuil expérimental ; ceci pour des gradients de contrainte représentatifs de l'application étudiée.

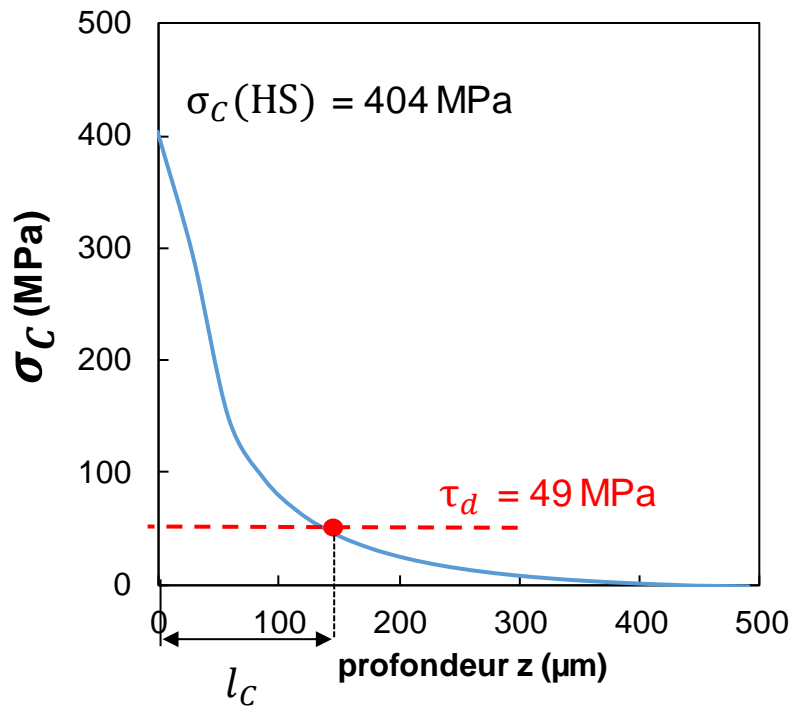


Figure 4-8 : Evolution de σ_C en profondeur sous le point chaud, identification de la distance critique l_C lorsque $\sigma_C = \tau_d$

La longueur ainsi obtenue pour cette distance critique optimale est $l_C = 130 \mu\text{m}$. Cette valeur peut être mise en regard et comparée avec des données disponibles pour d'autres matériaux. Pour des matériaux plus durs tels que des nuances d'acier ou d'alliages de titane, des distances plus courtes (comprises entre 10 et 30 μm) ont ainsi été relevées [42], [100]. Cependant, la distance plus grande obtenue pour un brin de conducteur respecte des tendances observées pour des matériaux ductiles comme l'aluminium [31]. Enfin, la plasticité nécessairement présente affecte également cette distance critique comme souligné par Gandiolle et al. [101]

4.3.2.2. Prédiction de l'amorçage à l'aide de la distance critique calibrée sur un essai de fretting simple

Avec la connaissance de la distance critique l_c déterminée dans la section précédente, le critère de Crossland peut être appliqué de façon plus discriminante pour prévoir l'amorçage à 10^7 cycles. Au lieu d'être directement évaluée au point chaud, la contrainte de Crossland est calculée sous la surface à une profondeur l_c . Si $\sigma_c(l_c)$ est supérieur à la limite de fatigue en torsion τ_d , alors il y a risque d'amorçage. La figure 4-9 compare les rapports σ_c/τ_d évalués en surface au point chaud et à la distance critique en sous couche. Ainsi, si l'analyse au point chaud des contacts 1 à 6 suppose un amorçage systématique, l'analyse à la distance critique $l_c = 130 \mu\text{m}$ ne prévoit pas d'amorçage pour les contacts 1 et 6. A l'inverse, l'amorçage d'une fissure au moins supérieure à b_{CN} est attendu pour les contacts 2, 3, 4 et 5. En complément de ces histogrammes, le tableau 4-2 résume les valeurs de critère en rappelant les conditions de chargement des six contacts illustrés et simulés.

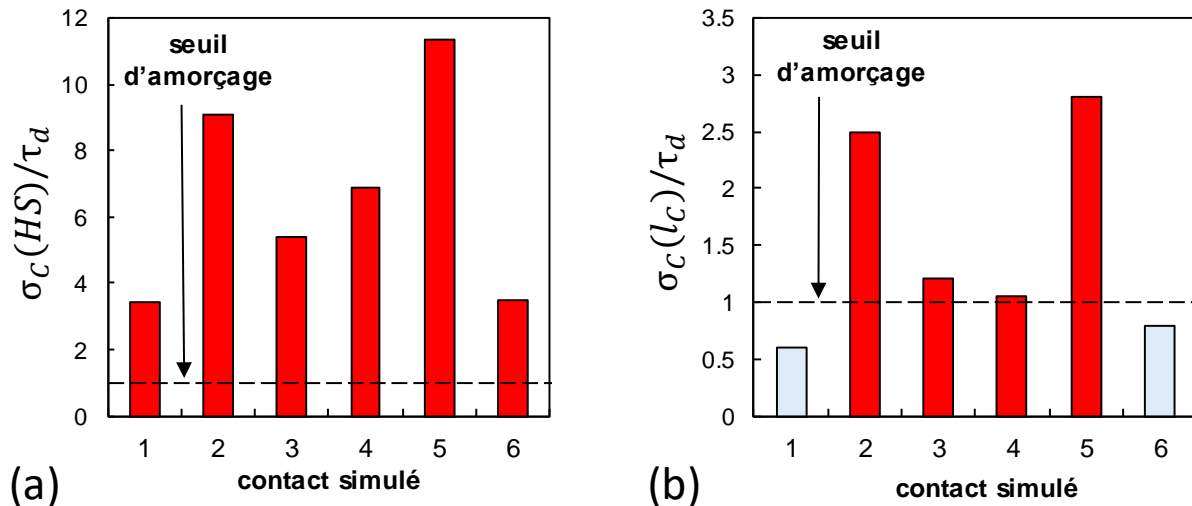


Figure 4-9 : Comparaison entre les risques d'amorçage évalués : (a) : en surface ; (b) : en profondeur à une distance l_c du point chaud

La dernière étape de la démarche locale de prédiction d'amorçage est alors la comparaison de ces résultats numériques de risque d'amorçage avec des essais de fretting-fatigue sur les brins réels. Ces essais permettront d'une part d'interroger l'hypothèse de durée de vie résiduelle en propagation faible, et d'autre part la capacité du modèle à effectivement anticiper la présence de fissure.

Tableau 4-2 : Rappel des conditions de chargement des cas référence associés aux risques d'amorçage évalués en surface et en profondeur

| contact simulé | P (N) | Q* (N) | $\sigma_{f,max}$ (MPa) | $\frac{\sigma_c(HS)}{\tau_d}$ | $\frac{\sigma_c(l_c)}{\tau_d}$ |
|----------------|-------|--------|------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| 1 | 71 | 17 | 99 | 3,4 | 0,6 |
| 2 | 1024 | 176 | 4 | 9,2 | 2,5 |
| 3 | 117 | 41 | 35 | 5,5 | 1,2 |
| 4 | 320 | 70 | 60 | 6,86 | 1,05 |
| 5 | 777 | 199 | 3 | 10,61 | 2,8 |
| 6 | 64 | 18 | 98 | 3,5 | 0,8 |

4.3.3. Comparaison avec les essais expérimentaux de fretting-fatigue

Des essais ont été conduits sur la machine hydraulique à double vérins décrite en section 2.6 du second chapitre. Ils ont visé à reproduire un mono-contact entre deux brins d'aluminium sollicités en fretting-fatigue à partir des données de chargement issues du modèle global et simulées dans les sections précédentes. L'objectif de ces essais était d'obtenir des durées de vie expérimentales en rupture totale du brin de fatigue avant 10^7 cycles. Les essais non rompus au-delà de cette durée de vie ont été arrêtés puis expertisés en coupe pour identifier un éventuel amorçage. Ainsi, d'après les prévisions sur les conditions listées dans le tableau 4-2, il pouvait être attendu que les contacts 2, 3, 4 et 5 rompent, à l'inverse des contacts 1 et 6 pour lesquelles la durée de vie estimée est supérieure à 10^7 cycles.

De plus, pour ces essais, afin de se positionner dans des situations plus contraignantes, le rapport de charge a été fixé à $R = 0.5$. Cette valeur est plus contraignante que les rapports de charge pouvant être déduits des chargements de fatigue relevés avec le modèle global afin de maximiser les probabilités de rupture des échantillons.

Le principal résultat de ces essais est qu'aucune rupture finale n'a été observée pour ces six contacts avant le nombre de cycles maximal fixé. Ce résultat reste cohérent pour les contacts des catégories (1) et (3) définis dans la section 3.5.3 du chapitre 3 :

- Les contacts issus de la catégorie (1) sont caractérisés par un faible fretting. Malgré une fatigue plus élevée que pour les autres contacts, le critère de Crossland n'a pas prédit d'amorçage. Comme le chargement en fatigue est inférieur aux limites de fatigue obtenues expérimentalement, l'absence de rupture est en accord avec la simulation du risque d'amorçage pour ce cas.
- Contrairement aux contacts de la catégorie (1), ceux de la catégorie (3) présentent un fort risque d'amorçage de fissure. Toutefois, ces contacts sont caractérisés par une fatigue quasi-nulle. Ces configurations étant très proches du fretting simple, la rupture expérimentale reste peu probable. Ce type de faux positif reste acceptable pour la démarche en rendant la méthode conservatrice plutôt que de risquer des cas de faux négatifs, bien plus problématique d'un point de vue d'ingénierie.

Enfin, les contacts issus de la catégorie (2) sont jugés comme les plus susceptibles de présenter des cas de rupture, car ni le fretting ni la fatigue ne sont négligeables. Afin de renforcer les comparaisons entre simulations et essais, de nouveaux tests ont été réalisés pour différentes conditions de sollicitations s'inscrivant dans la catégorie (2). Les conditions testées ne correspondent ici pas nécessairement à des résultats issus du modèle macroscopique, mais ont été fixées de façon à éprouver la résilience de la démarche de prévision du risque d'amorçage.

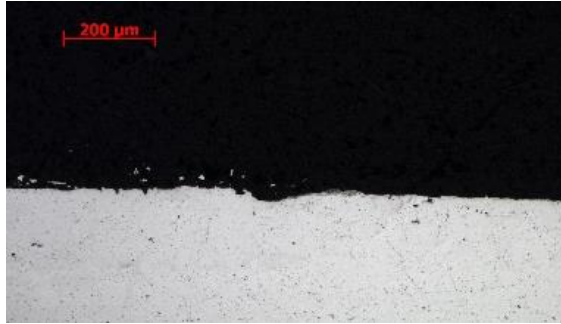
Le tableau 4-3 présente de nouvelles configurations de fretting-fatigue testées, en précisant l'occurrence de rupture, les longueurs de fissures éventuelles et le ratio de Crossland. Alors que la première ligne correspond au contact 6 du tableau 4-2, toutes les autres sont de nouvelles conditions.

Tableau 4-3 : Liste de conditions de chargement en fretting-fatigue, avec risque d'amorçage, occurrence de rupture et longueurs des fissures observées

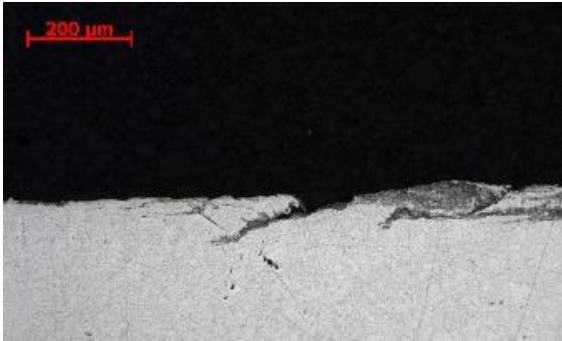
| P (N) | Q* (N) | $\sigma_{f,max}$ (MPa) | $\frac{\sigma_c(l_{opt})}{\tau_d}$ | Rupture | b (μm) |
|------------|--------|---------------------------|------------------------------------|------------|---------------|
| 64 | 18 | 98 | 0,7 | non | 30 |
| 100 | 35 | 70 | 0,9 | non | 45 |
| 310 | 70 | 70 | 1,4 | non | 80 |
| 310 | 125 | 70 | 2,5 | non | 175 |
| 310 | 150 | 70 | 3,7 | non | 210 |
| 310 | 200 | 70 | 4,2 | oui | / |
| 200 | 150 | 70 | 3,9 | oui | / |

Comme précédemment, chaque essai non rompu après 10 millions de cycle a été expertisé en coupe pour mesurer la profondeur des fissures éventuelles. La figure 4-10 illustre des observations optiques sur trois brins non rompus, comparées avec le ratio de Crossland associé aux mêmes conditions. Cette figure met en évidence la capacité de la méthode non locale avec $l_c = 130 \mu m$ utilisée à prévoir l'occurrence de l'amorçage. Pour un ratio de Crossland inférieur à 1, les fissures sont soit inexistantes (comme sur le cas illustré figure 4-10), soit de profondeurs inférieures à $b_{CN} = 50 \mu m$ (tableau 4-3 et figure 4-11). A l'inverse, un ratio supérieur à 1 induit la présence de fissures de profondeurs supérieures à b_{CN} . Cependant, les nouveaux essais réalisés confirment également que cette condition ne suffit pas à prévoir la rupture totale du brin. Ce fait est particulièrement marqué pour les conditions [$Q^* = 150 \text{ N}$; $P = 310 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 70 \text{ MPa}$] et [$Q^* = 150 \text{ N}$; $P = 200 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 70 \text{ MPa}$] du tableau 4-3. Les ratios de Crossland associés à ces conditions sont respectivement 3.7 et 3.9. Malgré cet écart très faible, le premier essai présente une fissure $b = 210 \mu m$ relativement courte à l'échelle du brin (3.6 mm de diamètre) alors que le second a conduit à la rupture.

$$\frac{\sigma_c(l_c)}{\tau_d} = 0.6$$



$$\frac{\sigma_c(l_c)}{\tau_d} = 1.4$$



$$\frac{\sigma_c(l_c)}{\tau_d} = 3.7$$

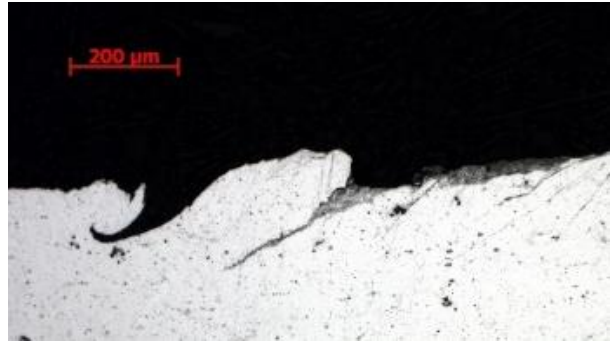


Figure 4-10 : Micrographies optiques des potentielles fissures observées, avec le risque d'amorçage associé

Ces derniers éléments tendent à relativiser l'hypothèse selon laquelle l'amorçage d'une fissure telle que $b = 50 \mu\text{m}$ conduit systématiquement à un risque de rupture. En effet, ces résultats mettent en lumière la nécessité de considérer dans un second temps la propagation pour décrire tout le processus de rupture finale d'un brin.

Toutefois, même si la seule prise en compte de l'amorçage se révèle conservative, elle peut permettre dans un premier temps de hiérarchiser les degrés d'amorçage entre les brins. Comme représenté sur la figure 4-11, une tendance quasi-linéaire peut ainsi être observée entre les profondeurs de fissures et le ratio de Crossland calculé.

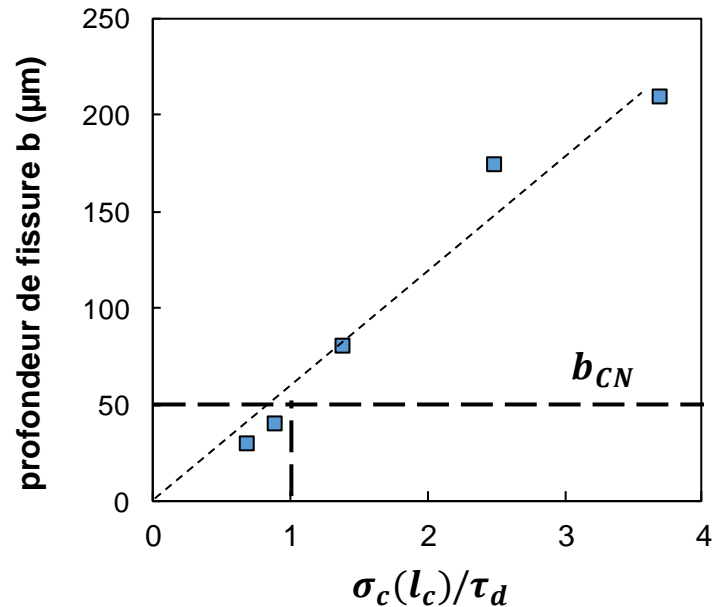


Figure 4-11 : Profondeurs de fissure mesurées en fonction du ratio de Crossland $\sigma_c(l_c)/\tau_d$ pour des essais de fretting-fatigue non rompus

La continuité logique des résultats qui seront présentés en section 4.4 de ce chapitre concernera la prise en compte de la propagation d'une fissure déjà amorcée, et notamment l'influence de l'effort normal de fretting sur la réponse du contact.

4.3.4. Prise en compte de la plasticité

Pour des raisons de coût numérique, l'analyse de l'amorçage développée a considéré l'hypothèse élastique pour les simulations. Cependant, les contraintes de von Mises ainsi que les observations des traces de fretting confirment des déformations plastiques significatives. Il apparaît donc intéressant d'évaluer dans quelle mesure la plasticité peut affecter la démarche prédictive du risque d'amorçage. A ce titre, on peut souligner qu'une méthode non locale comme celle de la distance critique permet également de limiter l'influence de la plasticité dans les prévisions. En effet, le fait de s'éloigner de la surface réduit l'intensité des contraintes et donc potentiellement l'erreur induite par l'utilisation d'une loi purement élastique par rapport à une loi

plastique. Cependant, pour évaluer si l'absence de prise en compte de la plasticité reste justifiée, il apparaît pertinent d'évaluer cet effet en implémentant une loi de comportement plastique dans la modélisation. Le but de cette section est de vérifier et justifier la modélisation élastique couplée à la distance critique obtenue, pour un matériau aussi ductile que l'aluminium.

4.3.4.1. Identification de la loi de comportement

L'identification de la loi de comportement est basée sur les essais de traction – compression cycliques décrits dans le chapitre 2, car ce sont ces données qui contiennent le plus d'information sur le comportement des brins d'aluminium. D'autre part, l'outil numérique utilisé pour implémenter la loi est Z-mat, issu de la suite logiciel Z-set. C'est un système de librairie dynamique de lois de comportement matériaux pouvant être utilisée en couplage avec des solveurs industriels tels que ceux d'ABAQUS ou ANSYS. Ce type de librairie est compatible avec d'autres outils comme Z-sim, qui permet d'intégrer une loi sous format Z-mat sur un point matériel. Cette fonctionnalité est utile pour déterminer les coefficients d'une loi empiriquement sans avoir à faire appel à un solveur aux éléments finis pour appeler la loi. C'est cette démarche qui a été appliquée ici.

La loi choisie pour traduire le comportement de l'aluminium est une loi de Chaboche [107]. C'est une loi avec écrouissages isotrope et cinématique non linéaires, dont la fonction de charge est exprimée dans la relation (4.7) selon le formalisme de von Mises.

$$f(\underline{\underline{\sigma}}) = J(\underline{\underline{\sigma}} - \underline{\underline{X}}) - \sigma_Y - R(p) \quad (4.7)$$

Avec $\underline{\underline{X}}$ et R les variables d'écrouissage, σ_Y la limite d'élasticité initiale et p le multiplicateur plastique défini dans le premier chapitre. En restant au premier ordre, ce type de loi peut être entièrement défini à l'aide de 4 coefficients notés C , D , Q et a . Ces derniers sont choisis constants pour simplifier la loi, et il est alors possible d'exprimer les vitesses relatives aux variables d'écrouissage d'après les relations :

$$\underline{\underline{\dot{X}}} = \frac{2}{3} C \underline{\underline{\dot{\epsilon}}}_p - D \underline{\underline{X}} \dot{p} \quad (4.8)$$

$$\dot{R} = a(Q - R)\dot{p} \quad \text{soit} \quad R = Q(1 - e^{-ap}) \quad (4.9)$$

Où $\underline{\underline{\dot{\epsilon}}}_p$ dans la relation 4.8 est la vitesse d'écoulement plastique, aussi exprimée par $\underline{\underline{\dot{\epsilon}}}_p = \dot{p} \underline{\underline{n}}$ (section 1.1.5 du chapitre 1).

A l'aide du solveur Z-sim, il est possible de changer les coefficients et tester la loi directement sur un point matériel de façon à ce que la loi matériau reproduise au mieux le comportement expérimental. La figure 4-12 illustre ainsi cette méthode, en superposant les données expérimentales pour deux amplitudes de déformations (en rouge et en bleu) avec la courbe calculée avec la loi de comportement définie (en vert). La démarche revient à un problème d'optimisation, où les coefficients doivent être fixés de manière à réduire l'écart entre courbe simulée et données expérimentales. Les coefficients retenus sont listés dans le tableau 4-4, et seront utilisés pour les résultats de la sous-section suivante.

Tableau 4-4 : Paramètres de la loi plastique (relations 4.7 -4.9) retenus pour caractériser le comportement plastique des brins d'aluminium d'un conducteur CROCUS 412

| C (MPa) | D | Q (MPa) | a |
|----------------|----------|----------------|----------|
| 5000 | 500 | 10 | 200 |

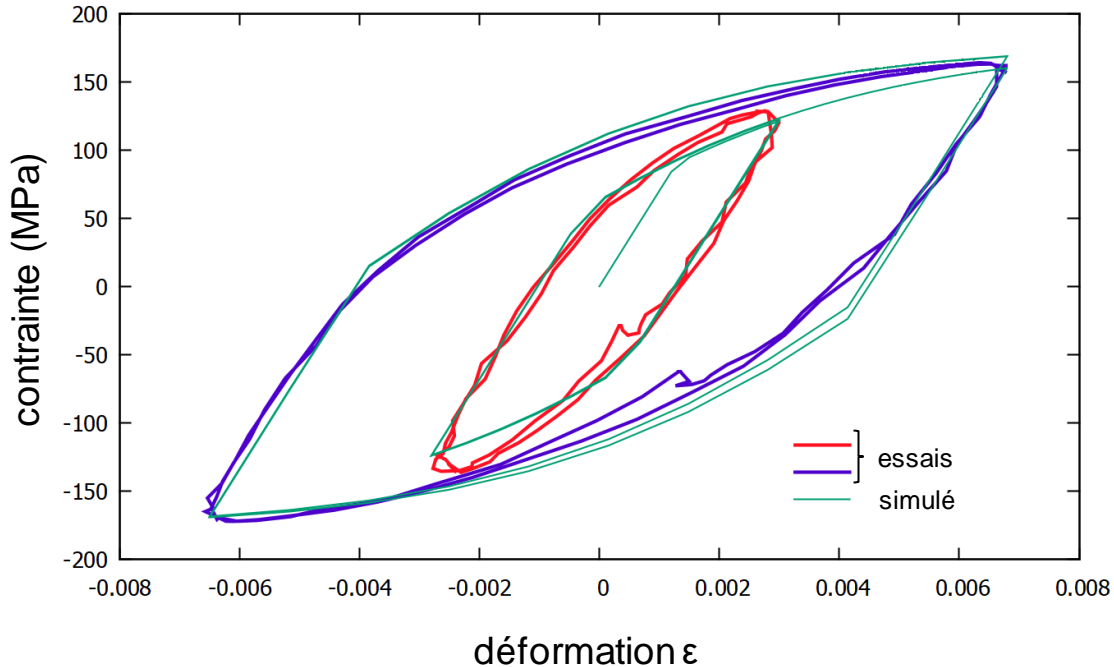


Figure 4-12 : Superposition des courbes cycliques expérimentales et simulées à l'aide de la loi plastique identifiée

4.3.4.2. Influence de la plasticité sur l'évolution des chargements générés dans l'interface et sur l'identification de l_C

La considération d'une loi de comportement non élastique augmente nécessairement le coût numérique du modèle local, ajoutant de la non linéarité en plus de celle induite par le contact. Et même si la prise en compte systématique de la plasticité est plus réaliste qu'une modélisation élastique, le but de cette section est d'évaluer l'erreur induite par l'hypothèse d'un modèle élastique en considérant la démarche distance critique.

La figure 4-13 reprend le tracé de la figure 4-8 utilisé pour identifier la distance critique l_C , en ajoutant au tracé initial l'évolution de σ_C sous le point chaud lorsque la loi d'érouissage est implémentée. L'analyse en fatigue pour la simulation elasto-plastique est réalisée après 10 cycles de fretting pour stabiliser le contact. Comme attendu, la valeur de σ_C avec la loi plastique ($\sigma_{C,EP}$) est largement inférieure à celle déduite avec l'hypothèse élastique. En effet, les déformations plastiques en surface tendent à adoucir les profils de contraintes par rapport à un calcul élastique. Cependant, à mesure qu'on s'éloigne de la surface, les deux évolutions se rejoignent. Il est même possible de remarquer que plus en profondeur, le profil de $\sigma_{C(EP)}$

devient supérieur au profil élastique, ce qui est cohérent avec une hypothèse de travail dissipé dans l'interface.

Il est alors intéressant de noter que pour la distance critique identifiée telle que $l_C = 130 \mu\text{m}$, les deux profils sont confondus, c'est-à-dire $\sigma_{C,EP}(l_C) = \sigma_C(l_C)$. Ce résultat important implique les points suivants :

- La distance critique trouvée permet effectivement de s'affranchir des effets de gradients ainsi que de plasticité. Les points situés à $z = l_C$ sont suffisamment éloignés de la surface pour garantir que les prévisions selon l'hypothèse élastique correspondent avec les prévisions faites en tenant compte de la plasticité.
- En conséquence du premier point, ce résultat justifie la possibilité d'utiliser l'hypothèse élastique pour les prévisions d'amorçage. Du moment que la méthode non locale est utilisée, l'amorçage peut être anticipé de manière crédible même en considérant cette hypothèse très conservatrice. Bien que la plasticité ne puisse pas être considérée négligeable pour autant, cela donne un argument notable pour justifier la démarche élastique adoptée.

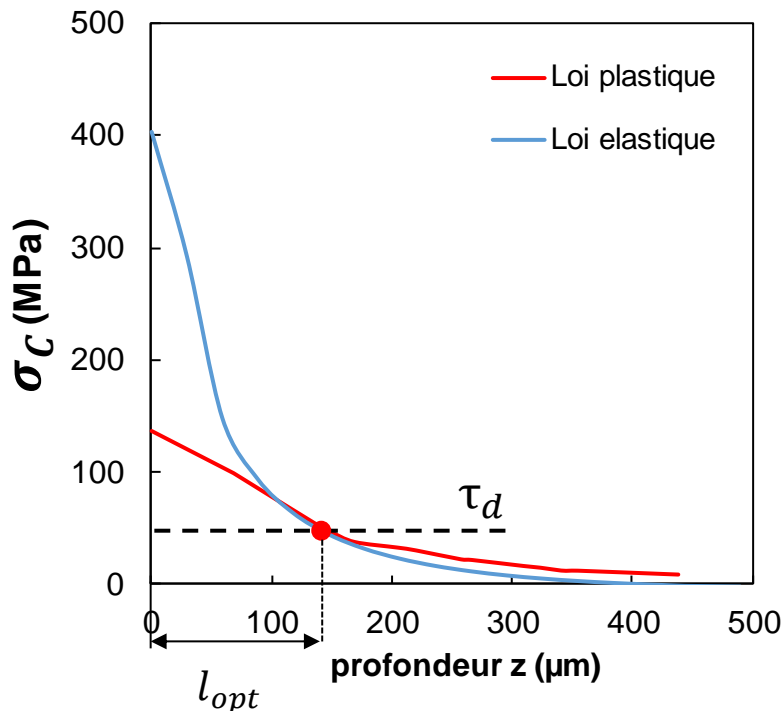


Figure 4-13 : Evolution de la contrainte équivalente de Crossland σ_C au point chaud selon l'hypothèse élastique ainsi que $\sigma_{C,EP}$ selon une loi élastoplastique en bordure de contact, pour $Q^* = 75 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$

Ainsi, pour les résultats suivants, l'hypothèse élastique sera considérée pour la modélisation de la fissure. Ce choix est également dû au fait que la convergence avec le solveur implicite devient difficile à atteindre en ajoutant une fissure entièrement maillée comme cela va être décrit dans les paragraphes suivants.

4.4. Etude de la propagation : importance du cisaillement en conditions compressives

L'ensemble des résultats présentés dans la suite de ce chapitre sont en partie basés sur l'observation selon laquelle l'effort normal de fretting P a une influence notable sur la rupture d'un brin. Pour rappel, alors que les conditions [$Q^* = 150 \text{ N}$; $P = 200 \text{ N}$, $\sigma_{f,\max} = 70 \text{ MPa}$] conduisent à la rupture d'un brin, une augmentation seule de plus de 100 N d'effort normal n'induit plus de rupture. La suite des essais expérimentaux de fretting-fatigue ont alors visé à étudier cet aspect.

4.4.1. Influence de l'effort normal en conditions expérimentales

Pour mieux mettre en évidence l'influence de l'effort normal appliqué au contact en fretting-fatigue, quatre séries de tests ont été réalisées, avec deux amplitudes de fatigue distinctes : $\sigma_{f,\max} = 60 \text{ MPa}$ et $\sigma_{f,\max} = 70 \text{ MPa}$, à chaque fois avec un rapport de charge $R = 0.5$. Ces conditions ont été choisies pour optimiser l'étude du processus de rupture en fretting-fatigue. En effet, des essais préliminaires ont montré que des contraintes maximales inférieures à 50 MPa ne garantissent pas de rupture avant 10^7 cycles et à l'inverse, des valeurs de l'ordre de 80 MPa ou au-delà peuvent induire des ruptures intempestives aux mors de fixation du brin de fatigue. Ainsi, pour les chargements testés et listés dans le tableau 4-5, les ruptures observées ont été systématiquement localisées au contact de fretting.

En complément du tableau 4-5 explicitant toutes les conditions et durées de vie associées, les résultats expérimentaux sur lesquels sont basés les prochains résultats sont présentés sur la figure 4-14. Pour chaque courbe, seul l'effort normal a été modifié entre les essais, tous les autres paramètres ayant été maintenus constants. Ces conditions sont $Q^* = 150 \text{ N}$ et 200 N , $\sigma_{f,\max} = 60 \text{ MPa}$ et 70 MPa , $R = 0.5$ et la fréquence d'essai fixée à 20 Hz . La figure 4-14a présente ainsi l'évolution des durées de vie pour le chargement de fatigue $\sigma_{f,\max} = 60 \text{ MPa}$, alors que la figure 4-14b correspond à $\sigma_{f,\max} = 70 \text{ MPa}$.

La principale conclusion à tirer de ces tracés est l'influence bénéfique de l'augmentation de l'effort normal sur la durée de vie. En effet, il apparait qu'augmenter cet effort permet de retarder voire prévenir la rupture du brin de fatigue sous 10^7 cycles. Un autre élément notable concerne l'allure de ces évolutions et l'existence d'un possible effet « seuil ». Les premiers points de chaque courbe ne semblent pas suivre de tendance notable, avec des durées de vie stables comprises entre 2 et 4 millions de cycle. Puis à l'approche d'une valeur limite, les durées de vie augmentent brutalement jusqu'à dépasser 10^7 cycles (pas de rupture à 10^7

cycles). Ce comportement particulier suggère fortement l'existence du phénomène d'arrêt de fissuration induit par l'effort normal et l'augmentation associée de la pression hydrostatique.

Tableau 4-5 : Liste des conditions de fretting fatigue testées (rapport de charge $R = 0.5$) avec durée de vies associées. La fréquence d'essai a été fixée à 20 Hz.

| $\sigma_{f,max}$ (MPa) | Q* (N) | P (N) | durée de vie (10^6 cycles) |
|---------------------------|-----------|----------|----------------------------------|
| 60 | 150 | 150 | 3 |
| 60 | 150 | 200 | 3,2 |
| 60 | 150 | 250 | 6 |
| 60 | 150 | 275 | 9,5 |
| 60 | 150 | 300 | >10 |
| 60 | 150 | 320 | >10 |
| 60 | 200 | 300 | 3,3 |
| 60 | 200 | 350 | 2,8 |
| 60 | 200 | 400 | 2,4 |
| 60 | 200 | 420 | 7,8 |
| 60 | 200 | 450 | >10 |
| 60 | 200 | 470 | >10 |
| 70 | 150 | 150 | 4,4 |
| 70 | 150 | 200 | 2,3 |
| 70 | 150 | 210 | 2,4 |
| 70 | 150 | 230 | 9,3 |
| 70 | 150 | 250 | >10 |
| 70 | 150 | 300 | >10 |

| | | | |
|----|-----|-----|-----|
| 70 | 200 | 350 | 3,9 |
| 70 | 200 | 400 | 3 |
| 70 | 200 | 415 | 3,5 |
| 70 | 200 | 450 | >10 |
| 70 | 200 | 470 | >10 |

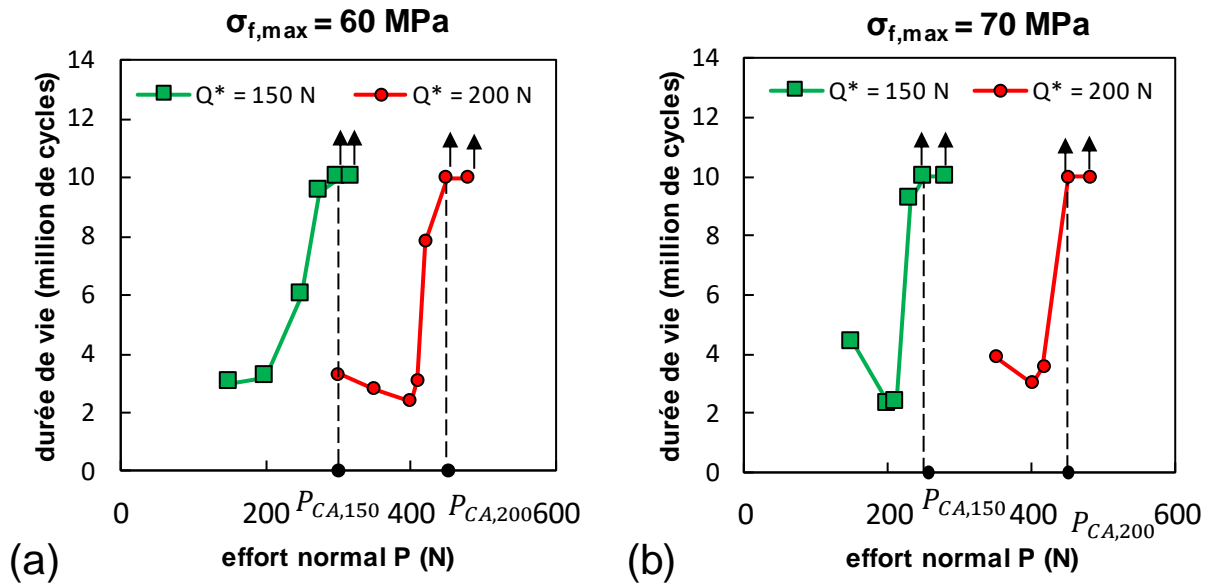


Figure 4-14 (a) : Evolutions de la durée de vie en fretting fatigue en fonction de l'effort normal pour $Q^* = 150 \text{ N}$ et 200 N , avec $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$ et $R = 0.5$;(b) pour $Q^* = 150 \text{ N}$ et 200 N , $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$ et $R = 0.5$

Les valeurs seuil d'effort normal au-delà desquelles la rupture n'est plus observée sont notées P_{CA} , et dépendent de l'effort tangentiel appliqué au contact. Ces quatre données sont indiquées sur les courbes de la figure 4-14, et listées dans le tableau 4-6. Bien que plus de valeurs de P_{CA} seraient requises pour confirmer ces observations, il apparaît que la valeur de l'amplitude de fatigue a une faible influence sur le seuil d'effort normal P_{CA} au-delà duquel le processus d'arrêt de propagation est activé. Comme rappelé dans le tableau 4-6, $P_{CA}(Q^* = 200 \text{ N}) = 450 \text{ N}$ pour les deux chargements de fatigue alors que $P_{CA}(Q^* = 150 \text{ N})$ présente une faible variation, allant de 250 N à 300 N . A l'inverse, une augmentation de 30% de l'effort tangentiel

implique une augmentation de plus de 60% du seuil P_{CA} pour se ramener à l'absence de rupture. Cela suggère que l'effort tangentiel reste le paramètre dominant sur la réponse en fretting-fatigue du contact testé, bien que l'effort normal semble apporter une contribution non négligeable.

Le dernier résultat important tiré de ces campagnes d'essai est la géométrie des fissures observées pour les cas non rompus. Les profondeurs mesurées b sont toutes comprises entre 200 et 250 μm (figure 4-15), ce qui suggère que l'arrêt de fissuration est rapidement atteint dans la zone de contact. Comme les niveaux de contrainte induits par le contact sont également élevés dans cette région, cela peut également expliquer l'influence moindre du chargement de fatigue sur le phénomène. La figure 4-15 illustre deux fissures arrêtées, en mettant en évidence la mesure de l'angle de plongée noté α . Comme les profondeurs b_{CA} , ce paramètre présente une grande stabilité pour toutes les fissures observées, donnant $\alpha = 30^\circ$. Cette géométrie de fissure particulière avait déjà été observée en fretting simple sur la figure 4-7 de la section précédente.

Tableau 4-6 : Seuils d'efforts normaux relevés expérimentalement. Pour $P > P_{CA}$, la durée de vie excède 10^7 cycles

| | $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$ | $\sigma_{f,max} = 70 \text{ MPa}$ |
|-----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| $Q^* = 150 \text{ N}$ | $P_{CA} = 300 \text{ N}$ | $P_{CA} = 250 \text{ N}$ |
| $Q^* = 200 \text{ N}$ | $P_{CA} = 450 \text{ N}$ | $P_{CA} = 450 \text{ N}$ |

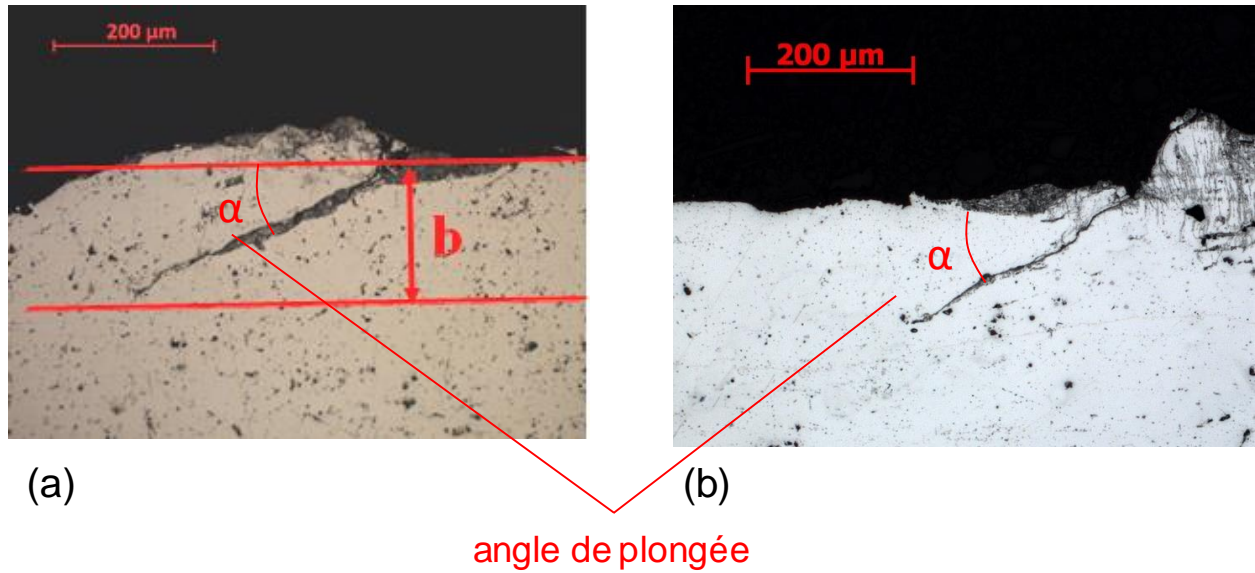


Figure 4-15 : Vue en coupe des fissures selon le plan médian du contact pour (a) : $Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 450 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 70 \text{ MPa}$; (b) $Q^* = 150 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 70 \text{ MPa}$

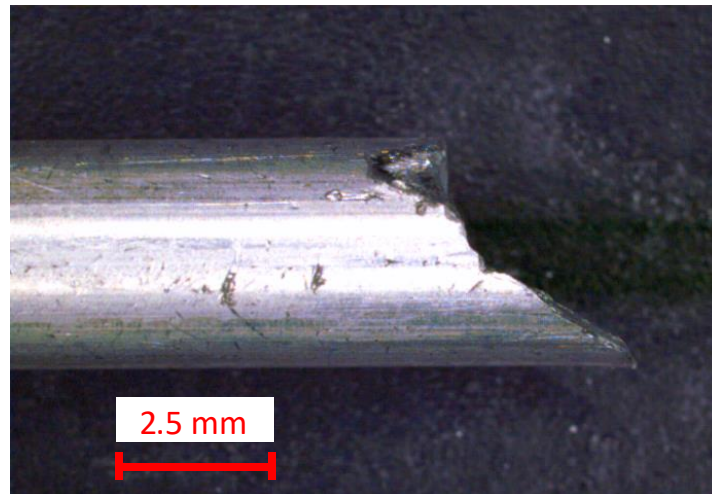


Figure 4-16 : Vue binoculaire d'un brin rompu ($Q^* = 150 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$)

Toujours concernant l'angle de plongée α , la figure 4-16 présente une photographie d'un brin rompu au contact vu de profil. Il apparaît que même loin de la zone de contact, la fissure menant à la rupture de l'éprouvette ne bifurque pas et conserve une trajectoire présentant un faible angle par rapport à l'axe du brin (et la direction de tréfilage). Classiquement en fretting-fatigue, il est généralement observé que les fissures bifurquent hors de la zone de contact selon l'axe le plus sollicitant en ouverture (mode I de propagation). Dans le cas des brins étudiés sollicités en fatigue selon leur axe, cela correspondrait donc à une trajectoire à 90° par rapport à l'axe du brin. Le fait que cela ne soit pas le cas pour les éprouvettes testées est un résultat

notable, et une explication qualitative peut être proposée. La trajectoire des fissures est nécessairement influée par la microstructure, et il a été observé comme rapporté dans le second chapitre que la microstructure des brins d'aluminium tréfilés est profondément affectée par ce processus de fabrication. Ainsi, les grains sont fortement allongés selon la direction de tréfilage, et les joints de grains sont donc naturellement orientés dans la même direction. Dans ce contexte, une hypothèse possible est que la fissure s'oriente selon la direction préférentielle des joints de grains. Comme traverser des joints de grains est plus coûteux énergétiquement pour une fissure que de suivre le grain lui-même, cela peut en partie expliquer les trajectoires obliques avec un angle faible de l'ordre de 30° qui sont systématiquement observé.

Pour conclure sur l'interprétation de ces résultats, la mise en relation de l'orientation des fissures avec la direction de l'effort normal suggère fortement un phénomène de fermeture de fissure. En effet, en raison de leur faible angle de plongée, les fissures se dirigent rapidement vers le centre du contact en restant relativement proches de la surface. Dans ce contexte, la pointe se retrouve alors proche de la zone de compression maximale induite par la pression de contact, induisant une fermeture et une mise en contact des parois de la fissure. La modélisation numérique a ainsi parmi ses objectifs d'étudier cette hypothèse.

4.4.2. Description du modèle local modifié

4.4.2.1. Présentation du module *Zcracks*

L'essentiel des travaux décrits dans la section 4.4 du présent chapitre sont basés sur l'utilisation du module *Zcracks*. C'est un outil de pré-traitement et post-traitement numérique issu de la suite *Z-set* tournant autour du solveur numérique aux éléments finis *Zébulon*, comme *Z-mat*. Toutefois, *Zcracks* est également compatible avec d'autres solveurs industriels et a ici été utilisé en couplage avec *ABAQUS/Standard*. Ce module vise à étudier le comportement d'une fissure insérée dans un maillage 3D, d'en déduire la distribution locale des Facteurs d'Intensité des Contraintes, voire de simuler la propagation elle-même en modélisant la progression d'une fissure.

Dans ce chapitre, les deux sous-modules suivants ont été utilisés :

- L'outil de remaillage en pré-traitement. Basé sur la suite logiciel de maillage *Distene's Meshgems*, ce sous-module permet d'insérer une géométrie de fissure (au contour circulaire, elliptique voire personnalisé) dans un maillage 3D initial. Ce dernier est appelé maillage « sain » avant insertion de la fissure. Le nouveau maillage utilise uniquement des éléments 3D tétraédriques (C3D4) et est le plus raffiné le long du front de fissure. Cette technique de maillage intégral de la fissure est à distinguer des méthodes basées sur les XFEM (Extended Finite Element Method) permettant également de modéliser l'existence d'une fissure. Cette routine prend en entrée un fichier d'entrée *ABAQUS* et génère un nouveau fichier d'entrée *ABAQUS* pouvant être soumis au solveur.
- L'outil de calcul des Facteurs d'Intensité des Contraintes (FIC). Cette routine de post-traitement calcule le long du front de fissure les valeurs des FIC pour chaque intervalle de temps sauvegardé. Ainsi, les FIC en mode I, mode II et mode III sont respectivement notés K_I , K_{II} , et K_{III} . Ces calculs sont basés les relations de mécanique de la rupture élastique linéaire (*Linear Elastic Fracture Mechanics*, LEFM), dont les plus importantes sont précisées plus bas. L'entrée requise pour le post-traitement est un fichier résultat du solveur utilisé, et la sortie est la liste des valeurs des K_i en fonction de l'abscisse curviligne du front de fissure.

Une autre routine de post-traitement importante de *Zcracks* permet de modéliser la propagation en mettant en place une boucle itérative sur les deux sous-modules décrits précédemment. A chaque itération, une

avancée de fissure est calculée à l'aide d'une loi de propagation (par exemple une loi de Paris) et le modèle fissuré est remaillé en conséquence. Les FIC sont alors calculés en post-traitement et l'avancée du front de fissure à l'itération suivante pourra être déduite de ces valeurs. Un critère de bifurcation est également implémenté pour prévoir la trajectoire de la fissure. Cependant, les performances des prévisions de bifurcation peuvent être influencées par les gradients de contraintes induits dans la zone de contact. D'autre part, la modélisation actuelle considère un matériau isotrope, alors que le chemin emprunté par une fissure réelle dépend nécessairement de la microstructure non isotrope du matériau (chapitre 2, section 2.3.2). Pour ces deux raisons, l'étude du comportement des fissures a été basée sur des géométries de fissures identifiées expérimentalement, en considérant uniquement les FIC associés à ces fissures.

Les calculs de Facteurs d'Intensité des Contraintes sont basés sur le taux de libération d'énergie noté G . Ce dernier est lié aux valeurs de FIC d'après la relation d'Irwin :

$$G = \frac{1 - \nu^2}{E} (K_I^2 + K_{II}^2) + \frac{K_{III}^2}{2\mu} \quad (4.10)$$

$$\mu = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

La valeur de G est calculée à l'aide de la méthode G -théta décrite dans [108], [109]. Les valeurs spécifiques de K_I , K_{II} , et K_{III} peuvent alors être déduites en introduisant les champs de déplacement solutions de Westergaard en pur mode I, II ou III notés $v^{I, II, III}$. Ces solutions sont associées aux taux de libération virtuels notés $G^{v, I, II, III}$. Les K_i sont alors directement déduits de la relation 4.10 simplifiée, donnant :

$$K_I = \sqrt{\frac{E}{1 - \nu^2} G^{v, I}} \quad (4.11)$$

$$K_{II} = \sqrt{\frac{E}{1 - \nu^2} G^{v, II}} \quad (4.12)$$

$$K_{III} = \sqrt{2 \cdot \mu \cdot G^{v, III}} \quad (4.13)$$

4.4.2.2. Modélisation d'un brin fissuré

Cette sous-section a pour but de décrire le modèle numérique 3D comprenant la fissure modélisée ainsi que définir les notations utilisés pour présenter les résultats des sous-sections suivantes. Le premier élément fixé pour la démarche est la géométrie de la fissure elle-même. Cette dernière peut être caractérisée à l'aide de trois données :

- La profondeur de fissure b_{CA} à l'arrêt de fissuration. D'après les observations expérimentales sur les brins non rompus, la profondeur retenue est fixée à $b_{CA} = 200 \mu\text{m}$. Cette valeur correspond à la profondeur mesurée au niveau du plan médian M défini sur la figure 4-3.
- L'angle de plongée α . Comme pour la profondeur b_{CA} , cet angle présente une grande régularité sur toutes les observations optiques. Cela aide à définir l'angle de plongée type $\alpha = 30^\circ$.
- La forme de la fissure dans l'espace. La seule observation d'une fissure au niveau du plan médian M ne donne pas d'information sur la forme de la fissure hors plan. Ainsi, des observations sur des plans de polissage successifs ont été réalisés pour déduire le profil du front de fissure. Ces observations ont confirmé que la profondeur au niveau du plan médian est la plus importante, et que le front décrit un arc légèrement elliptique. Pour simplifier dans la modélisation actuelle, ce front sera considéré comme un arc circulaire.

Ainsi, à partir de ces données, la surface à mailler pour générer la fissure est un disque de diamètre $800 \mu\text{m}$ (figure 4-17a). Le centre de ce disque doit coïncider avec le point chaud (figure 4-6), et orienté de façon à avoir un angle de plongée de 30° par rapport à la surface. Le modèle fissuré correspond alors au maillage de l'intersection entre le brin non fissuré et le disque défini plus haut. Ce nouveau maillage est uniquement constitué d'éléments 3D hexaédriques (C3D4), et ses éléments les plus fins ont une dimension caractéristique de $5 \mu\text{m}$. La figure 4-17 illustre les points précédents en mettant en surbrillance le front de fissure situé sous la surface (figure 4-17b, en vert) ainsi que la pointe de fissure (figure 4-17c). Pour la suite des résultats présentés dans ce chapitre, cette pointe de fissure correspond au point du front de fissure le plus profond, situé sur le plan médian M.

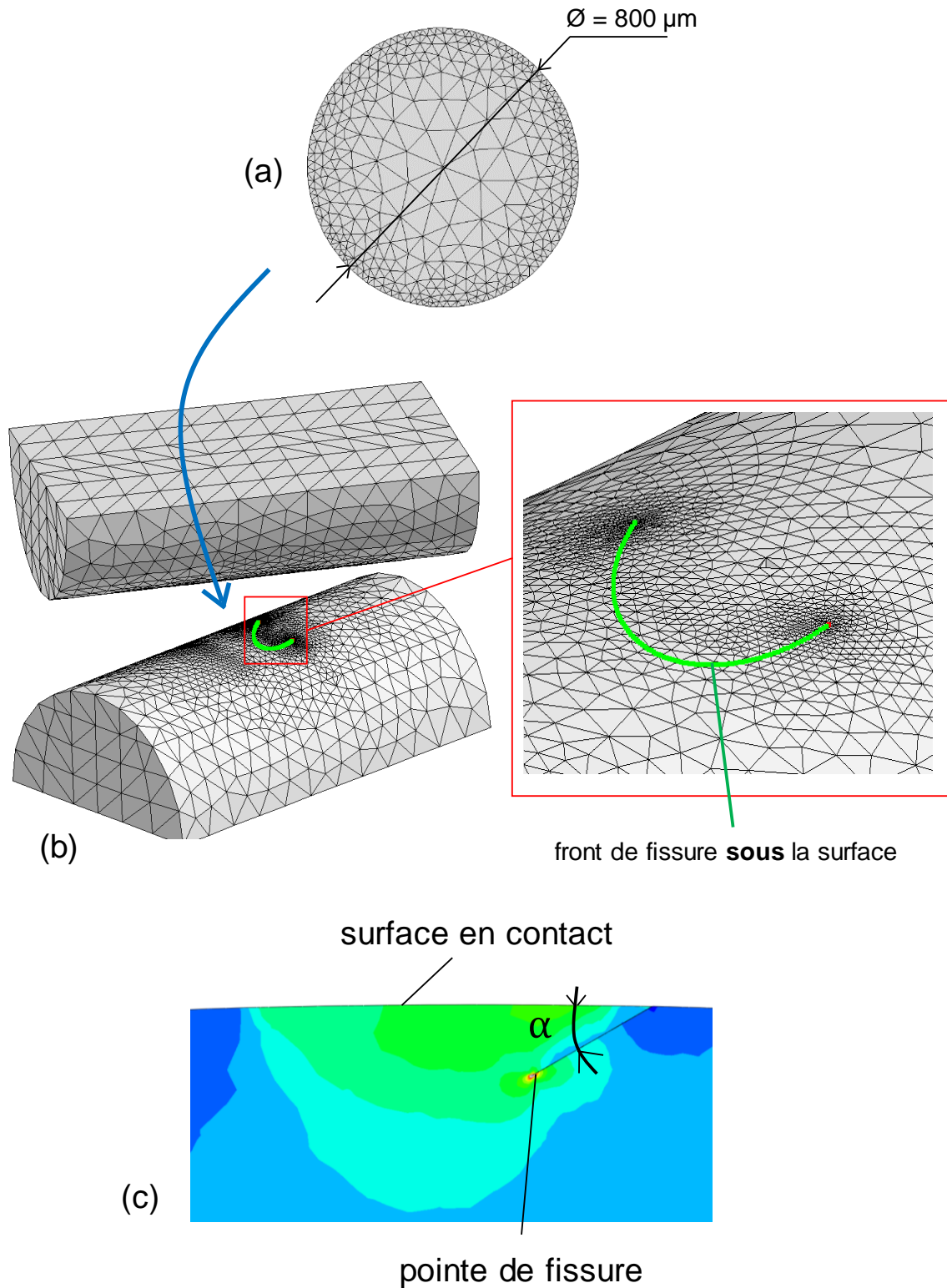


Figure 4-17 (a) : Disque maillé utilisé pour modélisation la fissure (après insertion dans le maillage sain) ; (b) : illustration du front de fissure en vert sous la surface d'un des brins en contact ; (c) : vue en coupe après calcul de la distribution de contrainte sous le contact avec mise en évidence de la pointe de fissure et de l'angle de plongée α

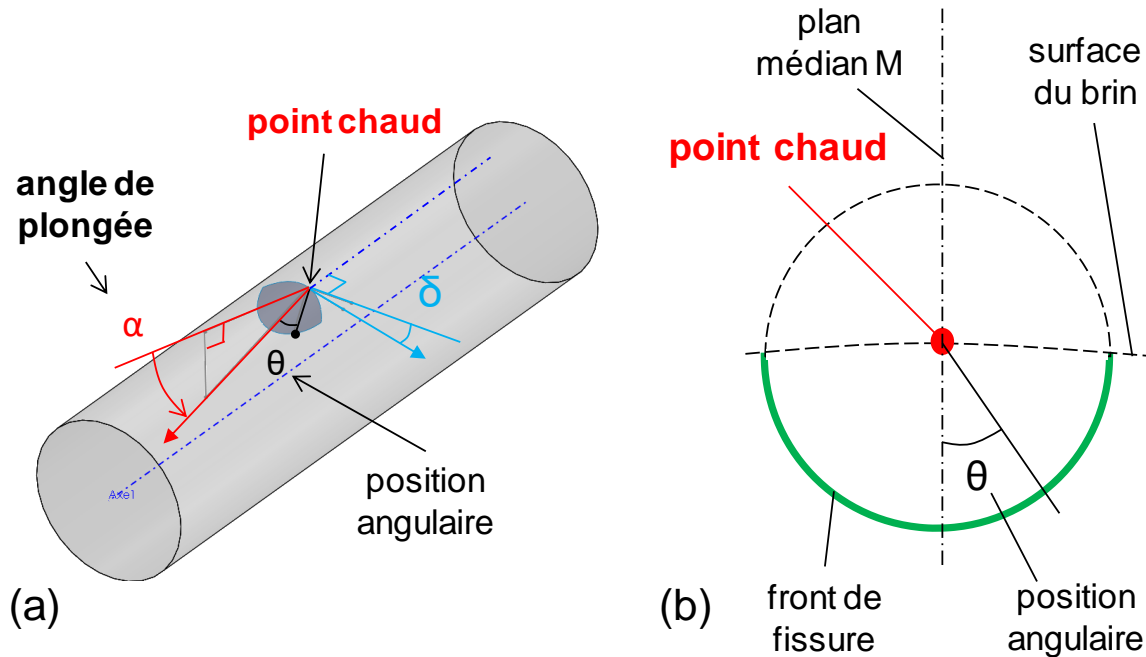


Figure 4-18 (a) Schéma de construction des paramètres géométriques de la fissure insérée dans le brin ; (b) : représentation schématique du front dans le plan de la fissure et définition de la position angulaire θ

Pour compléter la caractérisation des fissures, la figure 4-18 définit deux paramètres supplémentaires en plus de b_{CA} et α .

- L'angle de construction δ . Cet angle illustré sur la figure 4-18a traduit le fait que la fissure se propage sous le contact. La zone de ce dernier forme une ellipse dont le grand axe n'est pas aligné avec l'axe du brin (figure 4-3) mais forme un angle $\beta/2 = \delta = 15^\circ$ avec celui-ci. Cette caractéristique géométrique est donc prise en compte pour la construction de la fissure.
- La position angulaire θ . Plutôt que d'utiliser l'abscisse curviligne le long du front de fissure (en vert sur les figures 4-17b et 4-18b), les résultats le long du front de fissure seront exprimés en fonction de l'angle θ défini sur la figure 4-18b. Ainsi, $\theta = 0^\circ$ correspond à la pointe de la fissure, alors que $\theta = 90^\circ$ et $\theta = -90^\circ$ correspondent aux bords situés en surface du brin.

Il peut être noté que pour la fissure modélisée, $b_{CA} > l_c = 130 \mu\text{m}$. Cela signifie que la pointe de la fissure est située au-delà de la zone de gradients délimitée par la distance critique établie en section 4.3.2. Cette observation donne une première garantie de la fiabilité des résultats donnés pour la pointe de fissure à $\theta = 0^\circ$, potentiellement moins influencés par les effets de gradients.

Enfin, cette modélisation requiert la connaissance de deux coefficients de frottement distincts : d'une part le coefficient μ_i correspondant au contact entre deux brins d'aluminium déjà pris en compte, et d'autre part un nouveau coefficient μ_{CL} pour le contact entre les parois de la fissure. D'après l'interprétation proposée en section 4.4.1, la prise en compte de ce coefficient est d'autant plus pertinente que les fissures étudiées peuvent être en condition de fermeture. Comme la valeur de μ_{CL} ne peut pas être directement établie expérimentalement, une étude paramétrique de l'influence de cette variable sera effectuée dans un premier temps.

Pour toutes les simulations des paragraphes suivants, un cycle de fretting-fatigue complet est réalisé, et l'amplitude des FIC est donnée par :

$$\Delta K_i = K_{i,max} - K_{i,min} = K_i(Q = +Q^*) - K_i(Q = -Q^*) \quad (4.14)$$

4.4.3. Influence du coefficient de frottement μ_{CL} entre les parois de fissure

Afin d'étudier l'impact du coefficient de frottement μ_{CL} sur les résultats, les essais de fretting-fatigue listés dans le tableau 4-5 ont été simulés en faisant varier μ_{CL} entre 0 et 2. Concrètement, le frottement entre les lèvres traduit l'effort tangentiel (donc portés dans le plan de la fissure) pouvant être transmis entre les deux surfaces qui forment la fissure. Cela se rapporte donc aux modes II et III de propagation, et c'est pourquoi les grandeurs pertinentes à observer en pointe sont les amplitudes de FIC en cisaillement. Plus spécifiquement, et comme il le sera justifié dans la sous-section suivante, la grandeur visualisée ici est ΔK_{II} .

La figure 4-19 représente les évolutions de ΔK_{II} évaluées en pointe de fissure en fonction de l'effort normal P pour le chargement de fatigue $\sigma_{f,max} = 60$ MPa. Pour les deux amplitudes d'effort tangentiel testées ($Q^* = 150$ N et $Q^* = 200$ N), des comportements similaires sont observés avec notamment des valeurs beaucoup plus importantes de ΔK_{II} pour $\mu_{CL} = 0$. Ce résultat est physiquement cohérent : en l'absence de frottement entre les parois, ces dernières glissent parfaitement l'une contre l'autre et toute l'énergie de cisaillement est accumulée au front de fissure. Cela explique le fort écart de valeurs entre le cas $\mu_{CL} = 0$ et les autres simulations avec $\mu_{CL} > 0$. Cependant, cette hypothèse ne peut pas être considérée comme réaliste. L'aluminium considéré est un matériau très ductile et adhésif, et les parois d'une fissure ne peuvent alors

pas être assimilées à des surfaces parfaitement lisses et glissantes. C'est pourquoi un coefficient non nul doit être considéré.

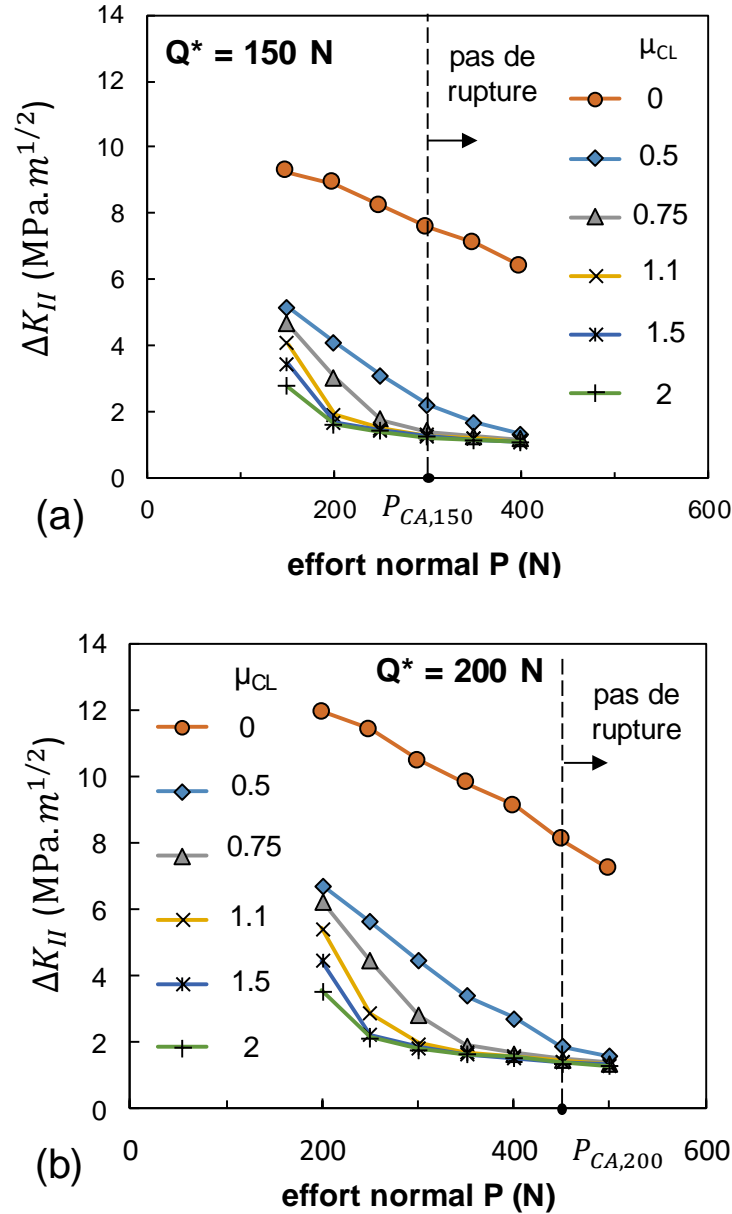


Figure 4-19 : ΔK_{II} en pointe de fissure en fonction de l'effort normal pour différents coefficients de frottement μ_{CL}
 (a) : pour $Q^* = 150 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$; (b) : pour $Q^* = 200 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$

Pour les coefficients de frottement plus élevés, il apparaît que les évolutions de ΔK_{II} convergent vers une asymptote commune lorsque l'effort normal s'approche de P_{CA} . Et lorsque $P > P_{CA}$, la valeur de μ_{CL} n'influe plus sur ΔK_{II} du moment que $\mu_{CL} > 0.75$. Or, l'étude tribologique des contacts aluminium/aluminium montre

des coefficients de frottement systématiquement supérieurs à 0.9 et dépassant souvent 1.1. Aussi il est possible de conclure que puisque $\mu_{CL} > 0.75$, la connaissance exacte de ce coefficient n'a pas d'importance car les valeurs de ΔK_{II} convergent vers une même valeur. Afin d'être cohérent avec le coefficient de frottement macroscopique de fretting, le choix arbitraire de $\mu_{CL} = \mu_t = 1.1$ est considéré pour la suite des simulations. Bien que la valeur réelle soit probablement supérieure à cause de possibles phénomènes d'adhésion et d'intrication des rugosités, les tracés de la figure 4-19 montrent que cela n'influera pas significativement sur les calculs de FIC en pointe de fissure.

4.4.4. Distribution des FIC le long du front de fissure

Avec la valeur nouvellement définie de μ_{CL} , la figure 4-20 présente les distributions le long du front de fissure des FIC aux instants extrêmes d'un cycle, c'est-à-dire à $Q = \pm Q^*$. Sur la figure 4-19a, les K_I représentés correspondent à $K_{I,max}$ et inversement, sur la figure 4-19b, les FIC sont directement les $K_{I,min}$. En plus de ces facteurs, sont aussi tracées les évolutions de la contrainte normale σ_n évaluée au voisinage du front. Cette contrainte est calculée par projection du vecteur contrainte sur le vecteur normal \underline{n} au plan de la fissure :

$$\sigma_n = (\underline{\sigma} \cdot \underline{n}) \cdot \underline{n} \quad (4.15)$$

Même si la figure 4-20 présente les résultats correspondant à un chargement donné ($Q^* = 200$ N, $P = 300$ N et $\sigma_{f,max} = 60$ MPa), les distributions pour d'autres chargements présentent des tendances similaires. Le but de cette sous-section est de commenter qualitativement ces évolutions et de les mettre en lien avec l'évolution de la contrainte normale. Ainsi, il est intéressant d'observer qu'à $Q = +Q^*$, l'évolution de K_I décrit systématiquement une courbe en « M », avec le minimum atteint au niveau du plan médian, c'est-à-dire la pointe de fissure. L'interprétation la plus directe de cette observation est que, comme suggéré dans les sections précédentes, la pointe est le point le plus proche du maximum de pression de contact. Cette pression induit des contraintes hydrostatiques fortement compressives expliquant l'évolution décrite. Ce phénomène est encore amplifié à $Q = -Q^*$. En plus de l'effort normal inchangé, l'effort tangentiel contribue également à la compression et à la fermeture de la fissure. Cela résulte alors en une courbe en « V » avec toujours son minimum atteint au plan médian.

Il faut cependant noter que les valeurs négatives de K_I n'ont pas de sens physique à proprement parler. K_I quantifie l'ouverture de la fissure, aussi des valeurs négatives suggèrent une légère interpénétration des parois due aux conditions compressives. Afin de conserver une réalité physique, ces valeurs devraient donc

être limitées à 0 de façon à avoir $K_I \geq 0$. Toutefois, le choix a été fait de conserver ces valeurs négatives pour les mettre en comparaison avec les distributions de σ_n . En effet, cette comparaison suggère que K_I reflète de manière assez fidèle le comportement de la contrainte normale autour du front de fissure, même pour ses valeurs négatives pourtant aberrantes. Plus encore, ces données de K_I et σ_n tendent à confirmer les hypothèses formulées précédemment : l'orientation de la fissure résulte en des conditions fortement compressives en pointe de fissure. Pour le chargement considéré, cette pointe est donc en état de fermeture durant tout le cycle de chargement. Pour autant, et c'est l'un des principaux résultats de cette section, cela ne signifie pas que la fissure est arrêtée. Comme indiqué dans le tableau 4-4, ces conditions conduisent à la rupture du brin avant 10^7 cycles. Cela signifie que malgré l'état de fermeture maintenu durant tout le cycle, les fissures ne sont pas nécessairement arrêtées.

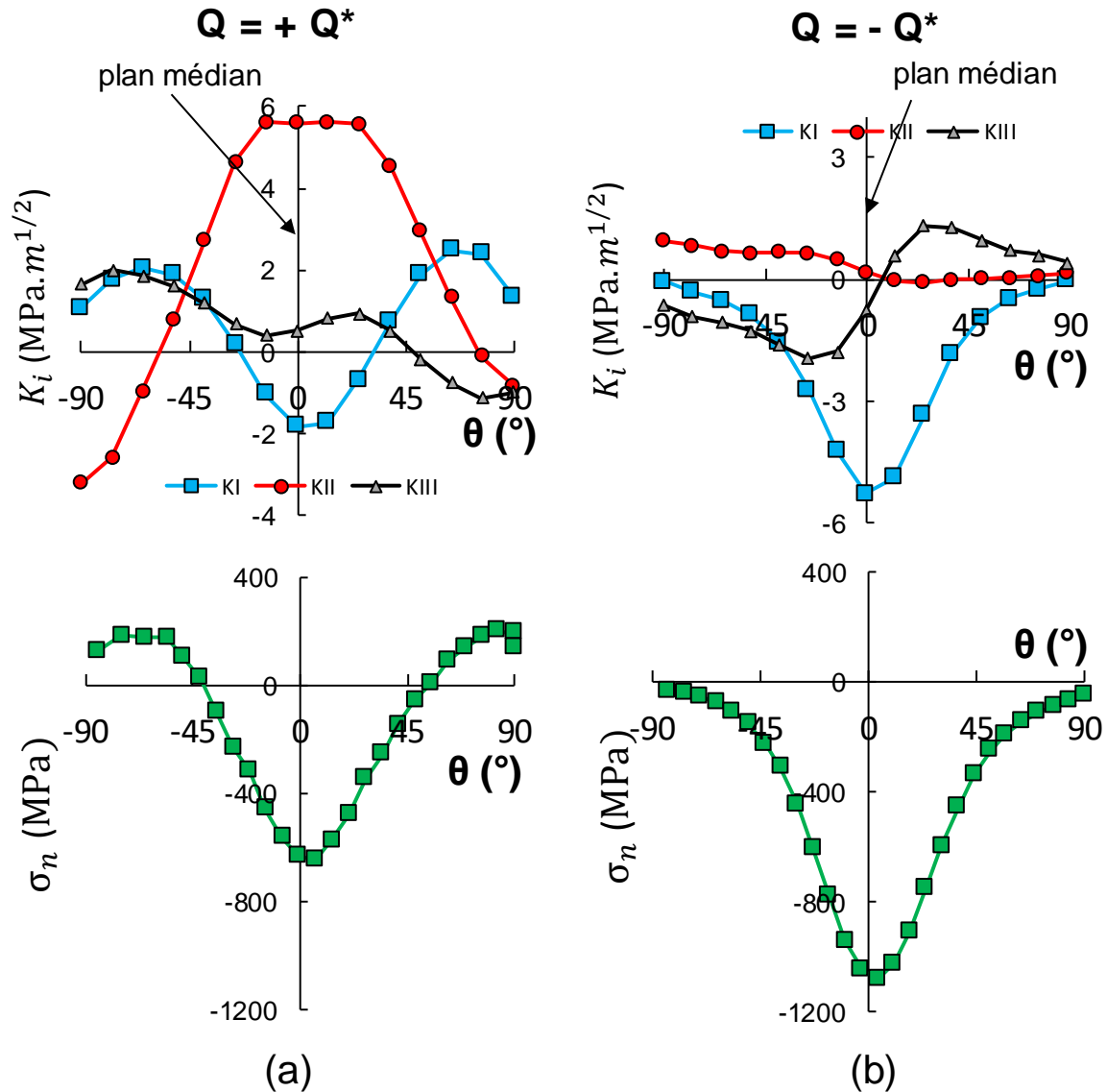


Figure 4-20 : Distributions des FIC en mode I, II et III ainsi que de la contrainte normale σ_n le long du front de fissure à (a) : $Q = +Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$ et $\sigma_{f,\max} = 60 \text{ MPa}$; (b) : $Q = -Q^* = -200 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$ et $\sigma_{f,\max} = 60 \text{ MPa}$

La propagation peut alors s'expliquer en s'intéressant aux FIC en cisaillement. K_{II} décrit une courbe en cloche atteignant son maximum au plan médian et illustre l'intensité du cisaillement induit par l'effort tangentiel. Concernant la contribution en mode III, les évolutions de K_{III} suggèrent un faible impact de ce mode en comparaison avec le mode II. Pour cette raison, le mode III sera négligé au profit du mode II pour toute la suite de ce chapitre. Tous ces éléments aident à formuler la conclusion suivante : même en situation de compression et de fermeture, une fissure peut tout de même se propager dans une certaine mesure uniquement pilotée par des mécanismes de cisaillement. L'enjeu est alors de tenter de quantifier cette dernière affirmation.

Une remarque peut être faite concernant les valeurs de K_I et K_{II} plus proches de la surface ($|\theta| > 45^\circ$). Dans ces régions, $K_{I,max} > 0$ et $K_{II,max}$ est bien plus faible. Cela pourrait suggérer que la fissure pourrait propager dans ces zones en mode I sans contribution notable du mode II. Cela ne correspond toutefois pas aux observations expérimentales, où la profondeur maximale est toujours relevée au plan médian. Deux solutions peuvent être avancées pour expliquer cette remarque. La première est que ces zones sont plus proches de la surface et ainsi dans la région plus fortement influencée par les gradients de contrainte. Cela pourrait ainsi affecter la pertinence des valeurs calculées pour $|\theta| > 45^\circ$. La seconde est que même pour de telles valeurs, il est possible que le ΔK_I associé ne soit pas assez important pour faire avancer la fissure de manière significative par rapport au plan médian gouverné par des mécanismes de cisaillement.

Le dernier aspect investigué dans cette sous-section est relatif à l'influence de l'effort normal sur la distribution de ΔK_{II} , en faisant l'hypothèse que c'est l'amplitude de cette composante qui régit la propagation. Ces distributions sont représentées pour $Q^* = 200$ N sur la figure 4-20. La figure 4-21a correspond à un effort normal « faible » avec $P = 200$ N alors que 4-21b correspond à un effort normal « fort » avec $P = 500$ N. Pour chaque cas, sont superposés les tracés en fretting simple ($\sigma_{f,max} = 0$ MPa) et fretting-fatigue ($\sigma_{f,max} = 60$ MPa). Ces tracés illustrent directement le phénomène observé expérimentalement. Une augmentation de l'effort normal écrase et aplatit le profil de ΔK_{II} , que ce soit en fretting simple ou en fretting-fatigue. Sachant d'après les éléments précédents que la propagation est pilotée par le mode II, cela explique pourquoi des efforts normaux importants peuvent prévenir la rupture des brins. La comparaison entre fretting simple et fretting-fatigue montre également une faible influence du chargement de fatigue sur la distribution de ΔK_{II} , surtout pour $P = 500$ N. Cela peut également expliquer la faible dispersion expérimentale des durées de vie pour les deux chargements de fatigue appliqués.

L'ensemble de ces résultats confirme que la compression induite par l'effort normal peut stopper la propagation, mais même en conditions fortement compressives, l'arrêt de fissuration n'est pas systématique. La dernière étape de la méthode est donc de proposer une quantification du seuil d'arrêt de fissuration basé sur les mécanismes en mode II.

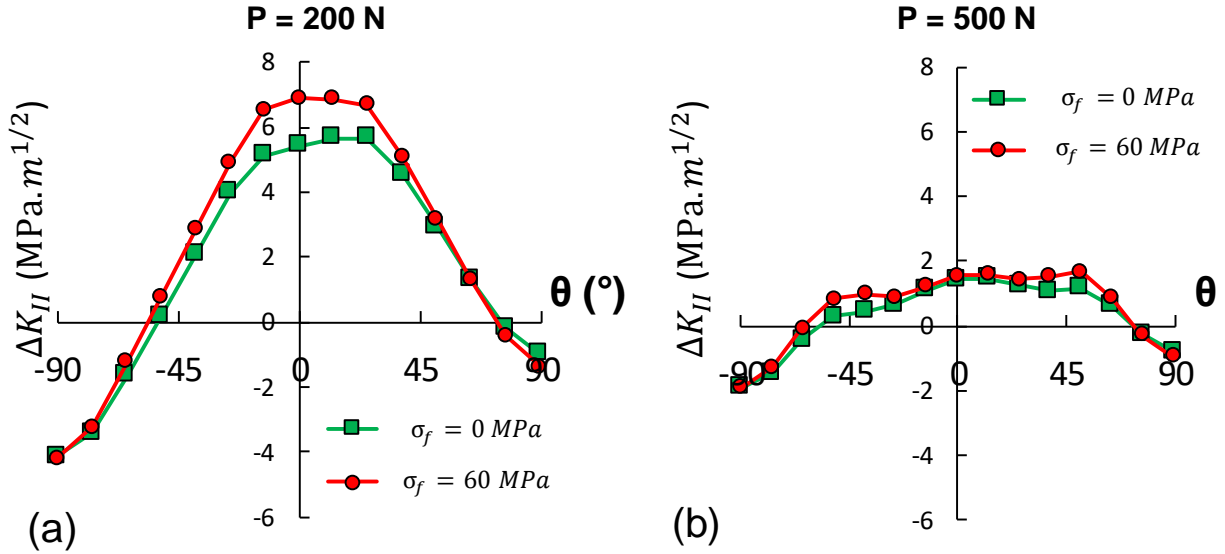


Figure 4-21 : Distribution de ΔK_{II} le long du front de fissure en fretting simple ($Q^* = 200 \text{ N}$) et fretting-fatigue ($Q^* = 200 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$) pour (a) : $P = 200 \text{ N}$; (b) : $P = 500 \text{ N}$

4.4.5. Proposition d'un seuil d'arrêt de fissuration en mode II $\Delta K_{II,th}$

L'une des approches classiques pour l'étude de la propagation de fissure basée sur les FIC repose sur une amplitude seuil notée ΔK_0 . Ce seuil introduit dans le chapitre bibliographique doit être comparé avec une amplitude de FIC équivalent ΔK_{eff} . Tant que $\Delta K_{eff} > \Delta K_0$, il y a propagation et la vitesse d'avance peut être établie avec des relations telles que la loi de Paris, et lorsque $\Delta K_{eff} < \Delta K_0$, les fissures s'arrêtent. Puis cette notion a été élargie pour tenir compte des fissures courtes en introduisant un nouveau seuil ΔK_{th} [38], [41], [42]. Contrairement à ΔK_0 , ΔK_{th} n'est pas une constante et traduit le fait que des fissures courtes peuvent se propager lorsque $\Delta K_{th} < \Delta K_{eff} \leq \Delta K_0$. Et pour les fissures longues, on a l'égalité $\Delta K_{th} = \Delta K_0$.

La définition des FIC équivalents K_{eff} est habituellement basée sur le mode I, le plus critique en propagation de fissure. Dans le cas de l'outil de post-traitement de Zcracks utilisé, K_{eff} est calculé en mode I équivalent d'après la relation :

$$K_{eff} = \sqrt{\frac{E}{1 - \nu^2} G} \quad (4.16)$$

Où G n'est pas ici un taux de libération virtuel mais le taux de libération d'énergie total calculé. Contrairement à K_I qui peut présenter numériquement des valeurs négatives, un seuil à 0 a été défini sur K_{eff} basé sur les valeurs de K_I . Dès que $K_I \leq 0$, $K_{eff} = 0 \text{ MPa.m}^{1/2}$. C'est la raison pour laquelle K_{eff} ne peut être utilisé pour le cas étudié : d'après les conclusions de la sous-section précédente, ΔK_{eff} en pointe de fissure est systématiquement nul. Enfin, dans d'autres cas décrits dans la littérature, les modes II et III sont pris en compte plus explicitement, notamment lorsque le cisaillement est suffisamment important pour empêcher les bifurcations en mode I [110], [111]. Toutefois, tous ces FIC équivalents tiennent compte du mode I, et sont nécessairement affectés par la fermeture de fissure. L'objectif de cette section est donc de caractériser la pointe de fissure à $P = P_{CA}$, le seuil d'arrêt de fissuration expérimental, en s'affranchissant des limites de ce FIC équivalent.

La figure 4-22 illustre l'influence de l'amplitude d'effort tangentiel Q^* sur les conditions menant à l'arrêt de fissuration. La figure 4-22a résume l'observation expérimentale selon laquelle le seuil d'effort normal P_{CA} augmente fortement avec l'effort tangentiel, bien qu'il n'y ait pas assez de données disponibles pour définir le type de lien entre ces deux grandeurs. A l'inverse, en se plaçant au seuil $P = P_{CA}$, la figure 4-22b tend à montrer que Q^* n'a pas d'influence sur ΔK_{II} évalué en pointe de fissure. Cela constitue un premier argument pour considérer ΔK_{II} comme paramètre pertinent pour quantifier l'arrêt de fissure.

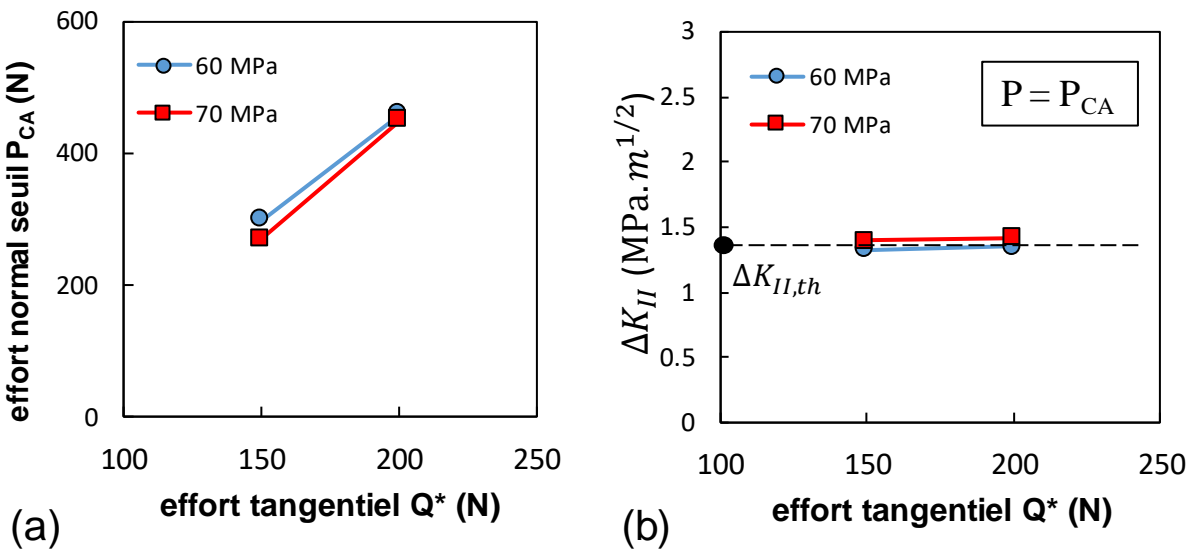


Figure 4-22 : (a) Effort normal seuil P_{CA} en fonction de l'effort tangentiel de fretting Q^* ; (b) ΔK_{II} en pointe de fissure en fonction de Q^* pour $P = P_{CA}$

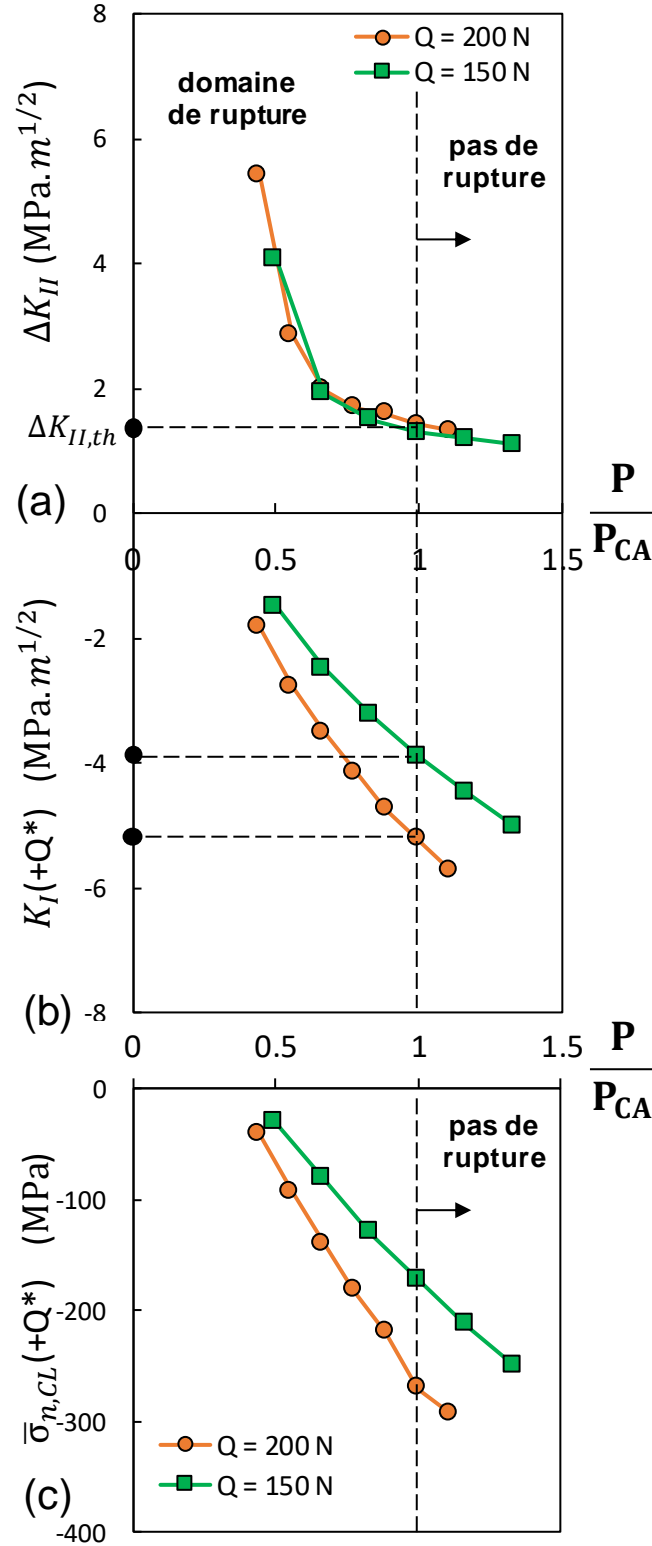


Figure 4-23 (a) : ΔK_{II} en pointe de fissure en fonction du ratio d'effort normal P/P_{CA} ; (b) $K_{I,max}$ en pointe de fissure en fonction du ratio d'effort normal P/P_{CA} , (c) : contrainte normale moyennée sur les parois de la fissure en fonction de P/P_{CA}

Afin d'approfondir cette dernière proposition, la figure 4-23 représente plus en détail l'évolution de ΔK_{II} , tout en la mettant en comparaison avec d'autres données relatives au mode I. Toutes les grandeurs sont tracées en fonction du paramètre adimensionné P / P_{CA} . En plus des FIC ΔK_{II} (figure 4-23a) et $K_{I,max}$ (figure 4-24b) déjà définis auparavant, la figure 4-23c trace les évolutions de la contrainte normale $\bar{\sigma}_{n,CL}$ moyennée sur les parois de la fissure. Cette contrainte correspond à l'opposé de la pression de contact moyenne appliquée sur les parois. Si la fissure était complètement ouverte (aucun contact entre les deux parois), on aurait naturellement $\bar{\sigma}_{n,CL} = 0$ MPa.

L'une des principales conclusions à tirer de ces tracés concerne la cohérence de ΔK_{II} pour les deux efforts tangentiels Q^* par rapport à leurs seuils d'effort normal respectifs. Alors que $K_{I,max}$ et $\bar{\sigma}_{n,CL}$ suivent des évolutions distinctes, les courbes associées aux ΔK_{II} sont quasi-superposées. Ainsi, ΔK_{II} apparaît directement comme le meilleur candidat pour caractériser l'état d'arrêt de fissuration. A $P = P_{CA}$, les deux courbes sont quasi-conjointes à $\Delta K_{II} = 1.35 \text{ MPa.m}^{1/2}$ environ. Ajouter des corrections ou des facteurs prenant en compte l'influence de K_I ou de la contrainte normale ne ferait que générer de la dispersion dans les résultats. Ceci peut être expliqué entre autre par le fait que ΔK_{II} prend indirectement en compte les effets de fermeture de la fissure. En effet, en raison de cette fermeture couplée au frottement, les parois absorbent une partie de l'énergie en cisaillement, comme cela était illustré sur la figure 4-19. Une augmentation de la pression se répercute donc sur ΔK_{II} qui quantifie le cisaillement en pointe de la fissure.

Un autre résultat notable à tirer de la figure 4-23 est la similitude des tendances décrites par $K_{I,max}$ et $\bar{\sigma}_{n,CL}$. Cela rappelle directement le phénomène observé en section précédente sur la figure 4-20. Malgré des valeurs négatives dénuées de signification physique pour K_I , ce FIC a un comportement qualitativement très similaire à la contrainte normale moyenne $\bar{\sigma}_{n,CL}$, quant à elle bien définie même en compression. Cela suggère encore une fois que K_I se comporte comme l'image de la contrainte normale même en état de fermeture. A partir de ΔK_{II} , il est donc possible de proposer un premier seuil d'arrêt de fissuration noté ΔK_{II} . Dans un effort pour être conservatif, ce seuil peut être fixé à $\Delta K_{II,th} = 1.3 \text{ MPa.m}^{1/2}$ pour $P = P_{CA}$. Cette valeur serait à considérer lorsque l'utilisation des FIC équivalents n'est pas possible (c'est-à-dire $\Delta K_{eff} = 0$) à cause de la compression imposée à la fissure. La généralisation de ce seuil quantifié reste cependant à interroger. Cette valeur dépend nécessairement de paramètres géométriques et des matériaux eux-mêmes, mais l'existence de ce seuil en lui-même met en relief un phénomène intéressant. Il montre que dans certaines conditions, dépendant des chargements mais également des matériaux et de leur microstructure, la multiaxialité des contraintes et le cisaillement peuvent permettre à des fissures fermées de se propager lorsqu'ils sont suffisamment importants. La démarche elle-même pourrait être directement transposable sur d'autres matériaux et géométries de contact afin de généraliser ou pas ce comportement en cas d'arrêt de fissuration apparent.

4.5. Conclusion

Ce chapitre a décrit comment les résultats de la modélisation globale d'un conducteur sont exploités numériquement à l'aide d'un modèle local. Dans un premier temps, ce modèle décrivant un mono-contact entre deux brins d'aluminium a été présenté, en précisant les hypothèses de modélisation retenues et les séquences de chargement. L'objectif de ce modèle est de proposer une estimation du risque d'amorçage et de rupture d'un contact soumis à des sollicitations de fretting d'une part, et un chargement de fatigue de cœur d'autre part.

Dans ce but, une démarche de prévision du risque d'amorçage calibrée à partir d'essais de fretting simple a été appliquée. Pour s'affranchir des effets de gradients intrinsèques à un contact de fretting, une méthode non locale avec distance critique l_C a été utilisée, dans lequel le risque doit être évalué en profondeur sous le point chaud plutôt que directement en surface. Pour déterminer la profondeur l_C , où évaluer les contraintes, le seuil d'amorçage a été déterminé à partir d'essais de fretting simple, donnant les conditions $Q^* = 75$ N et $P = 300$ pour $N = 10^6$ cycles. A l'aide de ces conditions, la distance l_C a été obtenue par identification inverse, en cherchant la profondeur telle que la contrainte de Crossland σ_C soit égale à la limite de fatigue en torsion alternée. L'identification a ainsi donné la distance $l_C = 130$ μm , associée à une profondeur de fissure $b_{CN} = 50$ μm lorsque $\sigma_C = \tau_d$.

Les prévisions numériques du risque d'amorçage ont par la suite été comparées aux résultats d'essais expérimentaux de fretting-fatigue réalisés sur un mono-contact à l'aide d'une machine hydraulique à double vérins. Ces comparaisons ont ainsi révélé que si cette approche permet effectivement de prévoir la présence de fissure sous le contact de fretting à 10^7 cycles, elle ne suffit pas pour prévoir la rupture totale du brin sollicité en fatigue. De plus, une influence positive de l'effort normal P sur la durée de vie a également été observée.

Pour approfondir la démarche précédente et étudier plus en détail cette influence de l'effort normal, la dernière partie de ce chapitre a proposé une étude des Facteurs d'Intensité des Contraintes (FIC) en pointe de fissure lorsqu'il y a amorçage. A partir des essais non rompus en fretting-fatigue, une géométrie typique de fissure arrêtée a été déduite et insérée explicitement dans la modélisation locale d'un mono-contact. Cette modélisation de la fissure a ainsi mis en évidence l'importance des phénomènes de cisaillement dans la propagation des fissures sous le contact de fretting, dans une configuration induisant de la compression en pointe de fissure. Face à ce constat, un seuil de FIC en mode II $\Delta K_{II} = 1.3$ $\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$ a été proposé en se basant sur l'hypothèse d'élasticité et sur les résultats expérimentaux. Le prolongement naturel de ces travaux serait d'inclure le comportement plastique du matériau dans la modélisation afin de confirmer ou non les résultats avancés dans cette dernière partie.

5. Chapitre 5 : Prévision de la durée de vie à l'aide d'une approche intégrée

5.1. Introduction

Les résultats d evelopp es dans ce chapitre sont un prolongement de l'approche proposée dans le chapitre précédent. Bien que les éléments décrits dans le chapitre 4 permettent de décrire physiquement l'amorçage et la propagation séparément, cette approche découplée est lourde à appliquer. De plus, elle ne permet pas non plus de quantifier explicitement la durée de vie, mais plutôt de conclure si un contact a une durée de vie inférieure ou supérieure à 10 millions de cycles.

Ainsi, ce chapitre propose une approche qui englobe simultanément la phase d'amorçage et la propagation jusqu'à rupture, tout en donnant une estimation explicite de la durée de vie. La démarche adoptée est analogue à celle employée pour prévoir l'amorçage, pour laquelle des critères de fatigue multiaxiaux sont utilis es. Ainsi, plutôt que d'associer la condition d'amorçage à une longueur de fissure très courte $b_{CN} = 50 \mu\text{m}$, l'endommagement sera associ e ici à la rupture totale d'un brin. Le critère de Crossland sera dans un premier temps utilis e de cette façon, avant d'appliquer deux nouveaux critères à plans critiques : les critères de Smith-Watson-Topper (SWT) et de Fatemi-Socie (FS).

Comme pour le précédent chapitre, l'ensemble des résultats pr esent es ici concernent un mono-contact entre brins d'aluminium crois es. Après avoir pr esent es de nouveaux résultats expérimentaux de durée de vie obtenus en fretting-fatigue, les performances du critère de Crossland calibr e sur la rupture en fretting seront présentées et discutées. Ensuite, les critères SWT et FS seront d etaill es, ainsi que l'identification des paramètres nécessaires pour leur application. Enfin, l'ensemble des performances des critères seront comparées, et une discussion sur l'orientation des plans critiques sera aussi proposée en comparaison avec les profils expérimentaux.

5.2. Données expérimentales de fretting-fatigue

Les résultats proposés dans ce chapitre s'appuient exclusivement sur des données expérimentales de fretting-fatigue. Des nouveaux essais ont été réalisés de façon à tracer des courbes de type Wöhler, selon deux approches différentes. Comme discuté en section 4.4.1 du précédent chapitre, la gamme d'efforts à appliquer pour garantir des ruptures de brin au contact (et non aux mors) avant 10 millions de cycle est relativement restreinte. Aussi, pour obtenir le maximum de données exploitables, deux nouvelles séries distinctes d'essais ont été conduites, en complément des résultats présentés dans le chapitre 4 :

- Une évolution avec chargements de fatigue variables et fretting constant (figure 5-1a). Les conditions de fretting sont fixées à $P = 200$ N et $Q^* = 200$ N. Les chargements de fatigue ont été fixés en conservant le même rapport de charge $R = 0.5$, et les durées de vie sont ainsi associées à la contrainte maximale de fatigue sur un cycle σ_{\max} .
- Une évolution avec effort tangentiel variable et fatigue constante (figure 5-1b). Le chargement de fatigue est tel que $\sigma_{\max} = 70$ MPa et le rapport de charge $R = 0.5$. Concernant les conditions de fretting, l'effort normal P a été maintenu constant à $P = 200$ N, et l'effort tangentiel Q variable entre chaque essai, entre $Q^* = 130$ N et $Q = 200$ N.
- Les évolutions avec effort normal variable et fatigue constante (figure 5-1c). Deux efforts tangentiels distincts avaient été considérés, et ces données ont permis de proposer le seuil de facteur d'intensité des contraintes en mode II ΔK_{II} dans le chapitre précédent. La prise en compte de ces données permettra également d'interroger la capacité des critères de fatigue à tenir compte de l'effet de l'effort normal sur la durée de vie.

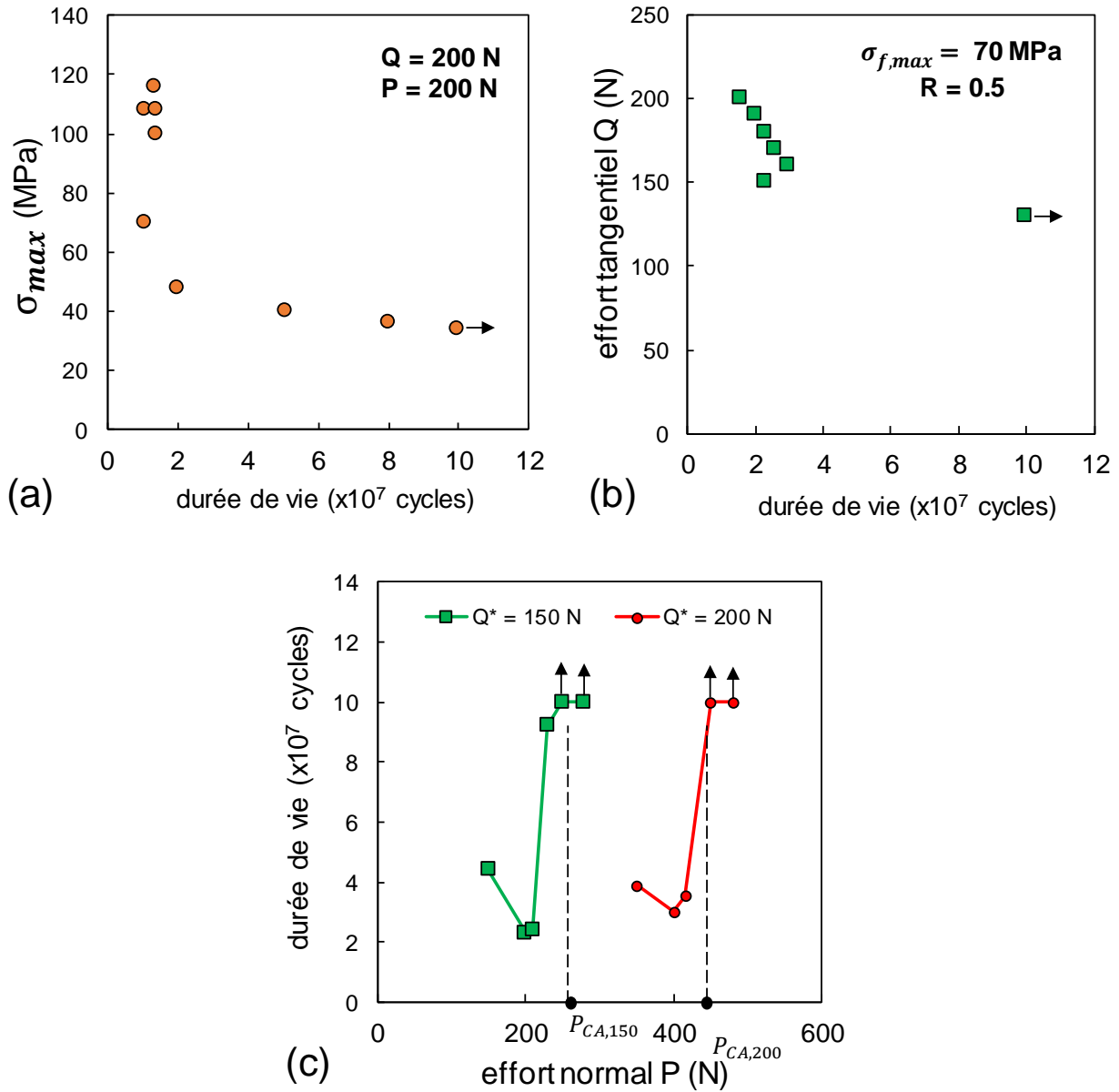


Figure 5-1a : Courbe S-N en fretting-fatigue obtenue à fretting fixé ($Q^*=200$ N et $P = 200$ N) et fatigue variable ; b : courbe S-N en fretting-fatigue obtenue à fatigue fixe ($\sigma_{max} = 70$ MPa et $R=0.5$) et effort tangentiel variable (effort normal $P = 200$ N) ; (c) : durées de vie en fretting-fatigue de mono-contacts obtenus à fatigue inchangée entre les essais ($\sigma_{f,max} = 70$ MPa et $R = 0.5$) et effort normal variable

Le tableau 5-1 résume les conditions d'essais et durées de vie d'essais utilisées pour évaluer la pertinence des différents critères utilisés dans ce chapitre.

Tableau 5-1 : Conditions d'essais de fretting-fatigue retenues, avec les durées de vie expérimentales associées

| effort tangentiel Q (N) | effort normal P (N) | $\sigma_{f,max}$ (MPa) | durée de vie (x10⁷ cycles) |
|------------------------------------|--------------------------------|--|--|
| 200 | 200 | 28 | >10 |
| 200 | 200 | 30 | 8 |
| 200 | 200 | 40 | 5,09 |
| 200 | 200 | 70 | 1,1 |
| 200 | 200 | 48 | 2 |
| 200 | 200 | 78 | 1,4 |
| 150 | 200 | 70 | 2,3 |
| 150 | 300 | 70 | >10 |
| 160 | 200 | 70 | 1,56 |
| 130 | 200 | 70 | >10 |
| 150 | 150 | 70 | 3 |
| 180 | 200 | 70 | 2,3 |
| 150 | 250 | 70 | 6 |

Disposant de ces données expérimentales, il est proposé d'estimer l'endurance d'un mono-contact à l'aide des différents critères de fatigue à endurance finie, en intégrant l'effet des gradients de contrainte à l'aide d'une approche à distance critique adaptée.

5.3. Critère de Crossland

5.3.1. Expression du critère en lien avec la durée de vie

La forme du seuil d'amorçage exprimé d'après le critère de Crossland tel qu'il a été utilisé jusqu'ici est rappelée dans la relation 5.1.

$$\sigma_C = \sqrt{J_{2,a}} + \alpha_C \cdot \sigma_{H,max} = \tau_d \quad (5.1)$$

Avec $J_{2,a}$, α_C et $\sigma_{H,max}$ définis en section 4.3.1.1 du chapitre 4, et τ_d la limite de fatigue en torsion alternée. Comme cette limite de fatigue a été évaluée pour une endurance finie de 10^7 cycles, alors le critère de Crossland tel que décrit dans la relation 5.1 correspond à un seuil d'amorçage à 10^7 cycles. Toutefois, il est possible d'élargir le champ d'utilisation de ce critère en définissant des limites de fatigue en torsion pour des durées de vie inférieures à 10^7 cycles, c'est-à-dire en introduisant $\tau_d(N)$. De cette façon, la connaissance de σ_C donnerait directement accès à une durée de vie quantifiée si $\sigma_C > \tau_d$.

Une méthode classique pour modéliser l'évolution de la durée de vie en fatigue simple est l'utilisation de la loi de Basquin-Coffin-Manson, qui modélise la courbe d'endurance à l'aide d'une loi puissance. Dans le cas de la fatigue simple uniaxiale, pour laquelle les données expérimentales ont été déterminées, elle est de la forme :

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_a = \sigma'_f (2N)^b + E \cdot \varepsilon'_f (2N)^c \quad (5.2)$$

Dans la relation (5.2), σ'_f représente la tenue en fatigue et ε'_f la ductilité en fatigue. En plus de ces deux coefficients dépendant du matériau, il est également nécessaire d'identifier les exposants b et c pour entièrement définir cette loi. Pour le cas étudié et en cohérence avec la modélisation numérique adoptée, la relation (5.2) peut être simplifiée en adoptant l'hypothèse du cas élastique :

$$\sigma_a = \sigma_f' (2N)^b \quad (5.3)$$

De manière analogue au cas de la traction/compression, l'endurance en torsion alternée peut être décrite par la relation suivante, toujours d'après l'hypothèse d'élasticité :

$$\tau_a(N) = \tau_f'(2N)^{b'} \quad (5.4)$$

Avec :

- τ_f' la tenue en fatigue de torsion
- b' et c' les exposants dépendant du matériau

Ainsi, sous réserve de connaître les paramètres de la relation 5.4, il est possible de lier la contrainte équivalente de Crossland à la durée de vie en combinant les équations 5.1 et 5.4 :

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha_c \cdot \sigma_{H,max} = \tau_f' (2N)^{b'} \quad (5.5)$$

5.3.2. Détermination des paramètres de la loi de Basquin-Coffin-Manson

Comme décrit dans le chapitre 2, les données de fatigue en torsion alternée n'ont pas pu être obtenues expérimentalement, les paramètres de la relation 5.5 ne sont donc pas directement accessibles. Seul le module de cisaillement peut être directement calculé à partir du module de Young et du coefficient de Poisson. Il est toutefois possible de déduire les autres paramètres à partir de ceux de la relation 5.3 qui sont

quant à eux accessibles grâce aux données obtenues en fatigue uniaxiale à $R = -1$. Ces données de durée de vie sont présentées sur la figure 5-2 et correspondent aux essais déjà présentés dans le chapitre 2 section 2.4.2.

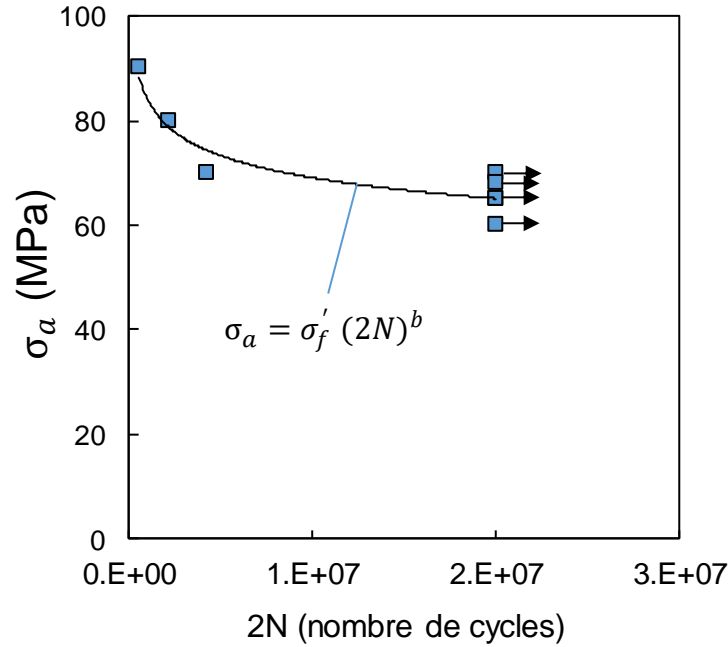


Figure 5-2 : Données expérimentales de fatigue uniaxiale à $R = -1$ avec le tracé de la loi puissance utilisée pour déterminer les coefficients de la loi de Basquin-Coffin-Manson

L'identification d'une loi puissance, minimisant l'erreur au sens des moindres carrés, à partir des données de la courbe de la figure 5-2 donne directement accès aux coefficients σ'_f et b . Concernant les données de torsion, la limite de fatigue τ_d a été déduite du diagramme de Dang Van modifié présenté en section 4.3.1.1. La tenue en fatigue τ'_f quant à elle peut être estimée à partir de σ'_f , σ_d et τ_d . Il est en effet parfois considéré dans la littérature [112] que le rapport des limites de fatigue σ_d et τ_d est le même que le rapport des tenues en fatigue :

$$\frac{\sigma'_f}{\tau'_f} = \frac{\sigma_d}{\tau_d} \quad (5.6)$$

La valeur de τ'_f s'obtient directement de la relation 5.6. Enfin, il est généralement considéré que les exposants b et b' sont égaux, ce qui permet de caractériser entièrement l'évolution de $\tau_d(N)$. Les coefficients des relations 5.3 et 5.4 sont listés dans le tableau 6-2, et seront également utilisés pour les critères SWT et FS.

Tableau 5-2 : Données de fatigue identifiées à partir des essais de fatigue uniaxiale à $R = -1$

| Tenue en fatigue σ'_f (MPa) | Exposant b | Tenue en fatigue de torsion τ'_f (MPa) | Exposant b' |
|------------------------------------|--------------|---|---------------|
| 274,45 | -0,086 | 206,9 | -0,086 |

5.3.3. Application du critère de Crossland pour la prédiction de durée de vie en fretting-fatigue

De la même façon que lorsque le critère de Crossland a été appliqué pour prévoir l'amorçage, le critère de ne peut pas être évalué directement en surface car les prévisions seraient beaucoup trop conservatives compte tenu des gradients de contraintes. La méthode de la distance critique a donc à nouveau été utilisée. Toutefois, cette distance, notée $l_{c,Crossland}$ n'a cette fois pas été identifiée à partir de résultats expérimentaux de fretting simple mais calibrée directement à partir de données de fretting-fatigue. Les conditions servant à définir $l_{c,Crossland}$ sont celles d'un essai de fretting-fatigue correspondant à une durée de vie expérimentale de 10 millions de cycle. Ainsi, en se basant sur la courbe de fretting-fatigue de la figure 5-1a (Q^* et P constants, fatigue variable), les conditions à simuler pour déterminer $l_{c,Crossland}$ sont : $Q^* = 200$ N, $P = 200$ et $\sigma_{f,max} = 28$ MPa avec $R = 0.5$. Afin de conserver une méthodologie proche de celle employée dans la section 4.3.2.1, la figure 5-3 représente l'évolution de la contrainte σ_C en fonction de la profondeur z sous le point chaud, pour un contact sollicité en fretting fatigue avec les conditions précédentes. Cette contrainte équivalente est calculée d'après la relation 5.1 et doit être comparée avec la limite de fatigue en torsion alternée. Ainsi, lorsque $\sigma_C = \tau_d$, cela signifie que la durée de vie associée est 10^7 cycles. Cette égalité est respectée sur la figure 5-3 à $l_{c,Crossland} = 500$ μm . Il est à noter que cette distance critique est beaucoup plus

importante que celle identifiée pour l'amorçage avec ce même critère, qui avait été trouvée à $l_{opt} = 135 \mu\text{m}$. L'importance de cette longueur est directement reliée aux gradients de contrainte qui sont encore plus importants pour ces essais de fretting-fatigue comparés à l'essai de fretting simple décrit en section 4.3.2.1. Cet écart est aussi et surtout lié à l'endommagement associé au calcul du critère. En section 4.3.2.1, seul l'amorçage d'une fissure de $50 \mu\text{m}$ était considéré. Dans le cas présent, le critère est calibré sur une rupture totale et donc à des chargements de fretting par nature plus élevés. Cela implique de fait une distance critique plus importante puisque la corrélation dans les deux cas se fait avec la même limite d'endurance à 10^7 cycles. Ainsi, la distance $l_{c,Crossland}$ ne peut pas être associée à des grandeurs physiques intrinsèques au matériau, mais reste pertinente dans le cadre de la démarche d'ingénierie proposée.

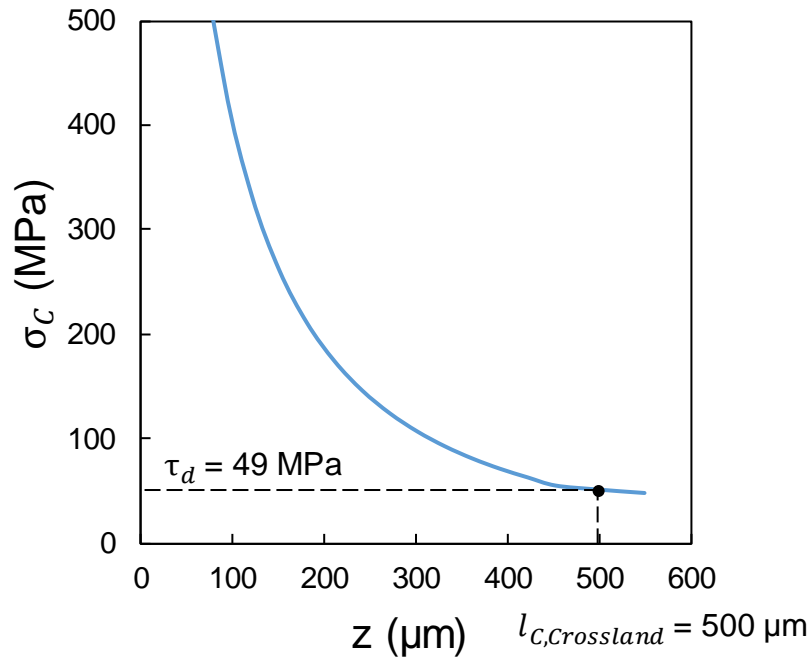


Figure 5-3 : Evolution de la contrainte équivalente de Crossland en fonction de la profondeur sous le point chaud pour l'identification de la distance critique $l_{c,Crossland}$ (conditions : $Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 28 \text{ MPa}$ et $R = 0.5$)

Avec la connaissance de $l_{c,Crossland}$, il est alors possible de proposer une prédiction de durée de vie à partir de σ_c évaluée à cette distance du point chaud. Le nombre de cycles à rupture N est explicité par la relation (5.7), elle-même découlant directement de la relation (5.4) :

$$N = 0.5 \exp\left(\frac{\ln(\sigma_C(l_{c,Crossland})) - \ln(\tau_f')}{b}\right) \quad (5.7)$$

A partir de cette relation et avec la connaissance de l'emplacement du point chaud, une durée de vie peut être proposée pour l'ensemble des conditions listées dans le tableau 5-1. La comparaison entre durées de vie prédites et expérimentales est représentée sur la figure 5-4, et les points ont été répartis en deux séries visualisées avec deux couleurs distinctes. La première série matérialisée par des carrés pleins correspond aux essais de fretting-fatigue pour lesquels les niveaux de fatigue sont changés entre chaque essai, et $Q^* = P = 200$ N systématiquement (figure 5-1a). La seconde série correspond aux essais pour lesquels Q^* ou P a été modifié, pour toujours les mêmes niveaux de fatigue (figures 5-1b et 5-1c). Ainsi, les conditions simulées pour identifier $l_{c,Crossland}$ sont issus de la première série avec carrés pleins.

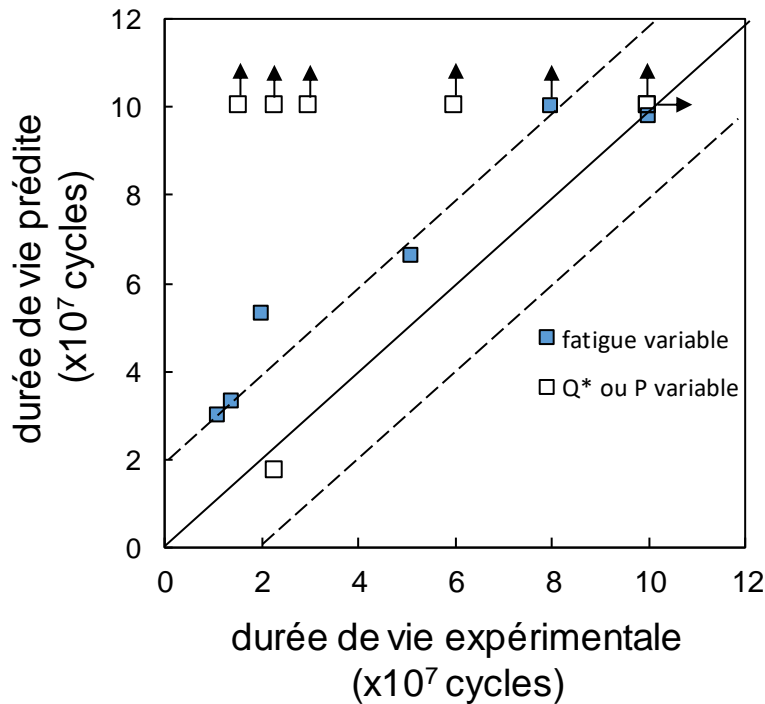


Figure 5-4 : Comparaison entre les durées de vie expérimentales en fretting fatigue avec les durées de vie déduites par application du critère de Crossland

Le choix de distinguer les points de cette façon sur la figure 5-4 met en évidence la dispersion des résultats selon qu'ils sont issus des essais à fatigue variable (figure 5-1a) ou des autres. Pour les essais issus de la

série à fatigue variable, les prévisions de durée de vie restent du même ordre de grandeur que les durées de vie expérimentales, bien qu'elles soient optimistes et donc non conservatives. Pour les autres types d'essai cependant, l'application du critère de Crossland prévoit des durées de vie supérieures à 10^7 cycles là où des ruptures expérimentales avaient pourtant été observées.

Il apparaît ainsi que le critère associé à une distance critique $I_{C,Crossland}$ identifiée à partir des données de la figure 5-1a ne permet pas d'avoir des prévisions satisfaisantes une fois appliquée pour les essais des figures 5-b et 5-1c. La principale conclusion à tirer de ces observations est que l'application directe du critère de Crossland calibré sur la rupture en fretting-fatigue ne permet pas d'avoir une prévision efficace des durées de vie de tous les essais réalisés en laboratoire si une unique distance critique est considérée. Face à ce constat, les prochaines sections proposent de s'intéresser à deux autres critères de fatigue multiaxiale et de voir si les mêmes conclusions seront à retenir.

5.4. Critère de Smith-Watson-Topper

5.4.1. Expression du critère

Ce critère, déjà introduit dans le premier chapitre, propose une fonction de quantification de l'endommagement basée sur la contrainte maximale d'ouverture $\sigma_{n,max}$ et l'amplitude de déformation associée $\varepsilon_a = \Delta\varepsilon/2$. A partir de ces deux grandeurs, le paramètre de ce critère noté Γ_{SWT} est simplement défini par la relation :

$$\Gamma_{SWT} = \sigma_{n,max} \cdot \varepsilon_a \quad (5.8)$$

Ce paramètre a vocation à être testé en chaque point dans tous les plans de l'espace. L'amorçage de fissure est alors attendu dans le plan où le paramètre Γ_{SWT} est maximum, correspondant alors au « plan critique ». Le fait que ce critère soit basé sur des contraintes et déformations d'ouverture implique que ce critère privilégie fortement le mode I pour l'initiation de l'endommagement. Ainsi, ce critère est souvent utilisé pour des matériaux aux tendances plus fragiles comme les aciers ou les alliages de titane. Toutefois, bien

que le matériau étudié ici soit un aluminium nécessairement ductile, il reste pertinent de tester l'efficacité d'un tel critère largement utilisé pour des configurations de fretting.

Un autre intérêt du critère SWT est le lien explicite entre son paramètre et la durée de vie à amorçage, formulé par application de la loi de Basquin-Coffin-Manson. Pour se ramener au produit donnant Γ_{SWT} , l'amplitude de déformation ε_a se déduit par application de la loi de Hooke unidirectionnelle associée à l'équation (5.3), donnant l'équivalence suivante :

$$\Gamma_{SWT} = \sigma_{n,max} \cdot \varepsilon_a = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N)^{2b} \quad (5.9)$$

Avec E le module de Young du matériau considéré et N la durée de vie en nombre de cycles. La relation (5.9) correspond à l'application de critère SWT lorsque seul le comportement élastique est considéré.

Enfin, il est possible de se ramener à une contrainte équivalente scalaire σ_{SWT} à partir de Γ_{SWT} d'après la relation simple :

$$\sigma_{SWT} = \sqrt{E \cdot \Gamma_{SWT}} \quad (5.10)$$

Cette contrainte équivalente peut être directement utilisée en fatigue multiaxiale, en la comparant avec la limite de fatigue σ_d : si $\sigma_{SWT} > \sigma_d$ alors un endommagement est attendu (amorçage ou rupture). A l'inverse, si $\sigma_{SWT} < \sigma_d$, alors la tenue en fatigue du matériau est attendue.

5.4.2. Calcul de Γ_{SWT}

En tant qu'approche de type « plan critique », le paramètre Γ_{SWT} doit être évalué dans différents plans pour chaque point d'intégration post-traité de façon à trouver le plan qui maximise Γ_{SWT} . La figure 5-5 représente un plan testé P défini par son vecteur normal \underline{n} vu dans le plan $(\underline{x} ; \underline{y})$ pour un effort tangentiel ainsi qu'un chargement de fatigue porté par \underline{x} . Le choix de cette vue illustre par ailleurs une hypothèse notable concernant les plans testés à chaque point d'intégration. Comme indiqué dans le second chapitre, la configuration testée est assimilée à un cas de fretting-fatigue colinéaire, c'est-à-dire que les efforts tangentiel

et de fatigue sont portés par le même axe. Dans ce contexte, les plans les plus critiques en ouverture (mode I) sont définis par des vecteurs normaux contenus dans le plan $(\underline{x} ; \underline{y})$. Les plans dont les normales sortent de ce plan sont donc négligés. Cette hypothèse permet d'alléger grandement le coût numérique du post-traitement, les plans à tester pour chaque point pouvant être définis par un seul angle : α_{SWT} défini sur la figure 5-5.

En chaque plan et pour chaque instant d'un cycle, la contrainte normale σ_n est calculée à partir du vecteur contrainte T selon la relation (5.11) (qui est un rappel de la relation (4.15)).

$$\sigma_n = (\underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{\underline{n}}) \cdot \underline{\underline{n}} \quad (5.11)$$

De la même façon, la dilatation normale au plan est calculée par projection du tenseur des déformations sur la direction normale.

$$\varepsilon_n = (\underline{\underline{\varepsilon}} \cdot \underline{\underline{n}}) \cdot \underline{\underline{n}} \quad (5.12)$$

Pour calculer l'amplitude ε_a , deux instants t_1 et t_2 sont considérés, tels que $t_1, t_2 \in [t_0, t_0 + T]$, où t_0 et T sont respectivement l'instant initial et la période du cycle étudié. L'ensemble des couples $(t_1 ; t_2)$ sont ainsi testés pour calculer ε_a et déterminer le paramètre Γ_{SWT} maximal parmi tous les plans testés. Une fois ce paramètre trouvé en un point, l'angle α_{SWT} associé est également enregistré afin de conserver l'information sur la direction d'amorçage de la potentielle fissure.

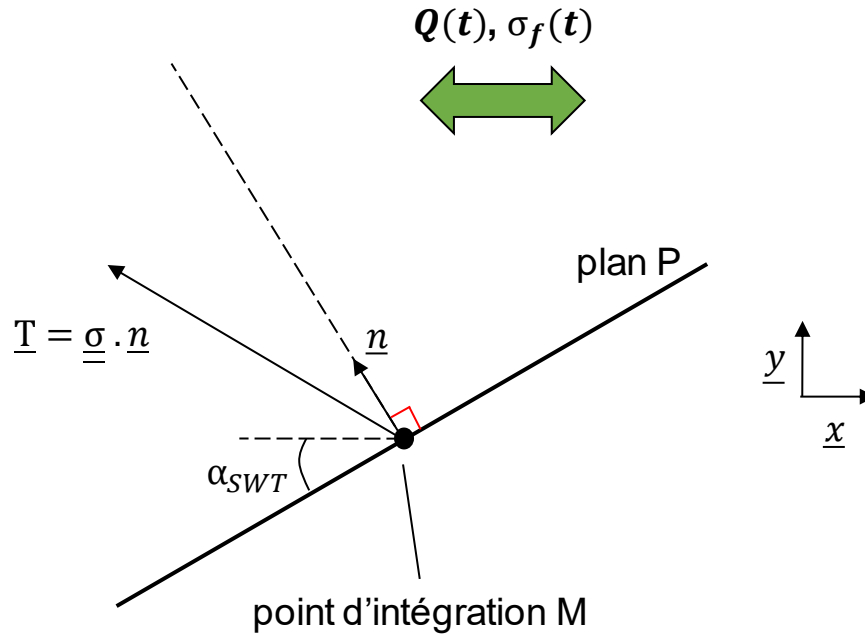


Figure 5-5 : Schéma de principe de définition de l'orientation des plans testés pour le calcul de Γ_{SWT}

5.4.3. Application du critère SWT en fretting fatigue pour la prédiction de durée de vie

La démarche d'identification de la distance critique $l_{C,SWT}$ est la même que celle décrite en section 5.3.3 pour le critère de Crossland. L'essai simulé correspondant à une durée de vie de 10^7 cycles a pour conditions $Q^* = P = 200$ N et $\sigma_{f,max} = 28$ MPa avec $R = 0.5$. L'évolution de la contrainte équivalente σ_{SWT} en profondeur sous le point chaud est tracée sur la figure 5-6. La distance critique est identifiée lorsque $\sigma_{SWT}(l_{C,SWT}) = \sigma_d$, ce qui donne $l_{C,SWT} = 360$ μ m.

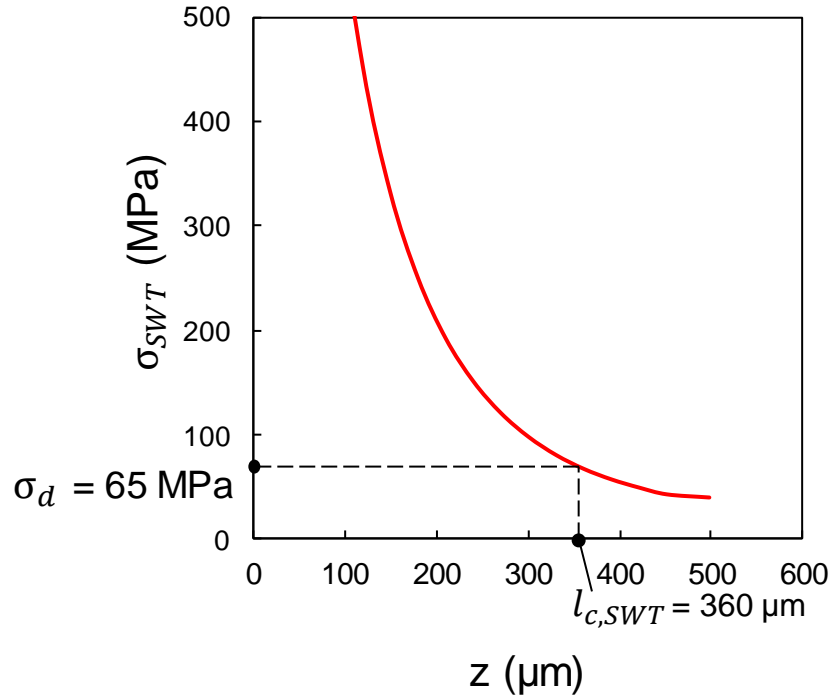


Figure 5-6 : évolution de la contrainte équivalente σ_{SWT} en fonction de la profondeur sous le point chaud, définition de la distance critique $l_{c,SWT}$ (conditions : $Q^* = 200\text{ N}$, $P = 200\text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 28\text{ MPa}$ et $R = 0.5$)

Comme précédemment, la connaissance de $l_{c,SWT}$ donne accès à une estimation de la durée de vie d'après la relation 5.13 découlant de la relation 5.9.

$$N = 0.5 \exp\left(\frac{\ln(\Gamma(l_{c,SWT})) - 2 \ln(\sigma_f') + \ln(E)}{2b}\right) \quad (5.13)$$

Cette dernière relation a été appliquée aux mêmes cas simulés dans la section 5.3.3, et les résultats sont représentés sur la courbe de comparaison 5-7. Ces nouveaux résultats mettent en évidence une différence de comportement très importante des performances du critère SWT par rapport au critère de Crossland. En considérant la distance critique $l_{c,SWT} = 360\text{ }\mu\text{m}$, il apparaît que le critère SWT permet de prévoir les durées de vie expérimentales à deux millions de cycle près non seulement pour les cas à fatigue variable, mais aussi à Q^* ou P variable. De plus, les prévisions ont tendance à être conservatives pour les faibles durées de vie, ce qui constitue également un intérêt par rapport à l'autre critère testé.

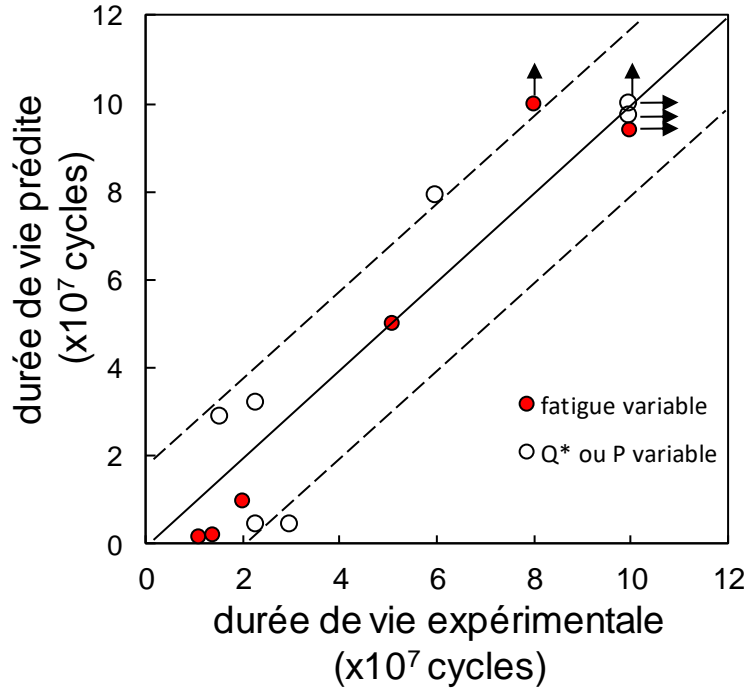


Figure 5-7 : Comparaison entre les durées de vie expérimentales en fretting fatigue avec les durées de vie déduites par application du critère SWT

Les résultats du critère SWT présentés dans cette section soulignent ainsi la pertinence de la méthode avec ce critère associée à une distance critique fixe. Pour compléter cette observation, les derniers résultats présentés dans ce chapitre proposent d'évaluer les performances d'un troisième et dernier critère, le critère de Fatemi-Socie.

5.5. Critère de Fatemi-Socie

5.5.1. Expression du critère et définition des paramètres

Le critère de Fatemi-Socie (FS) s'applique de manière similaire au critère SWT. C'est un critère basé sur la déformation en cisaillement notée γ , et le paramètre associé Γ_{FS} s'exprime selon la relation (5.8). En un point donné, Γ_{FS} doit être testé sur tous les plans de l'espace.

$$\Gamma_{FS} = \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{max}^n}{\sigma_y} \right) \quad (5.14)$$

Avec :

- $\Delta\gamma_{max}/2$ l'amplitude maximale de déformation de cisaillement (principal paramètre influent sur l'amorçage selon ce critère)
- k une constante dépendant du matériel
- σ_{max}^n la contrainte normale maximale
- σ_y la limite d'élasticité

Le paramètre Γ_{FS} est li e à la durée de vie d'après une relation de Basquin-Manson-Coffin adaptée en cisaillement [113]–[115] :

$$\Gamma_{FS} = \frac{\tau_f'}{G} (2N)^{b'} + \gamma_f' (2N)^{c'} \quad (5.15)$$

Avec :

- τ_f' la tenue en fatigue de torsion
- G le module de cisaillement
- γ_f' la ductilité en fatigue de torsion
- b' et c' les exposants dépendant du matériel

De la même façon que dans les sections précédentes, la relation (5.9) peut être simplifiée en adoptant l'hypothèse d'élasticité :

$$\Gamma_{FS} = \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{max}^n}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau_f'}{G} (2N)^{b'} \quad (5.16)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (5.17)$$

Le module de cisaillement G se déduit directement du module de Young E et du coefficient de Poisson ν selon la relation 5.17, et les données τ'_f et b' ont déjà été identifiées en section 5.3.2. Le dernier coefficient à définir est la constante k intervenant dans le calcul de Γ_{FS} . En ce sens, il apparait d'après la littérature [116], [117] que le rapport σ_y/k est très proche de σ'_f . Sachant que la limite d'élasticité σ_y a déjà été identifiée dans le second chapitre, la valeur de k est directement accessible. L'ensemble des données requises pour l'application du critère FS sont listées dans le tableau 5-4.

Tableau 5-3 : Valeurs des coefficients utilisés pour le calcul du critère FS

| Module de cisaillement G (GPa) | Tenue en fatigue de torsion τ'_f (MPa) | b' | k |
|--|---|------------------------|-----------------------|
| 25,6 | 206,9 | -0,086 | 0,43 |

5.5.2. Calcul de Γ_{FS}

Le calcul du paramètre Γ_{SWT} reprend le principe de celui de Γ_{SWT} . En chaque point d'intégration, un ensemble de plans de l'espace sont testés, définis par le vecteur normal \underline{n} (figures 5-4 et 5-7). Comme en section 5.3.3, le caractère colinéaire des chargements de fretting et de fatigue permettent de simplifier le problème en testant uniquement les plans dont le vecteur normal \underline{n} est inclus dans le plan $(\underline{x}; \underline{y})$ (figure 5-5). Cependant, même avec cette hypothèse simplificatrice, le calcul du critère FS est plus lourd que le SWT : en chaque plan, l'amplitude de déformation de cisaillement $\Delta\gamma/2$ est calculée par projection des vecteurs $\underline{E}(t_1)$ et $\underline{E}(t_2)$ sur le plan P, selon un même axe défini par le vecteur unitaire noté \underline{u} sur la figure 5-8 et dans la relation (5.18).

$$\underline{\gamma} = (\underline{\varepsilon} \cdot \underline{n}) \cdot \underline{u} \quad (5.18)$$

Pour chaque plan, le vecteur \underline{u} doit donc balayer une plage angulaire de 180° pour déterminer la direction selon laquelle l'amplitude $\Delta\gamma/2$ est maximale.

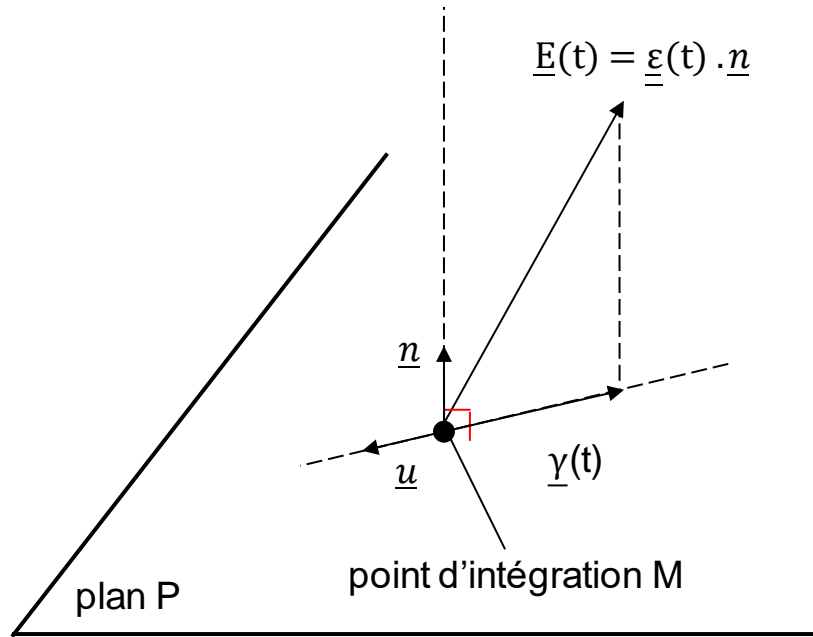


Figure 5-8 : Schéma d'illustration du calcul de la déformation en cisaillement γ dans un plan donné

Enfin, en plus de la déformation de cisaillement, la contrainte normale σ_n est calculée de la même façon qu'en section 5.4.2. L'orientation du plan critique est également conservée à l'issue du post-traitement.

5.5.3. Application du critère FS et comparaison des performances avec les autres critères

Toujours selon la démarche appliquée dans les sections 5.3.3 et 5.4.3, la distance critique $l_{C,FS}$ doit être identifiée à partir d'un essai limite correspondant à 10^7 cycles pour calibrer la méthode et en déduire les

prévisions de durée de vie. L'identification de cette distance critique notée ne passe cependant plus par le calcul d'une contrainte équivalente, mais directement par application de la relation (5.19) déduite de l'équation (5.16).

$$N = 0.5 \exp\left(\frac{\ln(\Gamma_{FS}) - \ln(\tau'_f) + \ln(G)}{b}\right) \quad (5.19)$$

Pour déterminer $l_{c,FS}$, il est nécessaire de connaître la valeur du paramètre FS correspondant à une durée de vie de 10 millions de cycles. L'application de la relation 5.16 donne ainsi $\Gamma_{FS,10^7} = 2 \cdot 10^{-3}$. Avec cette information, la distance critique s'obtient lorsque que $\Gamma_{FS}(l_c) = \Gamma_{FS,10^7}$ (figure 5-9). En se basant sur les conditions d'essai $Q = 200 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 28 \text{ MPa}$, la nouvelle distance $l_{c,FS}$ calibrée pour $N = 10^7$ cycles donne $l_{c,FS} = 520 \mu\text{m}$.

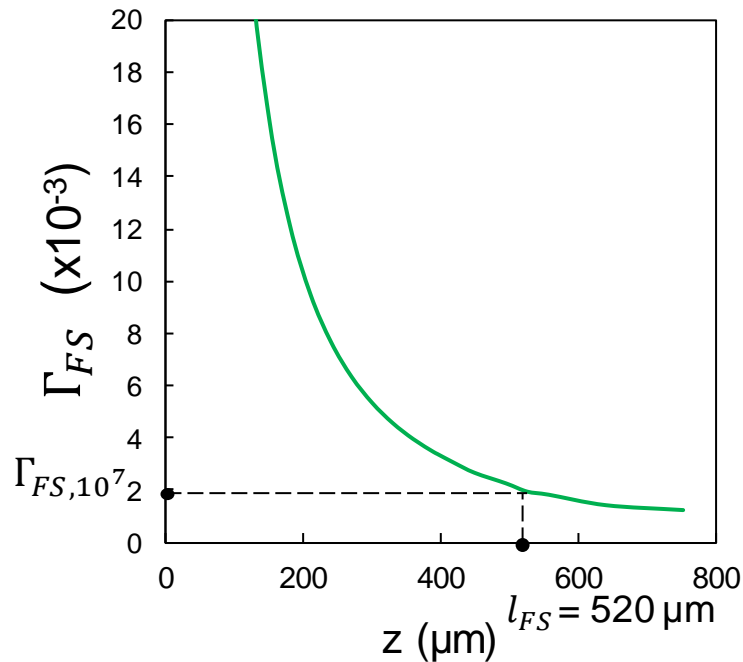


Figure 5-9 : Evolution du paramètre Γ_{FS} en fonction de la profondeur sous le point chaud pour l'identification de $l_{c,FS}$ (conditions : $Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 28 \text{ MPa}$ et $R = 0.5$)

La figure 5-10 compile alors les prévisions obtenues à l'aide de $\Gamma_{FS}(l_{c,FS})$ calculé sous le point chaud. Il est intéressant de relever que ces résultats sont proches de ceux obtenus par application du critère de Crossland : les prévisions des essais à fatigue variable respectent les ordres de grandeur bien qu'étant non conservatives,

alors que celles des essais à Q^* ou P variables sont beaucoup trop optimistes pour être satisfaisantes. Ainsi, il apparaît que les critères de Crossland et FS sont inadaptés à la configuration testée lorsque basés sur l'évènement de rupture, alors que le critère SWT donne des résultats acceptables. En effet, l'identification d'une distance critique fixe calibrée à partir d'un unique essai de fretting-fatigue permet d'avoir de bonnes prévisions de durée de vie pour la majorité des essais de fretting-fatigue simulés, ce qui n'est pas le cas des deux autres critères.

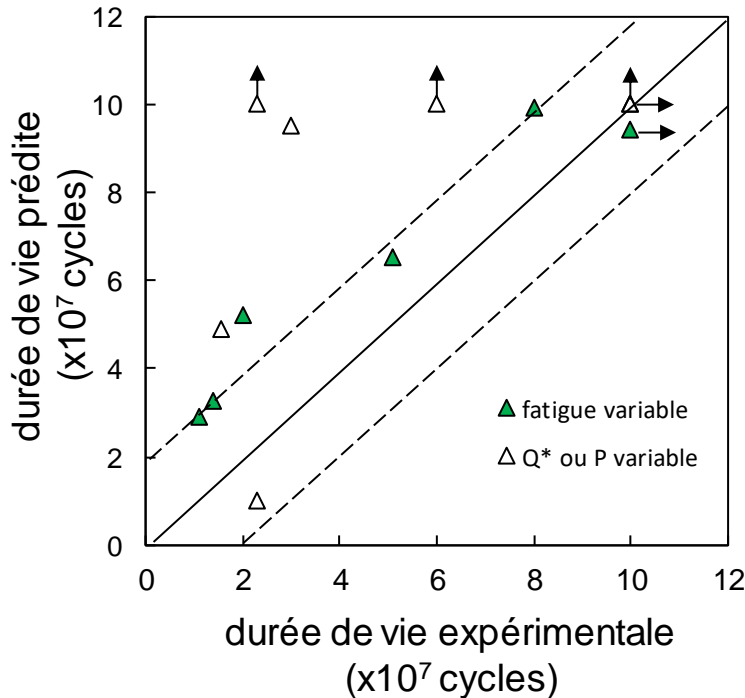


Figure 5-10 : Comparaison entre les durées de vie expérimentales en fretting fatigue avec les durées de vie déduites par application du critère FS

Une hypothèse peut être proposée pour expliquer ces différences de performances. Tout d'abord, le constat que les résultats des critères FS et de Crossland sont comparables est cohérent avec le fait que ces deux critères quantifient le cisaillement local, alors que le critère SWT se base sur un chargement équivalent en ouverture (mode I). De fait, les distances critiques $l_{C,FS}$ et $l_{C,Crossland}$ identifiées sont très proches avec $l_{C,FS} = 520 \mu\text{m}$ et $l_{C,Crossland} = 500 \mu\text{m}$, contre $l_{C,SWT} = 360 \mu\text{m}$ pour le critère SWT. L'ampleur des distances $l_{C,FS}$ et $l_{C,Crossland}$ peut potentiellement expliquer les différences de performances. Comme dit en section 5.3.3, les plus forts gradients de contrainte induits par les conditions choisies induisent des distances critiques plus grandes que lors du cas de la prévision de l'amorçage en fretting simple. Dans le cas des deux critères en cisaillement, ces gradients induisent une plus grande distance que pour le critère SWT. Sachant que ces

deux mêmes critères ne présentent pas une bonne fiabilité, il est possible qu'à plus de 500 μm du contact, l'état des contraintes local ne permette plus une bonne quantification de l'influence du contact car trop loin de ce dernier. A l'inverse, à 360 μm , le critère SWT semble évalué à un point suffisamment proche du contact pour permettre de bien capter l'influence couplée du contact de fretting et de la fatigue de cœur. Dans la section 5.7, une possible formalisation de cette hypothèse sera proposée.

5.6. Prédiction de l'orientation des fissures basées sur le plan critique

En plus de l'information principale qu'est la durée de vie théorique, les démarches précédentes donnent également accès à des données plus géométriques. Comme détaillé en section 5.3.3, une hypothèse simplificatrice a été retenue en accord avec le fait que les directions de fretting et de fatigue sont colinéaires. Ainsi, l'orientation des plans testés pour chaque point d'intégration ne dépend que d'un seul angle noté α_{SWT} pour le critère SWT (figure 5-4 et figure 5-9) ou encore α_{FS} pour le critère FS (figure 5-9). En raison de leur définition, ces angles caractérisent directement l'orientation de la fissure par rapport à la surface, comme l'angle noté α dans le chapitre 4. Ainsi, $\alpha = 0^\circ$ correspondrait à une fissure parallèle à la surface, alors que $\alpha = 90^\circ$ qualifierait une fissure se propageant le plus rapidement vers le cœur de la matière (fissure droite).

Un des résultats importants présentés dans le chapitre 4 concerne la valeur expérimentale de cet angle initial de propagation (noté α_{exp}) : les observations d'échantillons non rompus ont montré une orientation systématique de fissure telle que $\alpha_{\text{exp}} = 30^\circ$ environ (figure 5-9a), sans jamais présenter de bifurcation notable. Cette valeur peut être comparée aux angles évalués en surface par les critères, α_{SWT} et α_{FS} . La figure 5-9b montre des distributions qualitatives des paramètres Γ_{SWT} et Γ_{FS} en surface d'un brin simulé avec l'hypothèse élastique. Les points chauds sont mis en évidence, et la valeur d'orientation du plan critique associé est indiquée. Ainsi, d'après le critère SWT, le plan critique au point chaud présente un angle $\alpha_{\text{SWT}} = 80^\circ$ par rapport à la surface. Pour le critère FS, cet angle est plutôt de l'ordre de 70° . Ces valeurs sont sensiblement différentes des valeurs expérimentales trouvées, de l'ordre de 30° . Dans ce cas, le critère FS est plus pertinent que le critère SWT mais l'écart reste faible et ne justifie pas son application compte tenu de son comportement en prédiction quantitative de la durée de vie.

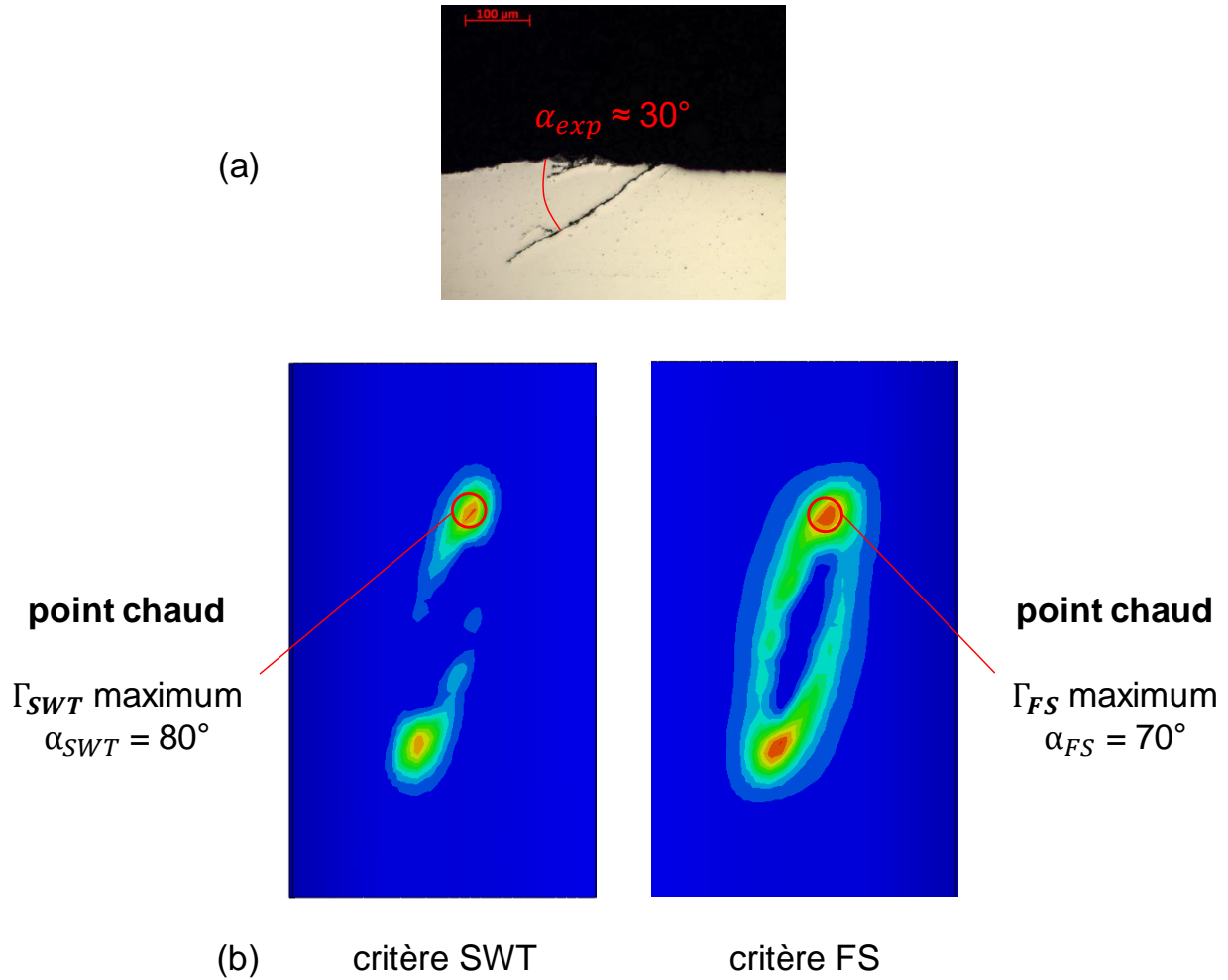


Figure 5-11a : Vue en coupe d'une fissure générée en fretting simple (conditions : $Q^* = 150\text{ N}$, $P = 200\text{ N}$, $N_c = 300\ 000$ cycles) ; b : distribution qualitative du risque d'amorçage par les critères SWT et FS, avec mise en évidence du point chaud et angle à amorçage en surface (mêmes conditions)

Afin de pousser plus loin la comparaison toujours en se concentrant sur les données calculées en surface, le post-traitement des critères a été appliqué sur des résultats de simulations utilisant la loi plastique décrite et identifiée dans les chapitres précédents. Avec cette loi, les résultats seront largement moins influencés par les gradients en surface induits par l'hypothèse élastique. La figure 5-10 résume les différentes distributions obtenues à partir de cette modélisation plastique. En plus de l'élargissement logique de la zone de contact dû à l'écoulement, il apparaît également sur la distribution qualitative de Γ_{SWT} et Γ_{FS} qu'il n'y a plus de point chaud délimité aussi clairement que sur la figure 5-11. Les angles en surface quant à eux montrent des distributions sensiblement différentes entre les deux critères. Cependant, l'information principale retenue de ces calculs est la cohérence des angles obtenus avec ceux provenant de la modélisation élastique. En effet, pour les deux critères et les deux modélisations, les angles α_{SWT} et α_{FS} présentent des valeurs de l'ordre

de 70-80° en bordure de contact, sensiblement différents des 30° obtenus quasi-systématiquement pour les essais expérimentaux. Ce n'est donc pas la réponse plastique du matériau qui explique l'écart entre les angles de plongée prédits et ceux mesurés expérimentalement.

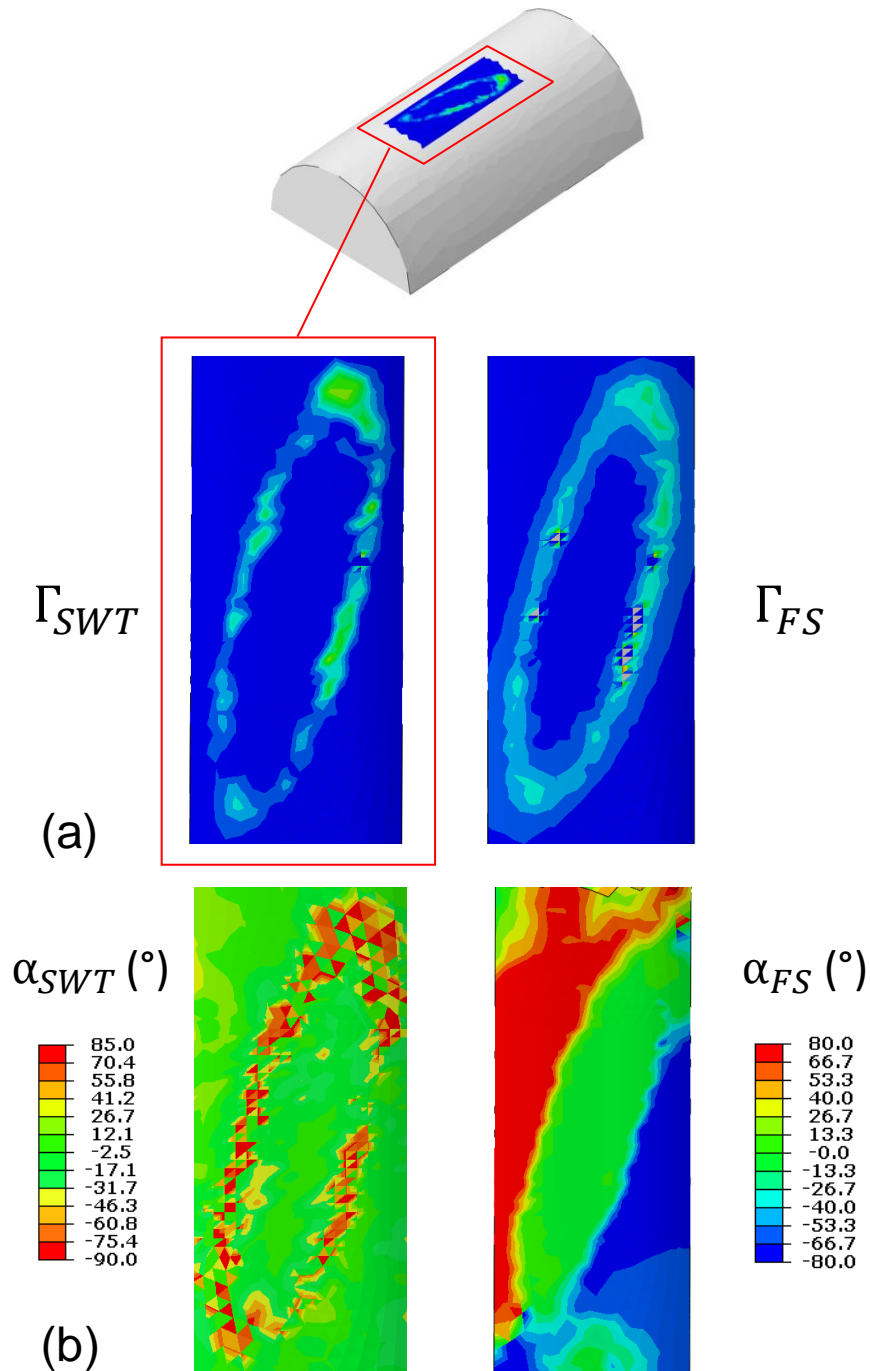


Figure 5-12 (a) : Distribution qualitative du risque d'amorçage en surface d'après les critères SWT et FS ; (b) : distribution en surface des angles à amorçage obtenus (conditions de fretting simple : $Q^* = 150 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$)

Une interprétation plus probable de ces résultats concerne l'hypothèse d'isotropie du matériau considérée dans la modélisation. En effet, pour tout le travail proposé le matériau modélisé est isotrope, alors que les observations décrites dans le chapitre 2 soulignent l'anisotropie des brins dans le sens de tréfilage. Dans le chapitre 4, la potentielle influence de cette anisotropie sur l'orientation des fissures a été prise en compte indirectement en forçant la géométrie de la fissure basée sur les observations expérimentales. Les résultats des figures précédentes tendent alors à confirmer l'impact de la microstructure sur la direction d'amorçage en surface. D'après la modélisation isotrope et les deux critères utilisés, les fissures initiées en bordure de contact de fretting s'initierait avec un angle de plongée supérieur à 70° . Des valeurs de cet ordre ont d'ailleurs également été relevées dans la littérature pour des cas de fretting sur aluminium non tréfilé [42], [77]. L'hypothèse la plus probable pour expliquer les faibles angles de plongée des cas réels est ainsi cette microstructure, bien que les contraintes résiduelles de surface induites par le tréfilage [54] puissent également avoir une influence.

5.7. Proposition de conditions de validité pour l'application des critères de fatigue avec distance critique

D'après les sections précédentes, il est apparu que le critère SWT, associé à $l_{C,SWT} = 360 \mu\text{m}$, présente de meilleures performances de prévisions par rapport aux critères de Crossland et FS, respectivement associés à $l_{C,Crossland} = 500 \mu\text{m}$ et $l_{C,FS} = 520 \mu\text{m}$. Une hypothèse suggérée pour expliquer ces différences concerne l'ampleur des distances critiques elles-mêmes. Si cette distance est trop grande, il est possible que le critère évalué trop loin de la surface ne suffise plus à capter la réelle influence du contact de fretting. Cette hypothèse peut être formalisée en se basant sur une grandeur géométrique liée à la configuration étudiée.

Le tableau 5-4 rappelle les distances critiques identifiées à partir de l'essai de fretting-fatigue de durée de vie $N = 10^7$ cycles. Pour rappel, les conditions de chargement associées sont : $Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 28 \text{ MPa}$ et $R = 0.5$. Le contact associé forme une trace elliptique, et dont le grand-axe a une longueur $a_{GA} = 1007 \mu\text{m}$. A partir de ces données, une condition de validité de l'application d'un critère avec distance critique peut être proposé en se basant sur ces paramètres géométriques.

$$l_c < K_{geom} \cdot a_{GA} \quad (5.20)$$

Avec :

- l_c la distance critique associée au critère utilisé
- a_{GA} la dimension caractéristique du contact étudié (ici le grand axe de l'ellipse du contact formé avec les conditions énoncées plus haut)
- K_{geom} un facteur sans dimension faisant le lien entre les deux paramètres géométriques précédents

D'après cette condition, l'application d'un critère de fatigue avec distance critique n'est plus valide en fretting-fatigue si l'inégalité 5.20 n'est plus respectée. Concernant la valeur du coefficient K_{geom} , il peut être avancé d'après les données du tableau 5-4 que $0.34 < K_{geom} < 0.49$. D'autres critères devraient cependant être appliqués de la même façon que dans les sections précédentes pour vérifier la pertinence de cette condition et affiner la connaissance de K_{geom} .

Tableau 5-4 : Liste des distances critiques, taille du contact et gradients de contrainte équivalente calculés à $z = l_c$ pour les critères de Crossland, SWT et FS

| | Crossland | SWT | FS |
|--|--------------------------|-------------------------|--------------------|
| distance critique l_c | 500 μm | 360 μm | 520 μm |
| taille du contact a_{GA} (grand-axe de l'ellipse) | 1007 μm | 1007 μm | 1007 μm |
| gradient de contrainte équivalente $\nabla\sigma$ à $z = l_c$ | 0,083 MPa/ μm | 0,44 MPa/ μm | / |

Une autre condition, plus locale, peut être formulée en se basant sur la valeur du gradient de contrainte équivalente noté $\nabla\sigma$ à $z = l_c$. Elle se base sur l'hypothèse selon laquelle si le gradient de contrainte induit par le contact est trop faible à $z = l_c$, alors le critère évalué à cette profondeur ne serait pas capable de capter suffisamment les effets induits par le contact. Dans un effort de généraliser autant que possible cette condition, il est également intéressant de formuler cette condition à partir de la contrainte équivalente

associée au critère. Ainsi, la figure 5-13 représente les évolutions des contraintes équivalentes associés aux critères de Crossland et SWT en fonction de la profondeur, en illustrant la mesure locale du gradient. Comme la méthode non locale utilisée est une méthode 1D, le gradient correspond directement à la pente de la tangente évaluée à $z = l_c$. Par ailleurs, le critère FS n'est pas représenté ici car il ne fait pas intervenir explicitement une contrainte scalaire équivalente.

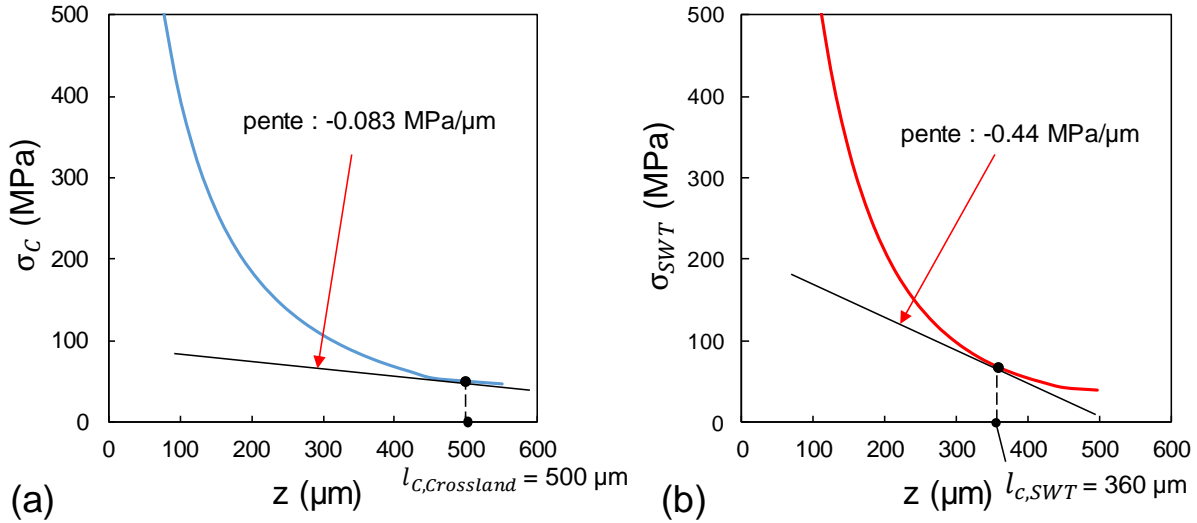


Figure 5-13 (a) : Evolution de la contrainte équivalente de Crossland en fonction de la profondeur sous le point chaud, avec mesure du gradient 1D à la distance critique ; (b) même tracé mais appliqué au critère SWT (conditions : $Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 200 \text{ N}$, $\sigma_{f,max} = 28 \text{ MPa}$ et $R = 0.5$)

Les valeurs locales des gradients sont également résumées dans le tableau 5-4, et aident à proposer la condition de validité suivante :

$$|\nabla\sigma(z = l_c)| > \nabla\sigma_{th} \quad (5.21)$$

Avec $\nabla\sigma_{th}$ une valeur seuil de gradient en dessous de laquelle les gradients sont considérés trop faibles pour être reliés au contact. Et à partir des résultats obtenus, la valeur de $\nabla\sigma_{th}$ doit nécessairement vérifier $0.083 \text{ MPa}/\mu\text{m} < \nabla\sigma_{th} < 0.44 \text{ MPa}/\mu\text{m}$. Ainsi, si l'inégalité 5.21 n'est pas vérifiée, d'après les hypothèses précédentes, les critères de fatigue évalués en profondeur à $z = l_c$ ne garantissent pas des prévisions fiables de la durée de vie. Et bien que de nouvelles données seraient nécessaire pour approfondir ces propositions, ces premières considérations apportent un point de vue intéressant sur la façon d'appliquer des critères de fatigue en fretting-fatigue.

5.8. Conclusion

Le présent chapitre a proposé une approche simple intégrant à la fois amorçage et propagation pour modéliser la durée de vie en fretting-fatigue d'un mono-contact entre brins d'aluminium. En plus du critère de Crossland déjà présenté, deux critères de fatigue multiaxiale ont été décrits, calibrés et appliqués au cas d'étude : le critère orienté sur l'ouverture en mode I de Smith-Watson-Topper (SWT) et le critère de Fatemi-Socie (FS), plus sensible aux déformations en cisaillement. Comme la démarche utilise toujours en priorité l'hypothèse d'élastique, une méthode de distance critique a été appliquée, en identifiant ces distances pour chaque critère à partir d'essais de fretting fatigue correspondant à la durée de vie limite 10^7 cycles.

L'application de ces critères a montré que le critère SWT associé à la distance critique $l_{C,SWT} = 360 \mu\text{m}$ présente une meilleure robustesse et fiabilité que les critères en cisaillement. Avec une distance critique unique, ce critère permet en effet d'avoir des prévisions de durée de vie satisfaisantes tout en étant conservatives pour les faibles nombres de cycle. A l'inverse, les critères FS et de Crossland présentent une forte dispersion, pour des distances critiques respectives de l'ordre de $500 \mu\text{m}$. Ainsi, même avec l'hypothèse d'élasticité, l'approche SWT associé à une distance critique calibrée sur un seul essai de fretting fatigue référence est pertinente. Elle permet de donner des ordres de grandeur de durée de vie cohérents pour un large spectre de conditions de chargements : fatigue variable, force tangentielle variable et effort normal variable. Une hypothèse pour expliquer le mauvais comportement des critères en cisaillement serait que les longueurs critiques identifiées ($l_{C,FS} = 520 \mu\text{m}$ et $l_{C,Crossland} = 500 \mu\text{m}$) sont trop grandes et ne captent plus correctement l'influence du chargement au contact. Ceci suggère que la démarche proposée de calibrer la distance critique sur un seul essai de fretting-fatigue est pertinente si la valeur de l_C obtenue reste suffisamment petite pour tenir compte des chargements de fretting. Dans cette optique, deux conditions possibles ont été proposées pour garantir de l'applicabilité de la démarche, à chaque fois relative à la distance critique. Une première condition se base sur une caractéristique purement géométrique de la trace de contact, alors que la seconde considère les gradients de contrainte en profondeur telle que $z = l_C$.

Enfin, ce chapitre s'est achevé sur une rapide discussion de l'angle à amorçage prédit par les critères : pour un matériau isotrope élastique comme élastoplastique, les angles prévus pour l'amorçage par les deux critères sont plus grands que les angles effectivement observés. Ceci donne de nouvelles indications quant à l'influence directe de l'anisotropie et la microstructure déjà discutée dans les précédents chapitres sur l'orientation effective des fissures initiées par les chargements de fretting.

6. Chapitre 6 : Etude d'un essai macroscopique de sollicitation d'un conducteur complet

6.1. Introduction

La dernière étape du travail proposé implique l'exploitation des résultats d'un essai réalisé sur une portion complète de conducteur CROCUS 412. Ce type d'essai macroscopique présente plusieurs intérêts dans le cadre de l'étude mécanique menée. D'un part, l'expertise de l'échantillon testé permet d'observer voire caractériser l'état de surface des brins d'aluminium, rompus ou non, en fonction de leur position. D'autre part, un tel essai donne la possibilité de confronter le modèle global à un cas concret pour lequel les conditions ont pu être contrôlées en laboratoire.

L'essai développé dans ce chapitre a été réalisé au sein de l'entreprise Dervaux S.A. du groupe SICAME, qui fournit des équipements de ligne pour les gestionnaires de réseaux. Une portée de longueur supérieure à 20m a ainsi été testée en association avec une pince de serrage dont la géométrie a été prise en compte pour la simulation. Enfin, le conducteur a été soumis à des vibrations à l'aide d'un actionneur de type pot vibrant, et la portion prise dans la zone de serrage a été expertisée en laboratoire.

Les premières sections de ce chapitre traiteront de l'essai macroscopique lui-même : le dispositif de test sera détaillé, ainsi que les précautions prises pour réaliser les mesures et imposer les chargements désirés. Ensuite, les principales observations faites à partir du conducteur après essai seront explicitées, notamment les différents types de contacts observés ainsi que les brins éventuellement rompus. Enfin, la démarche de simulation du modèle global sera rappelée avant d'être appliquée pour modéliser l'essai macroscopique.

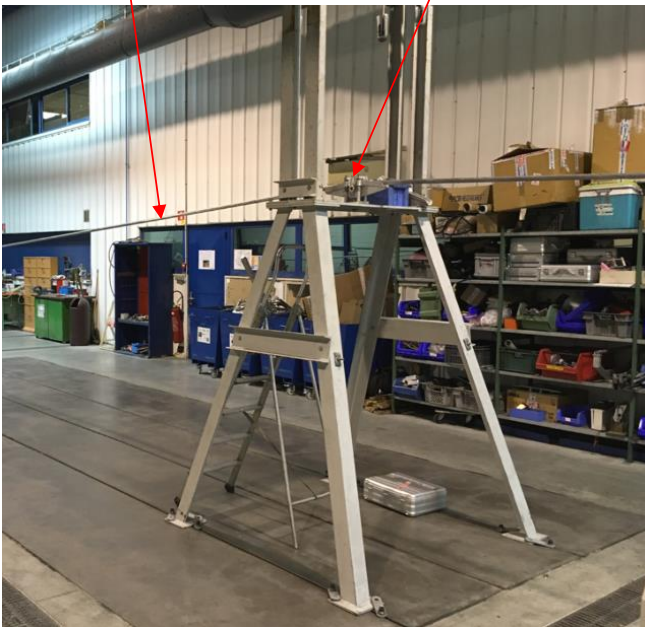
6.2. Test vibratoire d'un conducteur complet CROCUS 412

6.2.1. Description du dispositif expérimental

Les essais de mise en vibration d'un conducteur serré dans une pince ont été réalisés dans un hall dédié. Ce type d'installation peut être employé pour tracer la courbe d'endurance d'un conducteur sollicité en fatigue, ou encore de tester l'influence d'équipements de ligne sur les composants du conducteur (comme décrit dans le premier chapitre). Dans ce chapitre, ce banc d'essai est utilisé plutôt pour visualiser localement les endommagements d'un conducteur sollicité par des vibrations représentatives des sollicitations éoliennes.

Ces essais ont pour but de rester en cohérence avec toute la modélisation locale développée dans les chapitres 4 et 5 tout en éprouvant la modélisation globale décrite dans le chapitre 3. Ainsi, comme pour les essais de fretting-fatigue sur brins, un des objectifs est d'avoir des ruptures observables de brins d'aluminium avant la durée de vie limite fixée 10^7 cycles.

conducteur pince de serrage



(a)



(b) tige du pot vibrant

Figure 6-1 (a) : Vue de la tourelle ajustable portant la pince de serrage et le conducteur ; (b) : vue de la zone de mise en vibration du conducteur par le pot vibrant (crédit : Dervaux S.A.)

La figure 6-1 illustre deux vues du conducteur testé. Ce dernier fait une longueur totale de 30m, pour une portée active de 14 m (partie soumises aux sollicitations de vibrations). Sur la figure 6-1a, la zone de serrage est visible, installée sur une tourelle de hauteur ajustable. C'est par ce levier qu'il est possible de fixer l'angle statique du conducteur en sortie de pince : plus la hauteur de la pince est élevée sur la tourelle, et plus l'angle de flexion statique sera important. D'autre part, le pot vibrant utilisé comme actionneur est représenté sur la figure 6-1b, et c'est ce dernier qui met le conducteur en vibration. Cette vue illustre également le fait que l'actionneur est situé loin de la zone de serrage, à une distance supérieure à 10 m. Le conducteur étant fixé à ses deux extrémités, le mouvement oscillant imposé par le pot vibrant induit l'établissement d'ondes stationnaires dans la portée active, avec nœuds et ventre de vibrations. Le pilotage de l'amplitude est alors assuré par l'intermédiaire de trois principaux systèmes de mesures :

- Un accéléromètre uniaxial situé sur un ventre de vibration : permet de contrôler directement l'amplitude de vibration imposée au conducteur par le pot vibrant.
- Un accéléromètre triaxial situé sur un nœud de vibration : permet de mesurer la rotation du conducteur durant l'essai. Lors de la rupture d'un brin, la reprise des efforts sur les brins restants induit une légère rotation du conducteur autour de son axe. La mesure de rotation permet alors de détecter les occurrences de ruptures in-situ. En raison des angles d'enroulement différents des deux couches d'aluminium, le sens de rotation permet également de déduire dans quelle couche une rupture se produit, en supposant qu'aucune rupture de brin d'acier ne se produit (aspect vérifié expérimentalement).
- Un capteur LASER situé à 89 mm du dernier point de contact : permet de mesurer la déflexion Y_b généralement mesurée sur les réseaux de transport électrique, afin de se ramener à des grandeurs comparables aux données dans la littérature.

Les derniers paramètres importants d'essai sont les suivants :

- Fréquence de vibration de 40 Hz ;
- Angle de pince de 4° ;
- Tension statique appliquée au conducteur : 42.7 kN (25 de la RTS) ;
- Couple de serrage de pince appliqué aux vis : 25 N.m ;
- Température régulée durant un essai : 22°C.

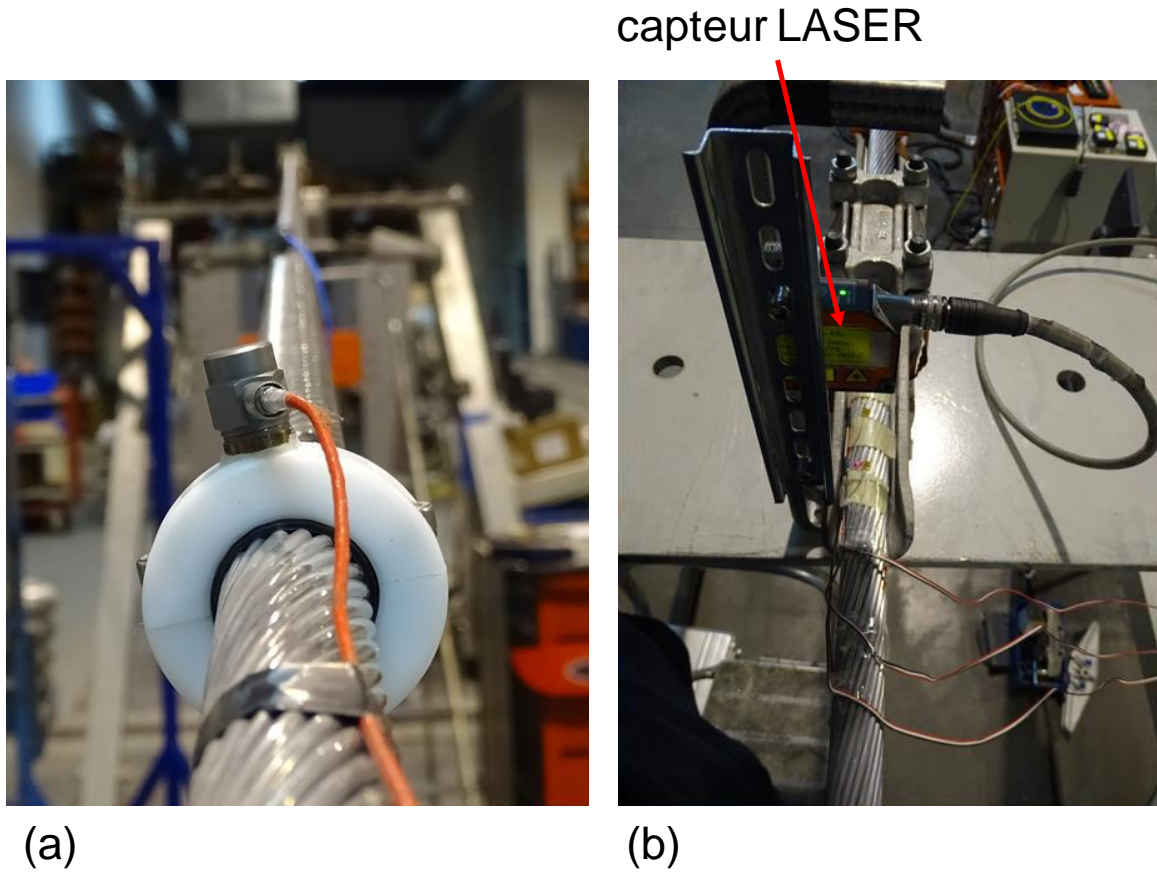
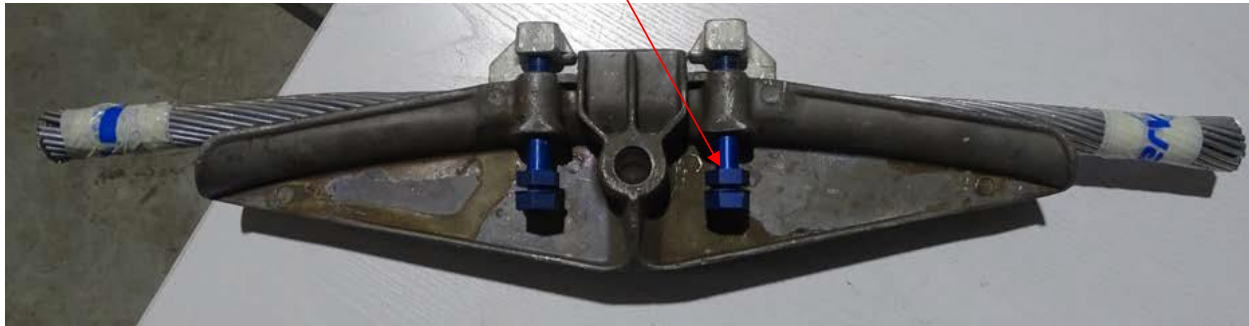


Figure 6-2 (a) : Accéléromètre triaxial situé au niveau d'un noeud de vibration pour détecter la rotation des conducteurs ; (b) : capteur LASER mesurant la déflexion à 89 mm du dernier point de contact (**crédit : Dervaux S.A.**)

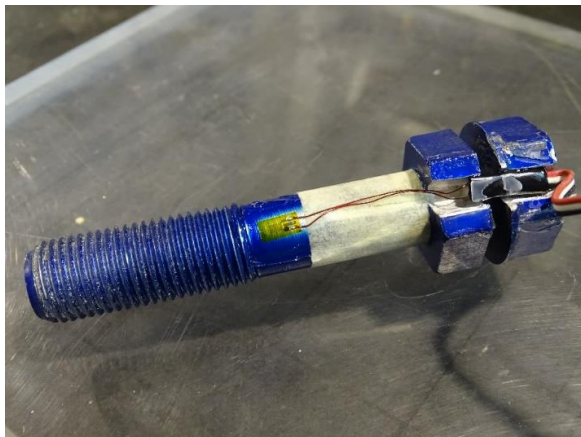
6.2.2. Détermination expérimentale de l'effort de serrage

Un des points clés pour la simulation réaliste d'un essai macroscopique sur conducteur est la connaissance de l'effort effectif de serrage appliqué par la pince. Dans le chapitre 3, l'effort de serrage avait été appliqué par « pincement » du conducteur sur 1 mm entre le chapeau et le berceau. Ce choix était jusqu'à présent arbitraire et servait principalement à assurer un serrage suffisamment pénalisant pour activer les phénomènes de fretting-fatigue. Cependant, la valeur exacte de l'effort de serrage sur le conducteur n'était pas connue. Afin d'affiner la modélisation globale, il est apparu nécessaire d'avoir une meilleure connaissance de l'effort réel appliqué. Pour cela, une instrumentation spécifique des vis de serrage a été réalisée (figure 3).

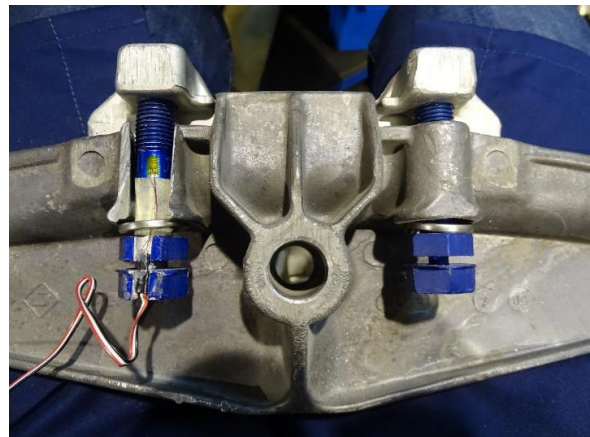
vis « fusible » de serrage



(a)



(b)



(c)

Figure 6-3 (a) : Pince de serrage utilisée pour les essais avec une portion de conducteur ; (b) : vue rapprochée d'une vis fusible en aluminium avec une jauge de déformation ; (c) : vue rapprochée de la pince de serrage et de la vis fusible comportant la jauge de déformation (crédit : Dervaux S.A.)

En effet, le serrage des pinces sur le réseau est effectué manuellement par des opérateurs, à l'aide de vis « fusible » garantissant la répétabilité de l'opération. De telles vis sont représentées sur la figure 6-3 : ce sont des vis en aluminium avec deux têtes hexagonales. Lors du serrage, il est nécessaire d'appliquer le couple sur la tête supérieure jusqu'à rupture de la courte portée cylindrique séparant les deux têtes. Atteindre cette rupture garantit que le couple nominal de serrage a été atteint sans le dépasser, ce qui pourrait endommager le conducteur.

Afin de remonter jusqu'à l'effort de serrage appliqué, des jauges de déformation ont été implémentées sur une des vis comme illustré sur les figures 6-2b et 6-2c. En connaissant le module d'élasticité de l'aluminium utilisé pour une vis, la déformation axiale de celle-ci permet de déduire directement la valeur de l'effort transmis. La courbe de l'effort en fonction du couple de serrage appliqué est ainsi représentée sur la figure 6-3. La forme en « S » de cette courbe peut s'expliquer par le rattrapage des jeux existants au début de la courbe, et par les phénomènes de frottement dans les filets pour les couples plus élevés. Il apparaît ainsi que pour une vis, un couple de 25 N.m induise un serrage de l'ordre de **16 kN**.

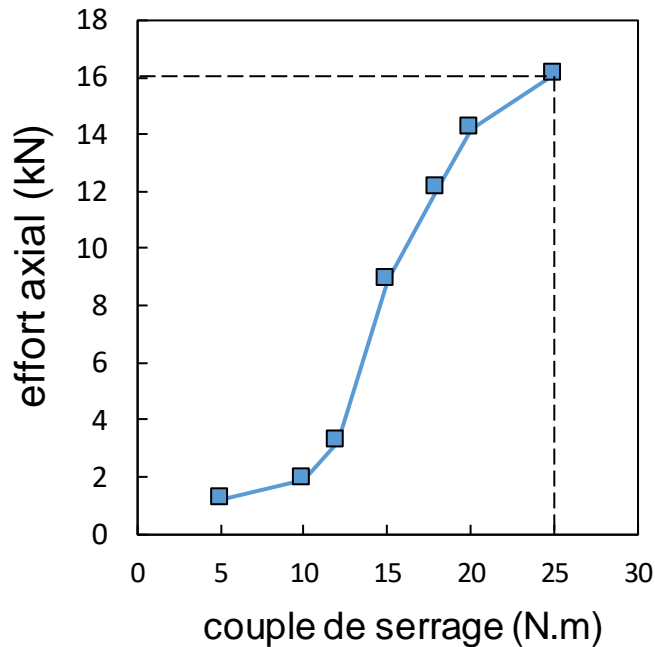


Figure 6-4 : Evolution de l'effort axial mesuré dans l'axe d'une vis fusible en fonction du couple de serrage appliqué (crédit : Dervaux S.A.)

Il est à noter que pour ce genre de configuration, la relation empirique de Kellerman et Klein permet également de donner une approximation de l'effort en fonction du couple de serrage.

$$C = F_t \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{p + 1.154 \cdot \pi \cdot \mu_{thread} \cdot d_2}{\pi - 1.154 \cdot \mu_{thread} \cdot \frac{p}{d_2}} + \mu_{head} \cdot \frac{D_{ext} + D_{int}}{4} \right) \quad (6.1)$$

Avec :

- C : le couple transmis

- F_t : l'effort axial transmis dans la vis
- p : le pas de vis
- D_{ext} : diamètre extérieur de la tête de vis en mm ; D_{int} : diamètre intérieur de rondelle ou de la surface frottante en mm
- μ_{thread} : coefficient de frottement du filetage
- d_2 : diamètre moyen du filetage, diamètre sur flancs en mm
- μ_{head} : coefficient de frottement sous tête

L'application de la relation (6.1) donne un effort $F_t = 14 \text{ kN}$ pour un couple $C = 25 \text{ N.m}$. Bien que cette valeur soit légèrement inférieure à celle mesurée, ce résultat reste cohérent avec la valeur obtenue à l'aide de jauges de déformation. En considérant la valeur moyenne $F_t = 15 \text{ kN}$, ces précédents résultats importants permettent de proposer un effort global de serrage de l'ordre de $4 \times 15 \text{ kN} = 60 \text{ kN}$ par le serrage des quatre vis (figures 6-1a et 6-1c).

6.3. Exploitation et expertise d'un essai

6.3.1. Résumé des conditions d'essai

L'essai détaillé dans cette section correspond à un cas ayant présenté plusieurs ruptures avant 10^7 cycles dans les couches d'aluminium, ce qui le rend intéressant dans le cadre de la comparaison avec tous les résultats présentés dans les chapitres précédents. Les conditions d'essai associées sont résumées dans le tableau 6-1. Grâce au système de détection par rotation, il a été également noté que la première rupture s'est produite après 1.8 millions de cycles. Aucune rupture de brin d'acier n'a été détectée. Les données relatives aux amplitudes de vibration seront également utiles pour pouvoir lier ces conditions à des sollicitations éoliennes vues par un conducteur réel, telles que la vitesse et la direction du vent. Toutefois, ce travail sort du cadre du travail proposé, aussi ce chapitre se concentre uniquement sur l'aspect mécanique de la tenue en fretting-fatigue du conducteur.

Tableau 6-1 : Résumé des conditions de l'essai technologique vibratoire

| Tension mécanique (kN) | angle de flexion au repos | angle à la flexion maximale φ_{\max} | amplitude à la flexion minimale φ_{\min} |
|--|---|--|--|
| 42,15 kN | 4° | 13° | -5° |
| amplitude de flexion standard Yb à 89 du LPC (mm) | brins rompu en couche extérieure (aluminium) | brins rompus en couche intérieure (aluminium) | Nombre total de cycles |
| ± 1,25 | 3 | 2 | 10 millions |

L'angle de flexion au repos correspond à l'angle entre le conducteur et l'horizontale après mise en place de l'essai mais avant de la mise en vibration de ce dernier. En reprenant le formalisme défini sur la figure 3-11 du troisième chapitre, cela correspond à $\varphi = 4^\circ$ avant le début des sollicitations dynamiques. Cela correspond également à la valeur moyenne de l'angle φ sur un cycle. Lors de la mise en vibration et de l'établissement des ondes stationnaires dans le conducteur, l'amplitude de flexion statique notée dans le tableau 6-1 correspond à l'angle total décrit par le conducteur sur un cycle. En notant φ_{\max} et φ_{\min} les angles correspondant aux positions extrêmes du conducteur durant un cycle d'oscillation, l'amplitude de flexion est directement donnée par la différence $\varphi_{\max} - \varphi_{\min}$. Pour l'essai décrit ici et comme illustré sur la figure 10, il vient $\varphi_{\max} = 13^\circ$ et $\varphi_{\min} = -5^\circ$.

En complément, la figure 6-4 montre la portion de conducteur extraite pour analyse des brins. Les limites de la zone de serrage sont représentées sur la couche extérieure, et une partie des brins de cette couche ont été sectionnés pour pouvoir observer la couche inférieure ainsi que les traces de contact sur les brins non rompus.

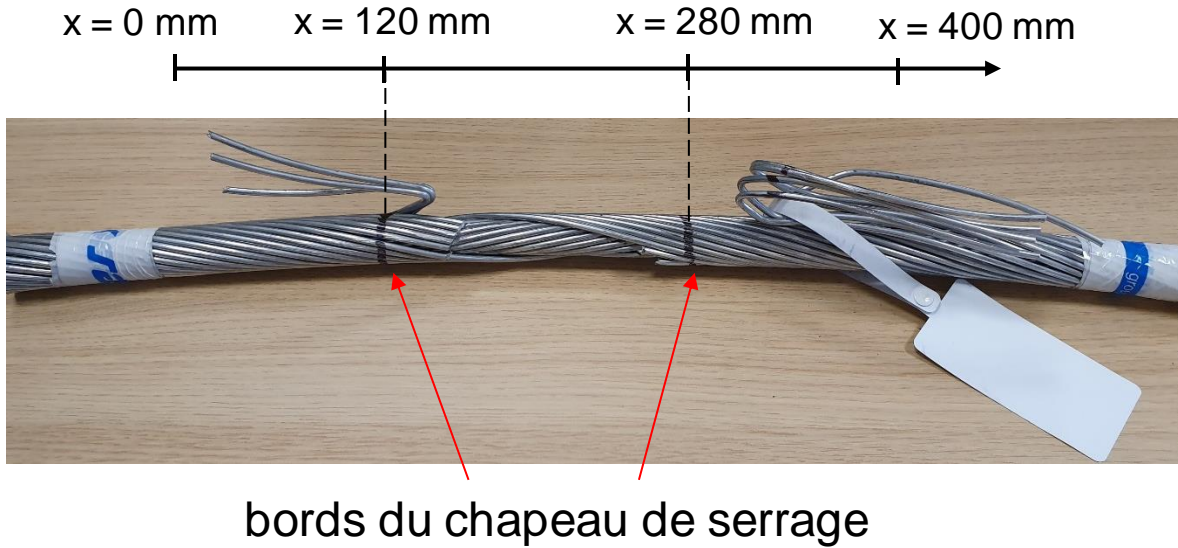


Figure 6-5 : Portion du conducteur testé en vibration, vue centrée sur la zone de serrage. Des brins de la couche extérieure ont été coupés pour l'observation de la couche intérieure

6.3.2. Expertise des traces de contact observées

Les images présentées dans cette section correspondent toutes à des vues prises à la loupe binoculaire sur des brins d'aluminium, qu'ils soient de la couche extérieure ou intérieure. Avant de s'intéresser aux images traduisant des endommagements induits par l'essai, la première image présentée (figure 6-5) montre l'aspect de la couche intérieure d'aluminium dans la zone de serrage, mais du côté de la portée immobile. Cette vue est directement liée aux observations formulées dans le chapitre 2 concernant les indents induits par le toronnage. Ces plastifications locales ont le même aspect que celles observées sur un conducteur neuf et n'ont été affectées ni par le serrage, ni par les vibrations.

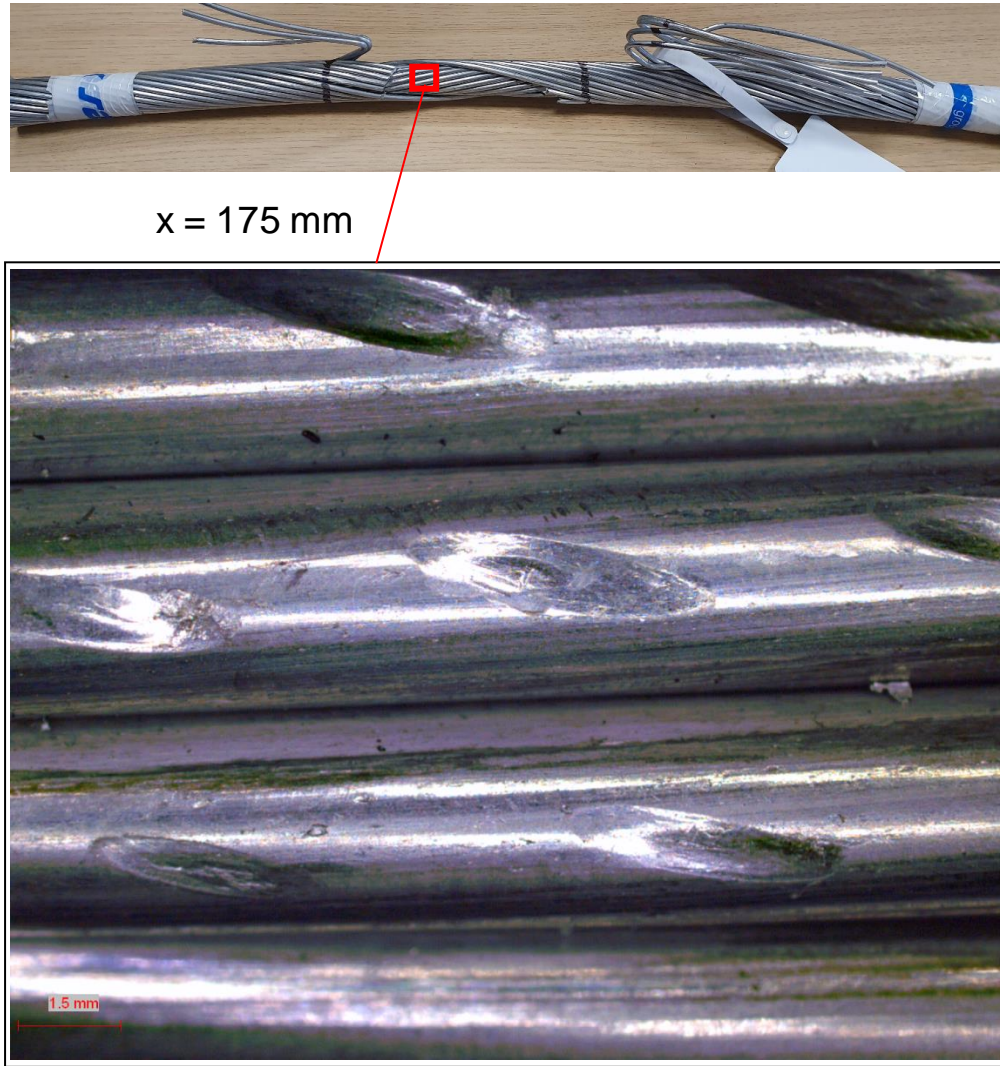


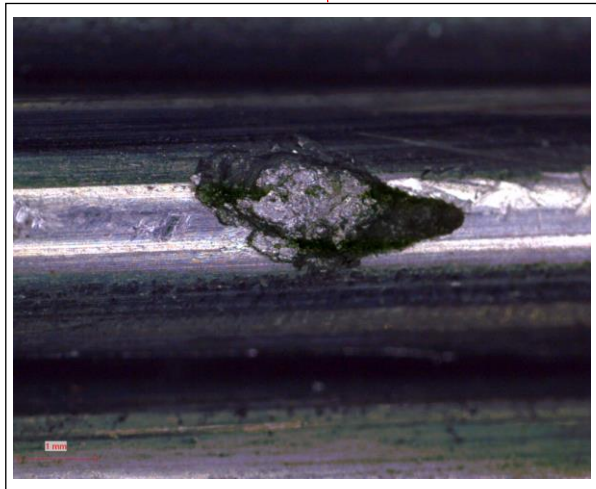
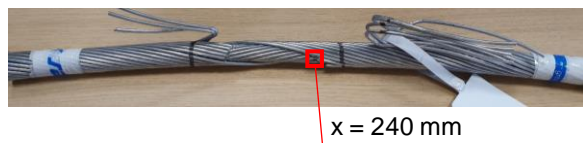
Figure 6-6 : Traces d'indents de plastification sur la couche intérieure, observées dans la zone immobile du conducteur (position axiale $x = 175$ mm)

Concernant cette fois la portée active, et toujours dans la zone de serrage délimitée dans la figure 6-4, l'image 6-6a montre une trace induite par un contact radial entre deux brins des couches intérieure et extérieure. Cette trace présente l'aspect typique d'une trace de fretting en glissement partiel, avec une région claire au centre traduisant la zone collée, et une région sombre à l'extérieur pour la zone glissante. Afin de compléter la comparaison, la figure 6-6b montre une trace de fretting en glissement partiel obtenue sur un brin sollicité en fretting-fatigue à l'aide du banc d'essai à double actionneur décrit dans le chapitre 2. Les deux traces présentent des aspects très similaires, et valide l'occurrence de phénomènes de fretting fatigue au sein d'un conducteur. Bien que cela soit une confirmation de conclusions déjà soulevées dans la littérature, cette observation reste intéressante. Elle confirme également *a posteriori* que l'essai de fretting-

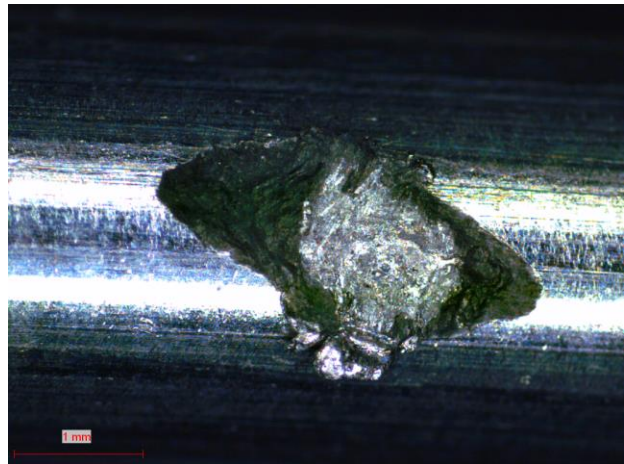
fatigue mono-contact est représentatif de la problématique de rupture des brins sur un conducteur testé *via* l'essai technologique (vibratoire). En revanche, on peut souligner que l'expertise de conducteurs réels ayant été en service pendant plusieurs décennies n'avait pas relevé de trace de fretting aussi claire. Différentes hypothèses peuvent être considérées.

- Les traces de fretting n'apparaissent pas systématiquement et plus d'échantillons de conducteurs réels sont nécessaires
- Les sollicitations réelles sur la ligne sont très différentes de celles testées sur le banc technologique
- Enfin, l'hypothèse la plus probable serait que des phénomènes d'oxydation et d'encrassement du conducteur réel masquent la structure des traces de fretting entre brins du conducteur

Des expertises complémentaires devront être réalisées pour comparer les essais technologiques (réalisés à Dervaux S.A.) et les faciès observés sur conducteurs réels.



(a)



(b)

Figure 6-7 (a) : Trace de fretting sur le conducteur testé en vibration, sur la couche intérieure et dans la zone de serrage (position axiale $x = 240$ mm) ; (b) : trace de de contact obtenue en fretting-fatigue en laboratoire, avec $P = 200$ N, $Q^* = 75$ N et $\sigma_{f,max} = 90$ MPa, $N = 2$ millions de cycles

En plus des traces de fretting en glissement partiel, d'autres traces de fretting ont été observées, traduisant plutôt un régime de glissement total. De telles traces observées sur les deux couches d'aluminium sont illustrées sur la figure 6-8. Ces traces sont caractérisées par l'absence de région claire et induisent principalement des phénomènes d'usure. Dans le cas précisément expertisé, ces traces sont également plus petites que les traces en glissement partiel. Un point notable peut être observé sur la figure 6-8a : alors que la plupart des endommagements de fretting sont initiés au niveau d'un indent plastique (figure 6-6), c'est-à-dire au niveau d'un contact existant depuis le toronnage, ce n'est pas le cas pour le contact vu sur la figure 6-8a. La trace d'usure est très proche d'un indent plastique visible dans la portée fixe du conducteur, ce qui peut indiquer que le contact initialement établi au niveau de l'indent s'est légèrement déplacé lors de la mise en tension ou en vibration du conducteur.

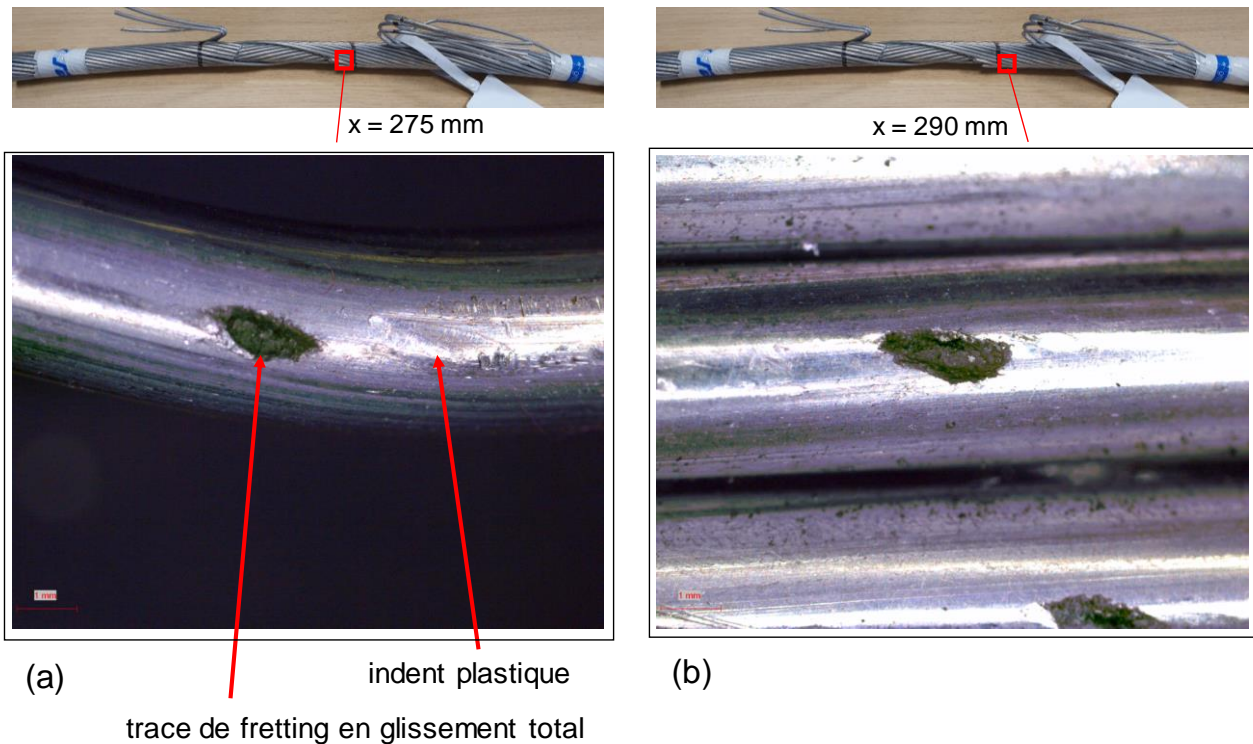


Figure 6-8 (a) : Trace d'usure sur un brin de la couche extérieure, proche d'un indent plastique (position axiale $x = 275$ mm) ; (b) : trace d'usure sur un brin de la couche intérieure, en dehors de la zone de serrage (position axiale $x = 290$ mm)

Enfin, la figure 6-9 montre deux brins rompus : un brin de la couche extérieure rompu en fretting fatigue (figure 6-9a), et un second de la couche intérieure (figure 6-9b). Comme c'était systématiquement le cas pour toutes les ruptures obtenues en laboratoire sur un mono-contact, il apparaît ici sur les deux images que

les fissures se sont initiées en bordure de contact, en accord avec les « points chauds » du modèle numérique local.

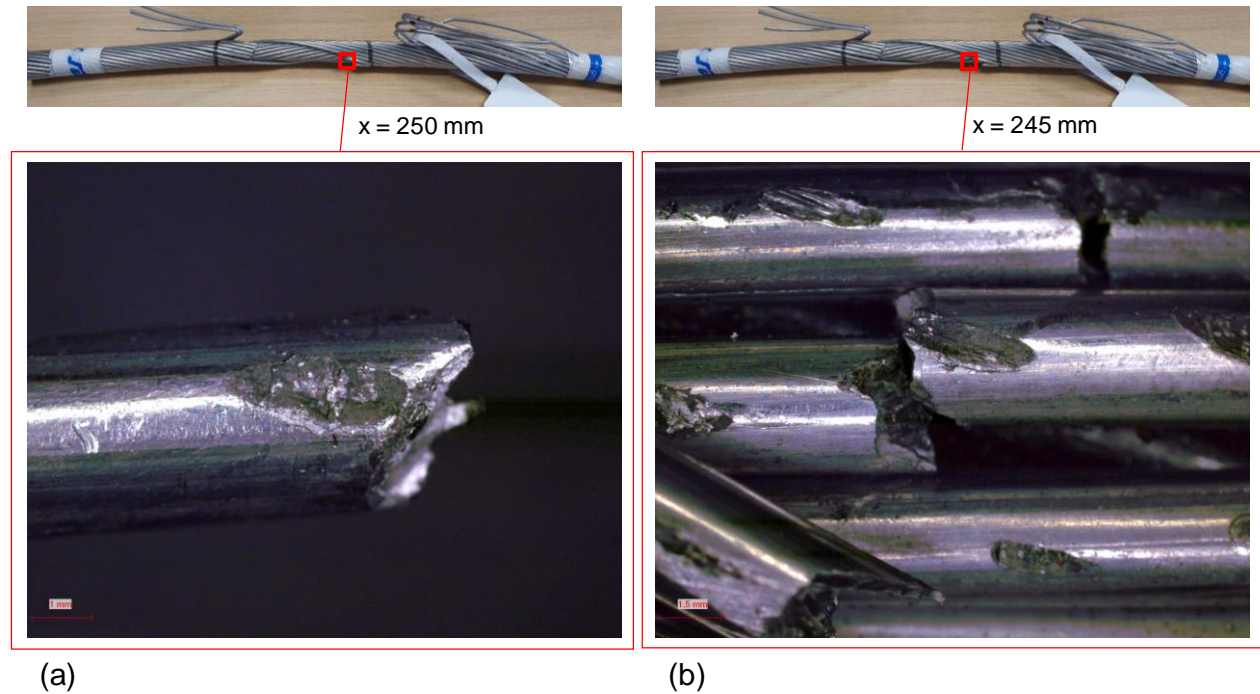


Figure 6-9 : Brin de la couche extérieure rompu en fretting fatigue dans la zone de serrage : brin de la couche intérieure rompu en fretting-fatigue dans la zone de serrage

Pour compléter ces expertises, une trace de fretting en glissement partiel a été retenue en vue d'une découpe pour observation de potentielles fissures. La trace choisie est illustrée sur la figure 6-10a et provient de la couche extérieure d'aluminium, pour une position axiale $x = 237$ mm. L'observation en coupe a alors mis en évidence la présence de plusieurs fissures, dont la plus profonde est caractérisée par la profondeur $b = 130 \mu\text{m}$. Cela vient apporter de nouvelles confirmations en lien avec les études réalisées sur mono-contact dans les chapitres précédents. Même si un brin n'est pas rompu, des amorçages de fissures ont bien eu lieu sous certains contacts, le plus probablement suite à des sollicitations de fretting-fatigue.

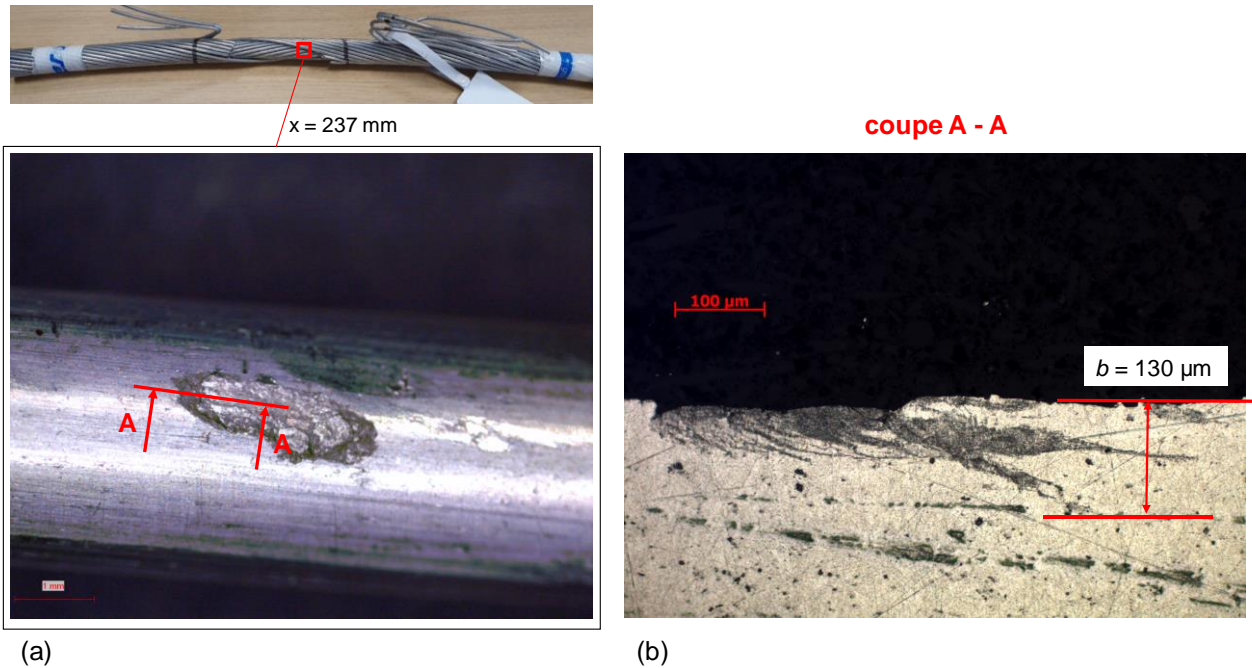


Figure 6-10 (a) : Trace de fretting en glissement partiel observée sur un brin de la couche extérieure (position axiale $x = 237 \text{ mm}$) ; (b) : vue en coupe de fissures amorcées sous le contact de fretting, avec une profondeur maximale $b = 130 \mu\text{m}$

6.4. Simulation de l'essai à l'aide du modèle global

Les résultats présentés dans cette section reprennent la méthodologie présentée dans le chapitre 3 lorsque le modèle global a été appliqué sur un cas de sollicitations arbitraires. Toutefois, contrairement à ce dernier cas, les données présentées dans les sous-sections suivantes peuvent être considérées d'un point de vue plus quantitatif. Les chargements sont plus réalistes et plus représentatifs de conditions pénalisantes pour un conducteur. L'objectif est ainsi de comparer ces données aux résultats de l'expertise de l'essai décrit précédemment.

6.4.1. Chargements de fatigue dans les brins de la couche extérieure

Les deux instants extrêmes d'un cycle de vibration ont été simulés, et les positions associées du conducteur sont illustrées sur la figure 6-9.

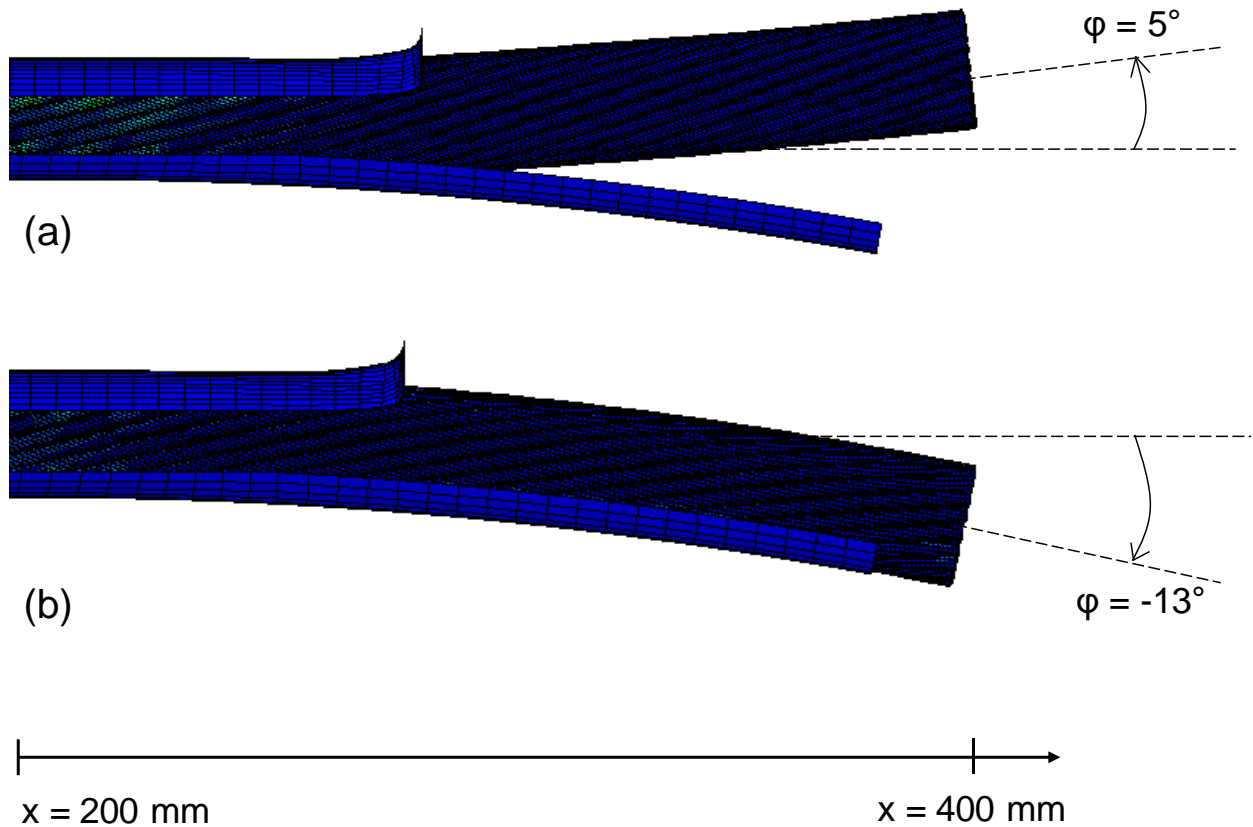


Figure 6-11 (a) : Modélisation de la portion active du conducteur à la position de flexion extrême $\varphi = -5^\circ$; (b) : modélisation de la portion active du conducteur à la position de flexion extrême $\varphi = 13^\circ$

Pour chacune des positions, la valeur moyenne du chargement axial des brins a été calculée et affichée dans la figure 6-12, avec l'hypothèse que les chargements sont purement axiaux pour chaque brin. Ainsi, les phénomènes de flexion à l'échelle d'un brin sont négligés. La numérotation des brins est la même que celle définie sur la figure 3-12 (chapitre 3, section 3.5.2).

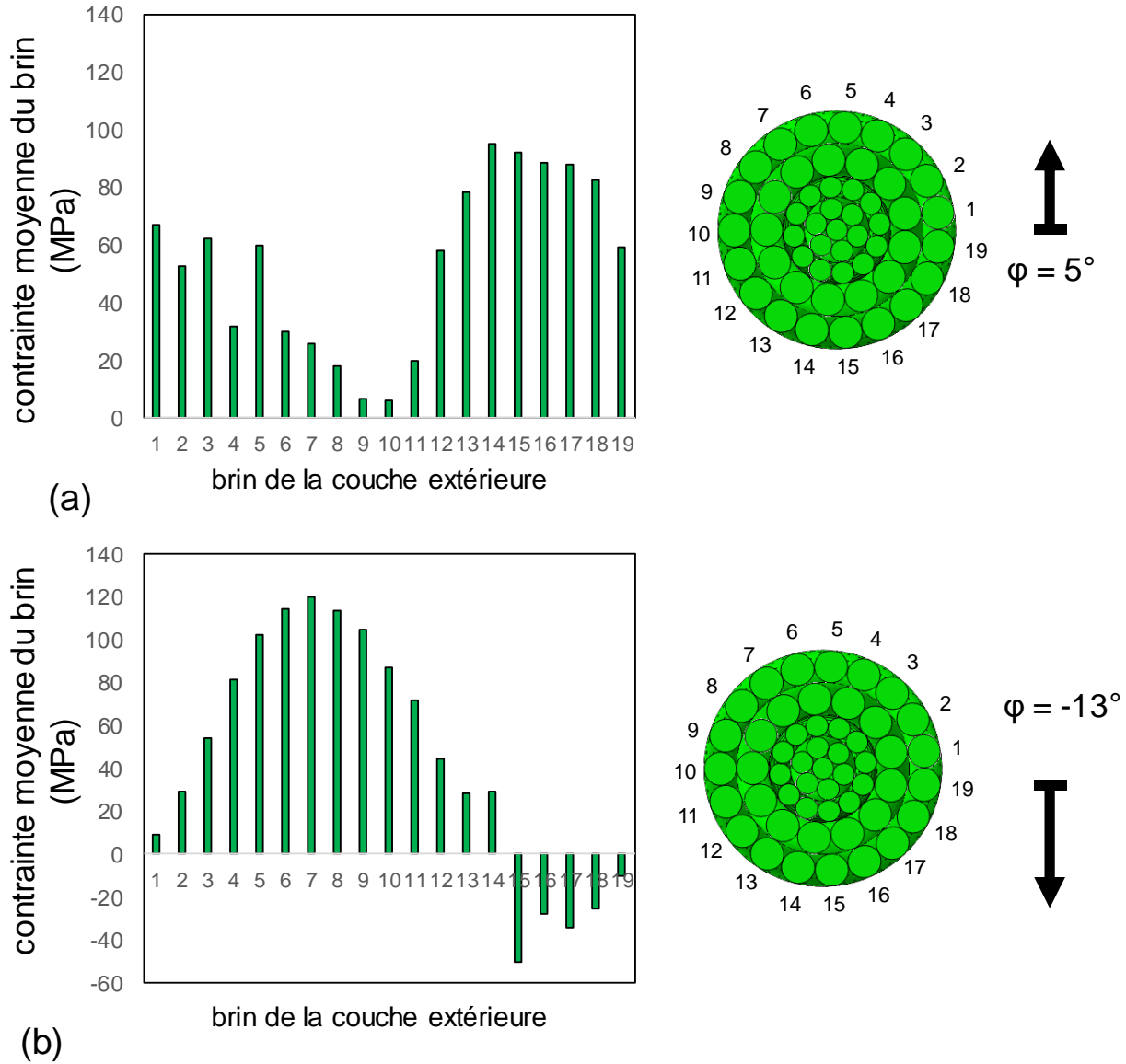


Figure 6-12 (a) : Distribution du niveau de tension mécanique dans chaque brin de la couche extérieure à $\varphi = -5^\circ$;
 (b) : Distribution du niveau de tension mécanique dans chaque brin de la couche extérieure à $\varphi = 13^\circ$

Sans considérer dans un premier temps l'aspect tribologique, les histogrammes de la figure 6-10 mettent en évidence la sévérité des chargements imposés aux brins. Les profils de tensions mécaniques le long de la couche extérieure sont logiquement inversés : alors qu'à $\varphi = 13^\circ$ le conducteur est fléchi vers le bas, il est à l'inverse fléchi vers le haut à l'autre instant extrême d'un cycle. De plus, il peut être aussi noté qu'une partie des brins subissent même de la compression à $\varphi = 13^\circ$ (figure 6-10b, brins 15 à 19). Et à $\varphi = -5^\circ$, ces mêmes brins subissent des niveaux de traction mécanique importants par rapport aux brins 1 à 12. Ainsi, une partie des brins est sollicitée en fatigue simple à des rapports de charge R négatifs et non négligeables. Cela suggère

qu'en première approche, une étude de fatigue simple basée sur ce modèle serait déjà pertinente pour hiérarchiser l'endommagement des brins entre eux. Cependant, la prise en compte des contacts de fretting donne accès à beaucoup d'informations supplémentaires, notamment la position des points critiques le long de la portion modélisée.

6.4.2. Chargements de fretting dans les brins de la couche extérieure

La routine de post-traitement calculant la distribution des efforts de fretting sur les brins de la couche extérieure a été appliquée pour les deux positions représentés sur la figure 6-11. En vert (figure 6-12a et 6-12c) sont tracés les efforts tangentiels et en rouge (figure 6-11b et 6-11d) les efforts normaux. Chaque point correspond à la valeur calculée pour un contact entre deux brins d'aluminium à une position donnée. Un total de 701 contacts inter-brins a été détecté pour cette simulation.

En comparant ces distributions entre les deux instants extrêmes, il apparaît tout d'abord que les profils sont similaires : la zone de serrage sous le chapeau de la pince situé entre $x = 120$ mm et $x = 280$ mm concentre la plupart des chargements importants détectés. Les distributions d'efforts normaux sont particulièrement similaires, bien que certains contacts plus fortement chargés sont détectés en dehors de la zone de serrage du côté de la portée active pour $\varphi = -13^\circ$. La présence de ces points peut s'expliquer par le fait que le critère de discrimination des contacts radiaux est basé sur une géométrie non déformée du conducteur. Ainsi, lorsque ce dernier est trop fléchi, la probabilité d'occurrence de faux positifs augmente, et certains points détectés peuvent correspondre à des contacts latéraux ou des contacts brin/pince. Dans le cas $\varphi = 5^\circ$, la flexion étant plus faible, il n'y a plus de points fortement chargés en dehors de la zone de serrage.

D'autre part, la présence d'efforts tangentiels importants à $\varphi = -13^\circ$ met en évidence la nécessité de vérifier la condition de glissement. Si le rapport Q/P atteint la valeur μ_t , alors le contact est en glissement total et la démarche de prévision d'amorçage n'est plus valide. Afin de vérifier la condition $Q/P < \mu_t$, fixé à $\mu_t = 1.1$, la figure 6-14 a été tracée et permet de visualiser directement ce rapport en fonction de la position axiale.

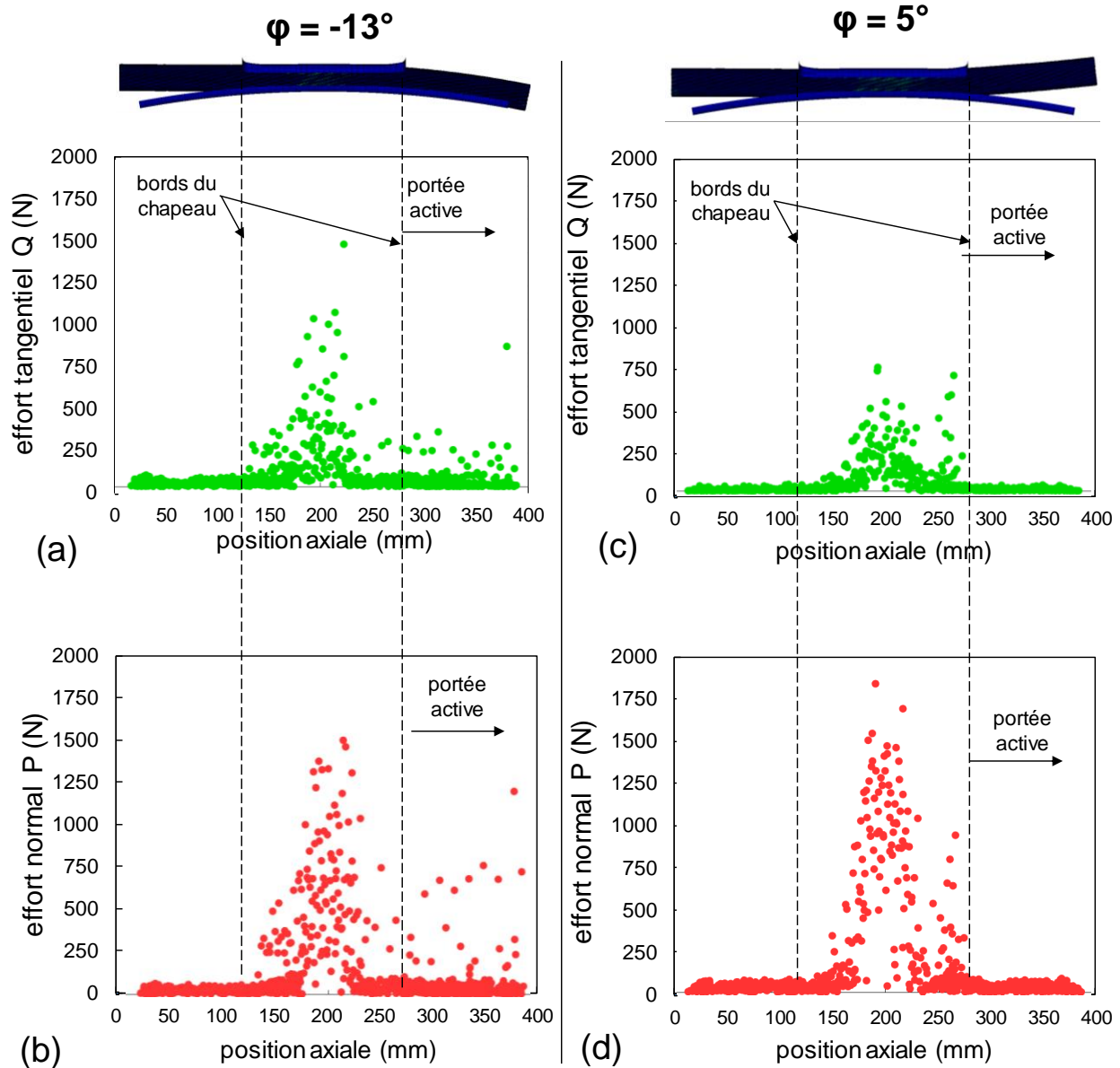


Figure 6-13 (a) : Distribution des efforts tangentiels des contacts détectés entre les brins d'aluminium le long de la portion de conducteur à $\phi = 13^\circ$; (b) : distribution analogue des efforts normaux à $c\phi = -13^\circ$; (c) : distribution des efforts tangentiels à $\phi = -5^\circ$; (d) : distribution des efforts normaux à $\phi = 13^\circ$

Les différences observées entre $\phi = -13^\circ$ et $\phi = 5^\circ$ sur la figure 6-13 sont accentuées sur la figure 6-14. Il apparaît en effet qu'à $\phi = -13^\circ$ les valeurs du ratio Q/P sont globalement supérieures sur toute la longueur du conducteur, et surtout que la condition de glissement $Q/P = \mu_t = 1.1$ est souvent atteinte. A l'inverse, à $\phi = 5^\circ$, seule une poignée de contact est associée à un rapport Q/P proche de la transition de glissement total.

Afin de ne conserver que les contacts en glissement partiel, il faut ainsi s'assurer que tous les contacts retenus ne présentent pas un rapport Q/P trop proche de cette transition.

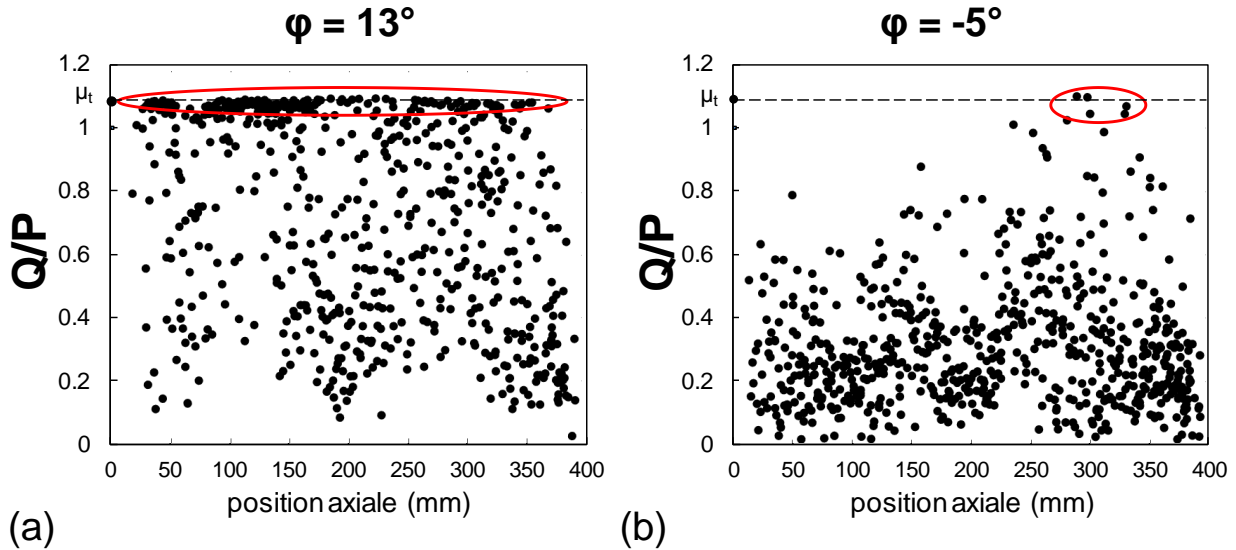


Figure 6-14 (a) : Distribution du rapport Q/P pour chaque contact le long du conducteur à $\varphi = 13^\circ$; (b) : distribution du rapport Q/P pour chaque contact le long du conducteur à $\varphi = -5^\circ$

Le dernier point à définir concerne la valeur de l'amplitude d'effort tangentiel Q^* à considérer pour caractériser l'endommagement en fretting-fatigue. La démarche conservatrice adoptée dans le troisième chapitre consistait à considérer l'instant le plus pénalisant, ici $\varphi = 13^\circ$, et faire l'hypothèse que $Q(\varphi = 13^\circ) = Q^*$ l'amplitude d'effort tangentiel sur un cycle. Cette hypothèse forte implique l'égalité de la relation 6.2.

$$Q(\varphi = 5^\circ) = -Q(\varphi = -13^\circ) \quad (6.2)$$

Cette hypothèse est largement pessimiste, et les différences entre les distributions de Q entre les deux instants extrêmes (figure 6-13a et 6-13c) suggère que cela n'est pas systématiquement vérifié. Un affinage de la démarche de post-traitement nécessiterait un suivi temporel des contacts sur un cycle, alors que la routine actuelle ne fonctionne que pour un instant donné. Pour autant, les résultats proposés dans la suite sont basés sur cette hypothèse pessimiste (relation 6.2), afin d'évaluer en premier approche les performances de la modélisation en restant le plus conservatif possible.

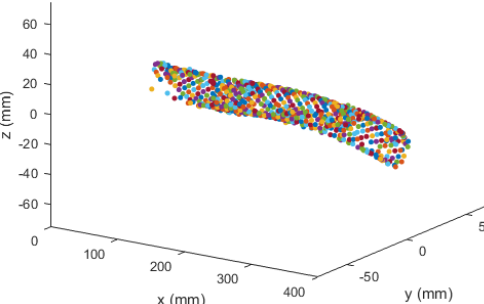
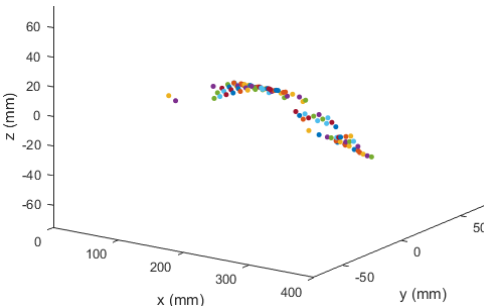
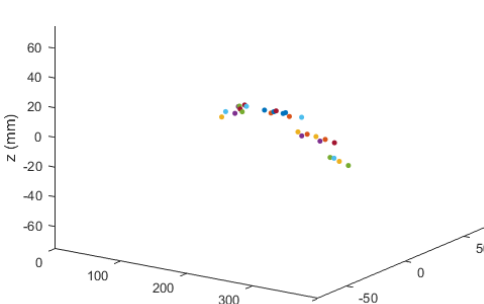
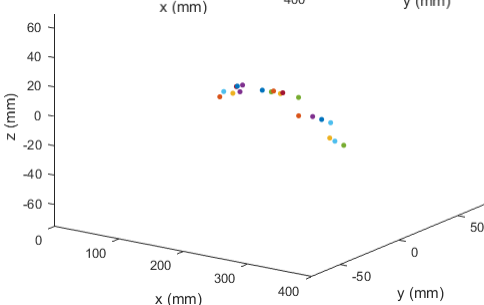
Une autre piste d'investigation possible pour être moins conservatif serait de considérer un angle de flexion intermédiaire. Sachant que l'amplitude totale $\Delta\varphi = 18^\circ$, il pourrait être envisagé de simuler le conducteur dans les positions de flexion symétriques $\varphi_{\max} = 9^\circ$ et $\varphi_{\min} = -9^\circ$, c'est-à-dire négliger la position de flexion au repos $\varphi_{\text{repos}} = 4^\circ$. Cette hypothèse serait justifiée par le fait qu'un contact de fretting a tendance à symétriser l'effort tangentiel sur un cycle, et considérer $\varphi = \pm 9^\circ$ serait une façon de traduire cette tendance. Cependant, des tests de validation sont nécessaires pour confirmer ou infirmer cette hypothèse.

6.4.3. Application de la démarche numérique pour la prévision du risque de rupture

6.4.3.1. Détermination des contacts sollicités en fretting-fatigue les plus critiques

En croisant toutes les informations compilées dans les figures 6-10, 6-11 et 6-12, il est possible de déduire des contacts critiques d'un point de vue de fretting-fatigue et leur position, parmi les 701 contacts détectés. Tout d'abord, en se basant uniquement sur la sévérité de la fatigue subie par les brins, la figure 6-10 suggère que les brins 15 à 19 sont les plus sollicités. En effet, ils sont tous caractérisés par $\sigma_{f,\max} > 60$ MPa et un rapport de charge $R = \sigma_{f,\min}/\sigma_{f,\max} < 0$. D'après ce critère, le nombre de contacts à considérer chute donc de 701 à 96. En ajoutant un critère sur l'effort tangentiel de fretting $Q^* > 150$ N, le nombre de contact restant est 28. Enfin, la dernière condition nécessaire pour retenir les contacts est la condition de non glissement : $Q^*/P < \mu_t$. En effet, on peut supposer que pour les contacts glissants, un processus d'usure de contact est activé de sorte que le risque de fissuration par fretting-fatigue soit diminué. Le nombre final de contacts respectant l'ensemble des conditions listées jusqu'ici est ainsi 21. Ces critères sont résumés dans le tableau 6-2.

Tableau 6-2 : Sélection des contacts les plus critiques par application de critères basés sur les chargements en fatigue, sur l'effort tangentiel et la condition de glissement

| | | |
|--|------------|--|
| <p>Nombre total de contacts détectés</p> | <p>701</p> |  |
| <p>$\sigma_{f,max} > 60\text{MPa}$ $R < 0$</p> | <p>96</p> |  |
| <p>$Q^* > 150\text{ N}$</p> | <p>28</p> |  |
| <p>$Q^*/P < \mu_t$</p> | <p>21</p> |  |

Parmi ces 21 contacts retenus, 5 contacts particuliers ont été choisis pour être étudiés plus en détail et juger du risque de rupture. Les conditions de sollicitations associées sont notées dans le tableau 6-3, avec les chargements de fretting Q^* et P , ainsi que le chargement de fatigue déduit de la figure 6-10. Ces contacts ont été choisis de façon à être représentatifs de l'ensemble des 21 contacts isolés de la simulation macroscopique. Pour chacun de ces contacts, le chargement de fatigue a été évalué selon l'hypothèse que

les contacts appartenant à un même brin sont soumis aux mêmes sollicitations de cœur. Ainsi, comme les contacts 2 et 3 du tableau 6-3 appartiennent tous deux au brin n°15 (figure 6-10) de la couche extérieure, il est considéré qu'ils subissent les mêmes contraintes de fatigue.

Tableau 6-3 : Description des cinq contacts retenus pour simulation avec les conditions de chargement associées, ainsi que les résultats de la prévision de rupture

| Contact | position axiale x (mm) | Q* (N) | P (N) | $\sigma_{f,max}$ (MPa) | $\sigma_{f,min}$ (MPa) | $\frac{\sigma_{SWT}(l_c,SWT)}{\sigma_d}$ | N prédit ($\times 10^7$ cycles) |
|----------|------------------------|--------|-------|------------------------|------------------------|--|----------------------------------|
| | | | | | | (MPa) | |
| 1 | 152 | 211 | 314 | 88 | -28 | 1,43 | 0,14 |
| 2 | 171 | 353 | 675 | 91 | -50 | 1,41 | 0,16 |
| 3 | 230 | 317 | 1046 | 91 | -50 | 0,96 | >10 |
| 4 | 230 | 209 | 490 | 59 | -10 | 0,81 | >10 |
| 5 | 250 | 507 | 752 | 88 | -34 | 2 | < 0,1 |

6.4.3.2. Prévisions de rupture

La simulation macroscopique de l'essai technologique décrit en section 6.2.1 a permis d'obtenir différents chargements représentatifs listés dans le tableau 6-3 de la section précédente. La dernière étape de la démarche consiste alors à simuler ces contacts à l'aide du modèle local décrit dans le chapitre 4, et comparer les résultats avec ceux de l'essai technologique. Pour rappel, trois ruptures de brins ont été observées sur la couche extérieure après 10 millions de cycle.

A l'issue du chapitre 5, il avait été par ailleurs conclu que le critère SWT associé à une distance critique $l_{c,SWT} = 360 \mu\text{m}$, calé en fretting-fatigue pour $N = 10^7$ cycles, donnait les résultats les plus robustes pour prévoir la rupture totale, en comparaison avec les critères de Crossland et FS. Ainsi, c'est cette démarche couplée intégrant amorçage et propagation qui a été appliquée pour la prévision de durée de vie des cinq contacts retenus précédemment. Les résultats du post-traitement SWT sont présentés dans les deux dernières colonnes du tableau 6-3. En accord avec la distance critique calibrée à partir d'essais expérimentaux de fretting-fatigue donnant $l_{c,SWT} = 360 \mu\text{m}$ (chapitre 5, section 5.3.4), la contrainte équivalente σ_{SWT} a été calculée pour chaque cas à une profondeur $l_{c,SWT}$ sous le point chaud. Et d'après le critère SWT, si $\sigma_{SWT} < \sigma_d = 65 \text{ MPa}$ (chapitre 2), alors aucune rupture n'est attendue avant 10^7 cycles. A l'inverse, si $\sigma_{SWT} > \sigma_d$, alors il y a risque de rupture, et le nombre de cycles à rupture peut être estimé à l'aide de la loi de Basquin-Coffin-Manson décrite dans le chapitre 5.

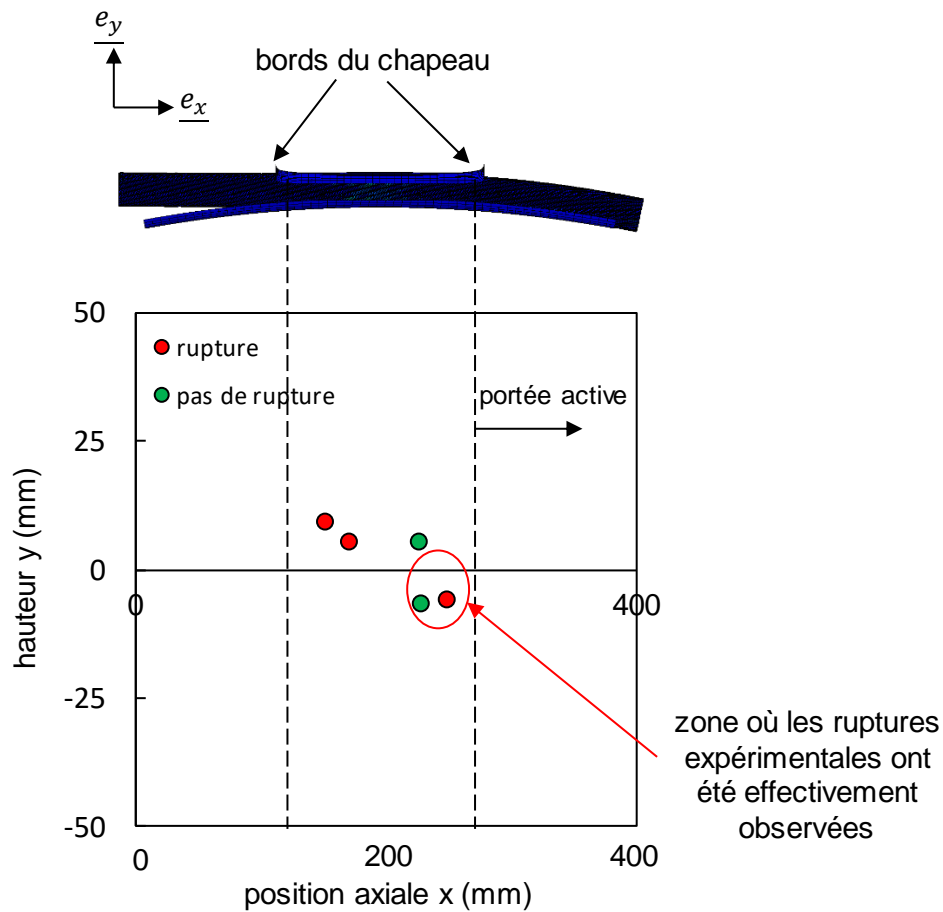


Figure 6-15 : Représentation de la position dans le plan (x ; y) des points retenus pour la simulation et prévision de durée de vie à l'aide du modèle local

D'après ce critère de fatigue, la rupture est prévue pour trois des cinq contacts dans le tableau 6-3. Concrètement, comme ces contacts ont été choisis de façon à être représentatifs des 21 contacts critiques retenus dans le tableau 6-2, cela signifie que plus de la moitié des contacts sélectionnés est susceptible de rompre avant 10^7 cycles. Ce résultat important confirme l'intérêt de toute la démarche développée jusqu'à présent, avec *a priori* plus d'une dizaine d'occurrence de ruptures anticipée numériquement contre trois ruptures observées expérimentalement. Toutefois, les prévisions de durées de vie pour les trois contacts 1, 2 et 5 sont pessimistes : alors que la première rupture expérimentale a été détectée à 1.8 millions de cycle, les trois durées vie prévues par le critère SWT sont inférieures à 200 000 cycles. De plus, des brins potentiellement rompus sont également détectés du côté de la portée non active du conducteur (c'est-à-dire $x < 200$ mm), là où l'expertise avait uniquement révélé des indents plastiques sans trace de fretting. L'explication la plus probable est liée à l'hypothèse forte traduite par la relation 6.2. Sachant que ces contacts sont dans la partie quasi-immobile du conducteur, il est très improbable qu'un effort tangentiel local $Q(\varphi = -13^\circ)$ corresponde directement à l'amplitude Q^* , c'est-à-dire un effort alterné symétrique. Ces cas sont ainsi probablement des faux positifs induits par cette hypothèse conservative.

Pour autant, cela n'invalide pas la pertinence des résultats qui restent ainsi conservatifs. Par ailleurs, ces occurrences de ruptures sont toutes situées dans la zone de serrage sous le chapeau, comme c'est le cas expérimentalement.

Les cas de non rupture peuvent également être commentés. En effet, les contacts 3 et 4 sont caractérisés par un rapport Q^*/P inférieur à 0.5, donc un effort normal important par rapport à l'effort tangentiel. Le fait que ces chargements n'induisent théoriquement pas de rupture est en cohérence avec les résultats du chapitre 4. En effet, l'influence de l'effort normal P avait été mis en évidence en illustrant qu'au-delà d'un seuil P_{CA} , plus aucune rupture n'était observée.

En complément de ces premiers résultats encourageants, plusieurs remarques ou observations peuvent être faites. Premièrement, la précision de la modélisation pourra être affinée à l'avenir en précisant certaines hypothèses relativement fortes. La première concerne l'amplitude d'effort tangentiel considéré Q^* , fixée de façon à être la plus critique. La mise en place du suivi des contacts pour connaître l'évolution réelle sur un cycle de Q permettrait d'obtenir des variations plus précises de cet effort et donner des chargements moins pénalisants. Alternativement, des angles de flexion intermédiaires pourraient aussi être employés pour retranscrire l'évolution réelle de l'effort tangentielle. Enfin, l'évolution du chargement de fatigue le long d'un même brin pourrait être implémentée.

Cependant, le point le plus important se dégageant de l'exploitation de la méthode actuelle concerne la complexité et le poids numérique de la mise en place de la démarche. En plus de la simulation macroscopique préalable déjà lourde, la méthode requiert de sélectionner un nombre restreint de cas de chargements pour les simuler à l'aide du modèle local. Une fois ces nouvelles simulations effectuées, elles doivent être post-traitées en recherchant manuellement le point chaud et évaluer le critère à la distance critique. Pour être exhaustif et donner une réelle distribution du risque d'amorçage, cette dernière étape devrait être appliquée sur l'ensemble des contacts détectés, ce qui représenterait un coût numérique important. Malgré ce coût, des procédures automatiques de recherche de contacts les plus pénalisants et de calculs de mono-contacts peuvent être envisagées dans le futur pour pérenniser la démarche.

Une solution possible pour simplifier l'utilisation de la démarche serait la mise en place d'un méta-modèle basé sur des méthodes de *machine learning* pour déterminer une loi statistique de risque de rupture. Cette loi permettrait d'estimer explicitement la possibilité de rupture voire la durée de vie théorique d'un cas de chargement obtenu grâce au modèle globale sans avoir à procéder aux étapes de simulation à l'échelle locale. Pour fonctionner, un tel modèle nécessiterait cependant d'avoir un ensemble de données de références conséquents pour sa calibration. La séquence de simulation locale et post-traitement SWT pourrait être ainsi automatisée afin de générer cette ensemble de donnée de référence et servir de base au modèle statistique. Un tel outil serait parfaitement compatible avec de nombreuses applications faisant intervenir des contacts similaires à ceux étudiés dans le cadre de ce travail. A condition d'avoir l'ensemble de données de référence adéquat, ce type de modèle rapide à appliquer pourrait être implémenté dans d'autres codes ou interfacés avec divers logiciels dédiés à des applications de dimensionnement.

6.5. Conclusion

Ce dernier chapitre a permis d'aborder la plupart des aspects traités dans les cinq chapitres précédents, en les mettant en lien autour d'une application industrielle concrète. Du point de vue expérimental, un essai technologique macroscopique a pu être mis en place et exploité pour réaliser un test de vibration sur un conducteur complet. Les résultats ont pu être expertisés et ont mis en évidence, en plus de l'occurrence de ruptures et leur position, la présence de traces de fretting en glissement partiel et en glissement total.

Ce même essai a été simulé à l'aide du modèle global décrit dans le chapitre 3 et a permis de donner des distributions de chargements de fatigue pour chaque brin, ainsi que les efforts tangentiels et normaux pour tous les contacts inter-brins. Pour une telle simulation, des centaines de cas de chargement de fretting-fatigue sont obtenus, aussi différents critères successifs de sélection ont été appliqués pour réduire au maximum le nombre de contacts à étudier plus en détail. Sur ce dernier ensemble de cas de contacts jugés critiques, cinq ont été choisis en vue d'être simulés à l'aide du modèle local et juger du risque de rupture. Par application du critère SWT calibré dans le chapitre 5, la rupture a été prévue pour trois des cinq contacts retenus pour simulation, ce qui peut être extrapolé à plus d'une dizaine de ruptures au moins à l'échelle du conducteur complet. Ce résultat est à mettre en lien avec les trois ruptures observées expérimentalement sur l'essai technologique. Ces derniers points ont mis en évidence la pertinence de la démarche proposée une fois appliquée à des cas concrets technologiques, qui malgré certaines hypothèses fortes permet d'avoir un ordre de grandeur proche entre cas de ruptures théoriques et effectives. Pour autant, cette même démarche nécessiterait d'être appliquée pour d'autres essais technologiques avec d'autres conditions de chargement en vibration afin d'en éprouver la fiabilité et la robustesse.

La dernière conclusion notable de ce chapitre est relative à la complexité de cette démarche numérique. En effet, le coût de l'étape finale de simulation à l'échelle locale est lourd, et il serait intéressant de privilégier la mise en place d'un méta-modèle statistique. Ce méta-modèle permettrait ainsi d'estimer rapidement le risque de rupture associé à la totalité des contacts détectés par le modèle global, sans avoir à se restreindre à en sélectionner seulement quelques-uns. Dans ce contexte, les outils de simulations à l'échelle locale pourraient servir à la création des ensembles de données références, requis en amont de cette possible approche statistique.





7. Conclusion générale

Ce travail de recherche s'inscrit dans un contexte d'approfondissement des connaissances des processus d'endommagements des conducteurs aériens du réseau électrique français. Il a été consacré à la mise en place d'une démarche numérique de prévision de la durée de vie des conducteurs lorsque ces derniers sont soumis aux vibrations éoliennes. Le phénomène central étudié dans ce mémoire est le fretting-fatigue, sollicitation induite aux contacts soumis à un effort normal et un déplacement relatif de faible amplitude. Les travaux réalisés visent donc à quantifier les endommagements d'origine mécanique et tribologique des conducteurs pour mieux anticiper et modéliser la dégradation du réseau.

En raison de la complexité de l'assemblage d'un conducteur, sous forme d'un câble métallique, et du grand nombre de contacts entre ses constituants, l'approche choisie est multi-échelle. Un premier modèle numérique a été développé à l'échelle macroscopique pour simuler les interactions entre un conducteur mis en tension et en vibration lorsque celui-ci est serré dans une pince. En complément de ce premier modèle, un second a été établi pour modéliser deux brins d'aluminium en contact et sollicités en fretting-fatigue. L'ensemble de la démarche numérique a été soutenue par plusieurs campagnes expérimentales. Ces essais ont notamment permis de déterminer le comportement des brins étudiés en fretting simple ainsi qu'en fretting-fatigue dans le but de calibrer les modèles précédents.

Caractérisation des brins d'aluminium

Les principales propriétés mécaniques des brins d'aluminium ont été identifiées en laboratoire à partir des échantillons fournis par un constructeur. Les brins utilisés pour toute la partie expérimentale proviennent d'une bobine de tréfilage avant que l'étape de toronnage n'ait été conduite sur le matériau. Le module d'élasticité et le coefficient de Poisson ont été obtenus par extensométrie et corrélation d'image sur des essais de traction simple. Des premiers éléments de caractérisation de la microstructure des brins ont également été proposés, via des observations par microscopie électronique ou attaque chimique sur surface polie. En fretting simple, des essais à débattement variable ont été réalisés pour obtenir le coefficient de frottement à la transition. En fatigue simple, la procédure de préparation des échantillons sous forme d'éprouvettes de fatigue uniaxiale est décrite, basée sur l'utilisation de papiers de polissage. Les résultats de fatigue simple pour différents rapports de charge sont également listés. Enfin, le comportement élastoplastique d'un brin a été visualisé par des essais de traction-compression sur quelques cycles pour différentes amplitudes de déformation imposée.

Modélisation macroscopique du système conducteur-pince

Le modèle global représentant un conducteur et une pince de serrage a été détaillé. La portion de conducteur modélisée a une longueur de 400 mm, et seules les surfaces de la pince en contact avec le conducteur ont été conservées pour la modélisation (figure 7-1a). La géométrie des brins et le maillage associé sont générés par une routine de pré-traitement définissant nœuds et éléments analytiquement. Ces derniers sont des éléments volumiques hexaédriques linéaires et induisent un coût numérique important pour l'ensemble du modèle. Ce coût implique d'employer une résolution par schéma d'intégration explicite et le solveur dynamique d'ABAQUS. Or, comme ce solveur est dynamique, il est nécessaire de se rapprocher des conditions quasi-statiques en limitant l'incrément de temps stable du calcul et ainsi limiter les effets d'inertie. Le calcul consiste alors à l'application de la tension axiale sur le conducteur mis en flexion, suivi du serrage. Après calcul, des routines de post-traitement sont utilisées pour déduire les chargements de fatigue brin par brin d'une part, et les efforts de fretting pour tous les contacts détectés d'autre part (figure 7-1b).

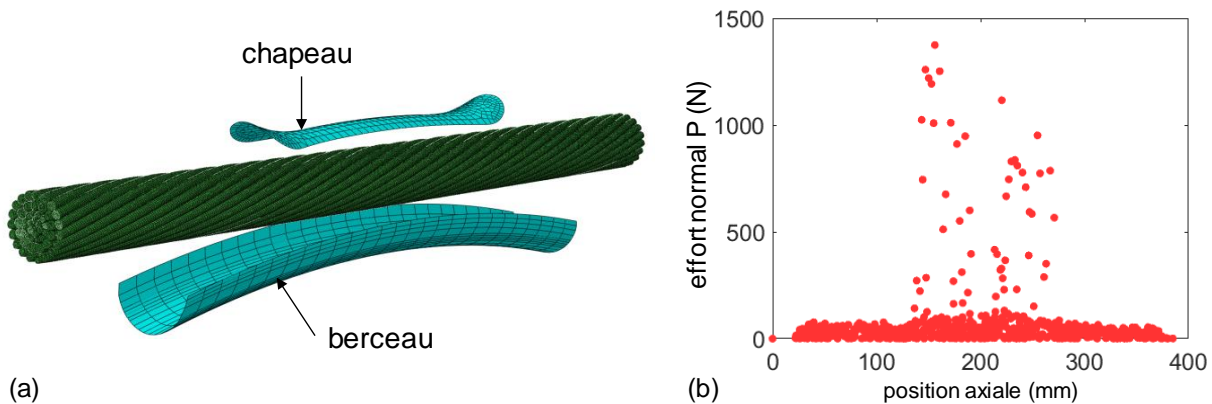


Figure 7-1 (a) : Vue du modèle global complet ; (b) : distribution axiale de l'effort normal pour chaque contact détecté entre les couches extérieures d'aluminium

Prévision du risque d'amorçage d'un mono-contact

Le mono-contact entre deux brins d'aluminium est modélisé par un second modèle volumique à l'échelle locale. Ce modèle est compatible avec le solveur au schéma d'intégration implicite, et permet de calculer la distribution de critères de fatigue multiaxiale au niveau du contact après un cycle de chargement. Le critère de Crossland a été utilisé pour évaluer le risque d'amorçage en fretting-fatigue, calibré à partir d'essais de fretting simple. En effet, à cause des effets de gradients induits par le contact de fretting, la méthode non locale de la distance critique a été appliquée. Le seuil d'amorçage expérimental a ainsi été déduit en fretting

simple, et il a été observé que pour une fissure amorcée de profondeur $b_{CN} = 50 \mu\text{m}$, la distance critique associée est $l_C = 130 \mu\text{m}$. Enfin, un diagramme de Dang Van a été utilisé (figure 7-2a) pour déduire la limite de fatigue en torsion τ_d à partir des résultats de fatigue uniaxiale.

Les performances de ce critère en fretting-fatigue ont été évaluées à l'aide d'essais double vérins sur un mono-contact. Ces essais ont montré que si le critère associé à la distance critique l_C permet bien de prévoir la présence de fissures de profondeurs supérieures à $b_{CN} = 50 \mu\text{m}$ (figure 7-2b), il ne permet pas de prévoir efficacement la rupture totale. D'autre part, l'influence de l'effort normal est mise en évidence expérimentalement : lorsque tous les autres paramètres sont gardés constants, dès que l'effort normal dépasse un seuil les durées de vie augmentent fortement. Ces constats suggèrent l'importance d'intégrer la phase de propagation dans la démarche.

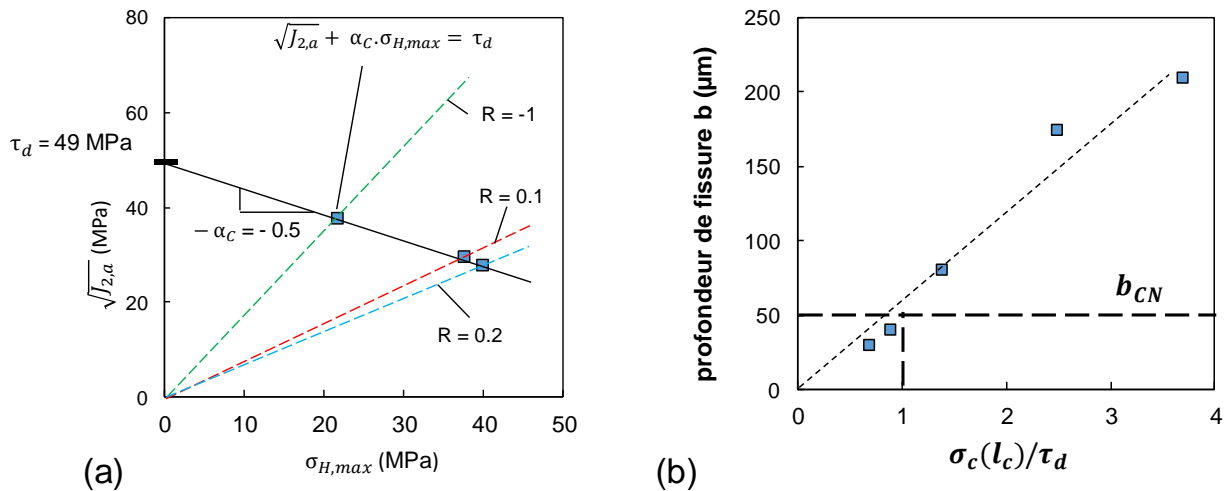


Figure 7-2 (a) : Diagramme de Dang Van modifié et utilisé pour déterminer τ_d ; (b) : profondeur de fissure amorcée en fonction du ratio de Crossland

Détermination du seuil d'arrêt de fissuration en cisaillement

Pour prendre en compte explicitement la propagation d'une fissure amorcée sous le contact, une géométrie de fissure est insérée dans le maillage du modèle local. Cette géométrie est basée sur des observations de fissures arrêtées obtenues en augmentant l'effort normal de fretting. Il a ainsi été observé que ces fissures présentent systématiquement un angle de plongé de l'ordre de $\alpha = 30^\circ$ par rapport à la surface, et une profondeur $b_{CA} = 200 \mu\text{m}$.

A partir de cette géométrie, la distribution des Facteurs d'Intensité des Contraintes K_I , K_{II} et K_{III} est calculée numériquement en pointe de fissure. En considérant l'hypothèse élastique, il est observé que la pointe de fissure est quasi-systématiquement soumise à des contraintes de compression (figure 7-3a). Pour autant, cela ne signifie pas que les fissures sont toujours arrêtées. La fissuration apparait ainsi fortement gouvernée par le cisaillement, et lorsque celui-ci n'est plus assez important, l'arrêt de fissuration est atteint. Pour quantifier ce dernier, un seuil d'arrêt de fissuration en cisaillement $\Delta K_{II,th}$ est recherché. En se basant sur les efforts normaux seuil P_{CA} identifiés expérimentalement, la valeur $\Delta K_{II,th} = 1.3 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$ est proposée pour ce seuil (figure 7-3b).

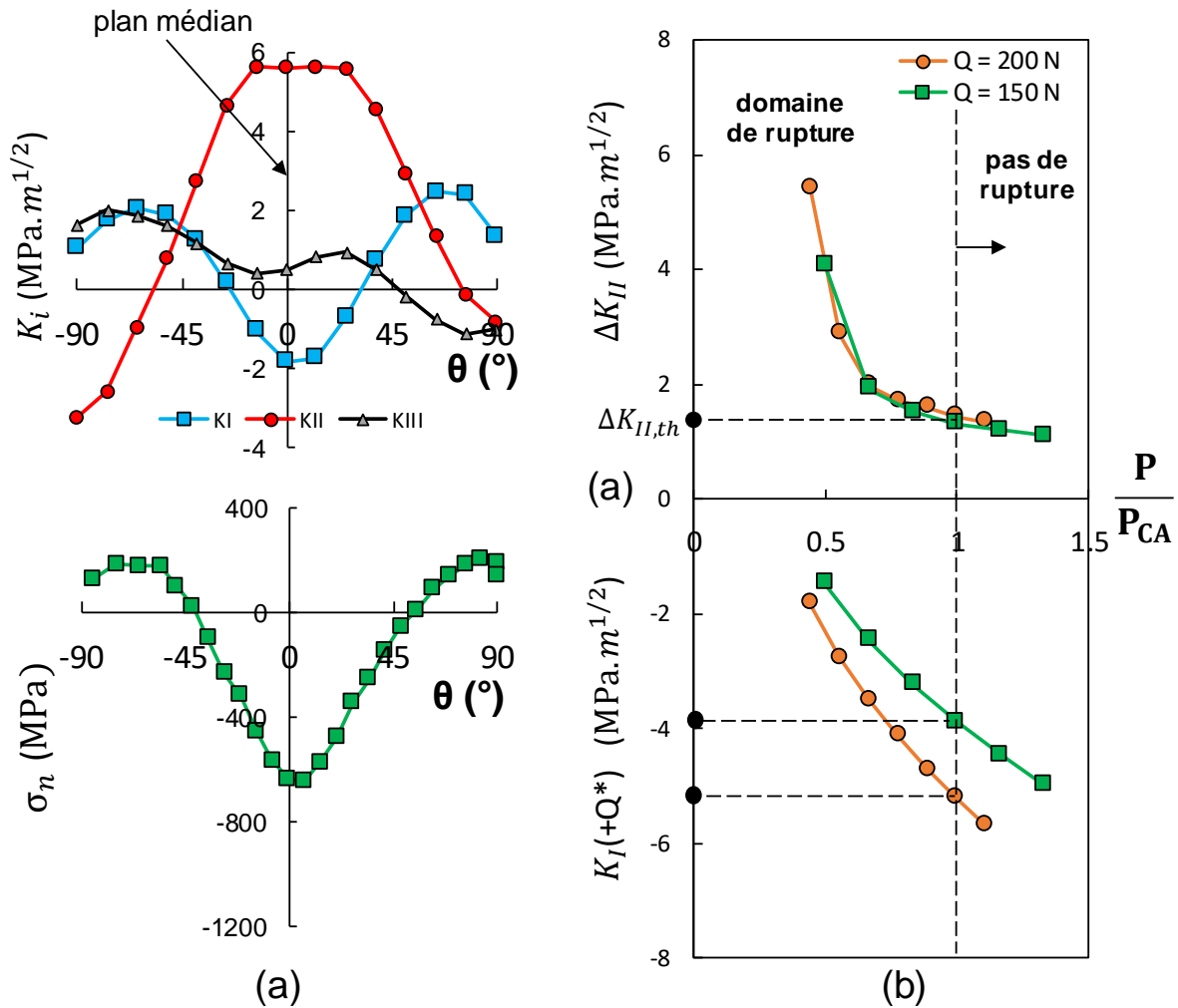


Figure 7-3 (a) : Distributions des FIC en mode I, II et III ainsi que de la contrainte normale σ_n le long du front de fissure à : $Q = +Q^* = 200 \text{ N}$, $P = 300 \text{ N}$ et $\sigma_{f,max} = 60 \text{ MPa}$; (b) : évolution de ΔK_{II} et $K_I(+Q^*)$ en fonction de P/P_{CA}

Approche couplée pour la prévision de la rupture d'un mono-contact en fretting-fatigue

Afin de simplifier la démarche, la possibilité d'utiliser uniquement des critères de fatigue multiaxiaux est étudiée pour prévoir la rupture totale en fretting-fatigue. La méthode de la distance critique est appliquée comme pour la prévision du risque d'amorçage, cette fois calibré sur la rupture à 10 millions de cycle en fretting-fatigue. En plus du critère de Crossland, les critères de type « plan critique » de Smith-Watson-Topper (SWT) et Fatemi-Socie (FS) sont utilisés. Les distances critiques calibrées en fretting-fatigue pour Crossland, SWT et FS sont respectivement $l_{C,Crossland} = 500 \mu\text{m}$, $l_{C,SWT} = 360 \mu\text{m}$ et $l_{C,FS} = 520 \mu\text{m}$. Toutefois, les prévisions associées aux critères de Crossland et FS présentent une très forte dispersion et une faible robustesse, contrairement au critère SWT associé à $l_{C,SWT}$ (figure 7-4). L'explication avancée pour ces différences de comportement est liée à l'ampleur des distances critiques obtenues. Si ces distances sont trop importantes, comme c'est cas pour Crossland et FS, il est possible que le critère soit évalué trop en profondeur pour prendre en compte l'influence du contact efficacement. Des conditions sur la distance critique peuvent ainsi être proposées pour juger de l'applicabilité d'un critère en fonction de la configuration.

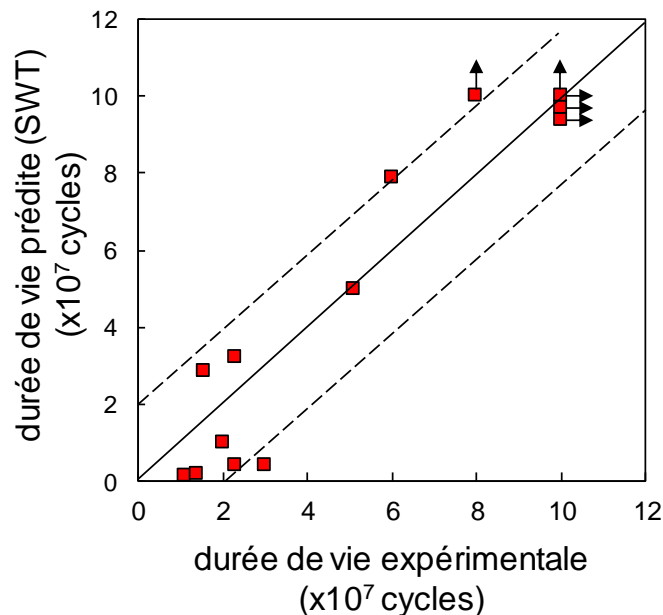


Figure 7-4 : Comparaison entre les durées de vie expérimentales en fretting-fatigue avec les durées de vie déduites par application du critère SWT

Application sur un essai technologique

Un essai vibratoire sur conducteur complet est réalisé en laboratoire puis expertisé, en vue d'être simulé à l'aide des modèles décrits dans les sections précédentes. L'effort effectif de serrage a été évalué à l'aide de jauges de déformation sur les vis de serrage ainsi que la relation analytique reliant couple de serrage et effort linéaire, afin d'adapter le serrage en simulation. Cet essai technologique a duré 10 millions de cycle, et trois ruptures ont été observées sur les brins de la couche extérieure. L'application du modèle local identifie plus d'une vingtaine de contacts critiques d'un point de vue fretting-fatigue, tous situés dans la zone de serrage. Parmi ces contacts, cinq sont choisis pour être simulés à l'aide du modèle local, et les durées de vie sont estimées par application du critère SWT associé à la distance critique $l_{C,SWT} = 360 \mu\text{m}$. Ainsi, la rupture avant dix millions de cycle est attendue pour trois des cinq contacts isolés précédemment. Bien que ces prévisions soient pessimistes, la démarche confirme son intérêt dans le cadre d'une application industrielle.

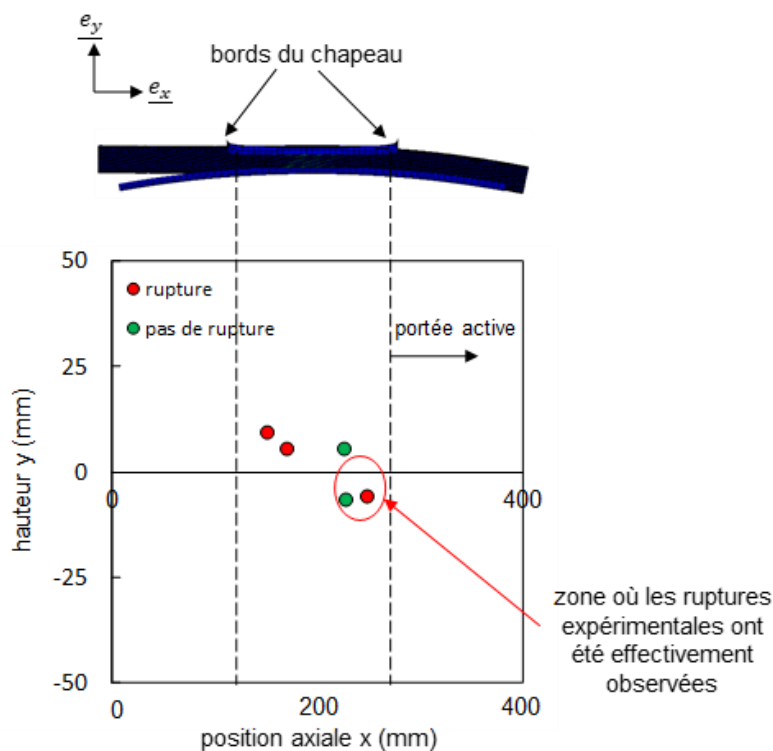


Figure 7-5 : Représentation de la position dans le plan $(x ; y)$ des points retenus pour la simulation et prévision de durée de vie à l'aide du modèle local

Bilan et perspectives

La démarche suivie peut être résumée sous la forme d'un schéma de type « cycle en V » (figure 7-6) pour représenter les différentes interactions entre modélisation numérique et contrepartie expérimentale, ainsi qu'entre les différentes échelles considérées. Bien que cette première méthodologie donne des résultats intéressants, plusieurs perspectives d'améliorations ou d'approfondissement existent pour prolonger le travail effectué.

- Une modélisation plus fidèle de l'interaction conducteur-pince permettrait d'apporter des éléments intéressants pour compléter le modèle global actuel. Bien que ces contacts soient négligés dans le présent travail, il est certain qu'ils apportent une contribution non négligeable dans la réponse du système aux sollicitations éoliennes. Dans ce cas, il serait préférable de remplacer les éléments coques utilisés jusqu'à présent par des éléments volumiques semblables à ceux constituant les brins pour simuler ces interactions.
- Toujours concernant le modèle global, la détermination de l'amplitude d'effort tangentiel Q^* doit être approfondie. Un suivi temporel de chaque contact pourrait être implémenté pour évaluer l'évolution réelle de $Q(t)$ sur un cycle pour simuler plus fidèlement un cycle de fretting. L'autre possibilité évoquée consisterait à négliger l'angle statique de flexion du conducteur et imposer une flexion symétrique par rapport à la position horizontale. De cette façon, en accord avec l'hypothèse selon laquelle le fretting symétrise l'effort tangentiel au contact, les efforts tangentiels calculés à l'angle équivalent $-\varphi_{eq}$ seraient directement les amplitudes Q^* .
- La continuité logique du chapitre 6 serait d'achever une courbe d'endurance de type Wohler sur le conducteur complet en vibration. La démarche numérique pourrait alors être appliquée pour simuler chaque essai et proposer une courbe d'endurance numérique.
- D'un point de vue plus local, la prise en compte de la plasticité serait à généraliser. Malgré le coût numérique supplémentaire que cela implique, il serait pertinent d'inclure la plasticité pour traduire l'accommodation initiale du contact. Une fois la nouvelle géométrie de contact établie, un cycle de fretting-fatigue pourrait être à nouveau simulé selon l'hypothèse élastique. Toutefois, le plus intéressant serait d'inclure la plasticité dans les calculs de Facteurs d'Intensité des Contraintes. Cela donnerait des éléments supplémentaires pour juger de la pertinence des conclusions avancées avec l'hypothèse élastique. Il serait également important d'évaluer la zone d'écrouissage en pointe de fissure.

- La démarche du chapitre 5 pourrait être poursuivie pour tenter de proposer une loi empirique sur la validité d'application d'un critère en fretting-fatigue basé sur la distance critique. De nouvelles campagnes expérimentales pourraient être réalisées et de nouveaux critères de fatigue devraient être testés pour donner des conclusions plus fiables.
- Un dernier point intéressant est celui évoqué en fin de chapitre 6 concernant l'établissement d'un méta-modèle statistique. Pour fortement alléger la démarche à l'échelle locale, le modèle associé pourrait être utilisé pour déterminer une loi statistique donnant directement le risque d'amorçage en fonction des chargements de fretting et de fatigue. Cela constituerait un outil puissant et plus flexible pour la prévision de la durée de vie d'un contact, et pourrait être couplé plus facilement avec d'autres outils de conception ou de dimensionnement de ligne.

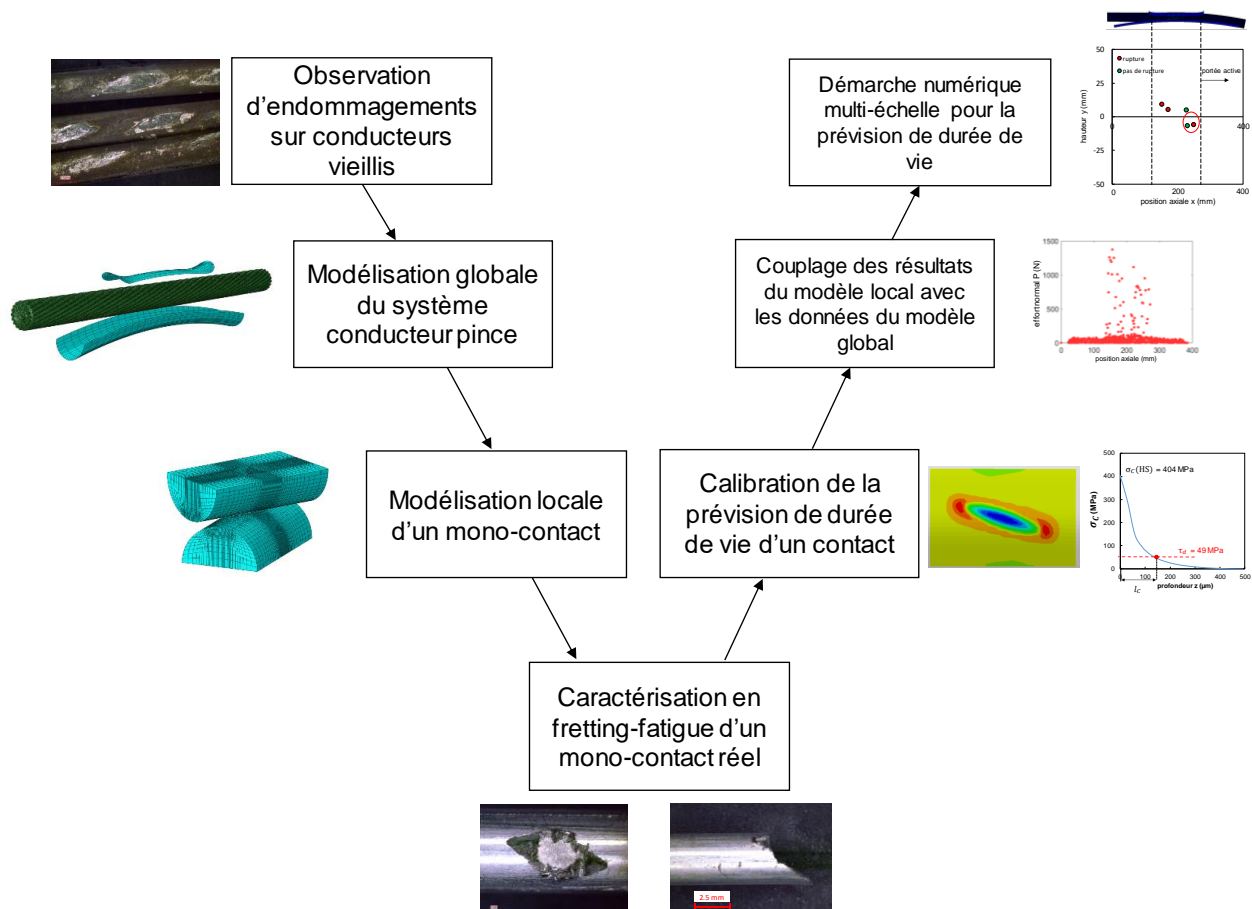


Figure 7-6 : Courbe de type « cycle en V » pour résumer l'approche développée dans ce travail

Références

- [1] S. Fouvry, “Etude quantitative des dégradations en fretting,” Ecole Centrale de Lyon, 1997.
- [2] Colombié C., “Usure par petits débattements,” 1986.
- [3] C. Bleuzen, “Evaluation de la susceptibilité au fretting d’aillages aeronautiques, le fretting corrosion,” *Senlis*, pp. 39–57, 1998.
- [4] A. Viat, M. I. De Barros Bouchet, B. Vacher, T. Le Mogne, S. Fouvry, and J. F. Henne, “Nanocrystalline glaze layer in ceramic-metallic interface under fretting wear,” *Surf. Coatings Technol.*, vol. 308, pp. 307–315, 2016.
- [5] E. Marc, S. Fouvry, O. Graton, C. Phalippou, and H. Maitournam, “Fretting wear of a nitrided 316L/304L contact subject to in-phase normal force fluctuation in dry and lithium-boron solution: An RP-friction energy wear approach,” *Wear*, vol. 376–377, pp. 690–704, 2017.
- [6] J. F. Archard, “Contact and rubbing of flat surfaces,” *J. Appl. Phys.*, vol. 24, no. 8, pp. 981–988, 1953.
- [7] O. Vingsbo and S. Soderberg, “On fretting Maps,” *Wear*, vol. 126, no. 1–2, pp. 131–147, 1988.
- [8] S. Fouvry, P. Duó, and P. Perruchaut, “A quantitative approach of Ti-6Al-4V fretting damage: Friction, wear and crack nucleation,” *Wear*, vol. 257, no. 9–10, pp. 916–929, 2004.
- [9] O. Jin and S. Mall, “Effects of slip on fretting behavior: Experiments and analyses,” *Wear*, vol. 256, no. 7–8, pp. 671–684, 2004.
- [10] J. Tang, W. Hu, Q. Meng, L. Sun, and Z. Zhan, “A novel two-scale damage model for fatigue damage analysis of transition region between high- and low-cycle fatigue,” *Int. J. Fatigue*, vol. 105, pp. 208–218, 2017.
- [11] N. E. Dowling, *Mechanical behavior of materials : engineering methods for deformation, fracture and fatigue*. Englewood Cliffs, 1993.
- [12] J. Schijve, “Four lectures on fatigue crack growth. II. Fatigue cracks, plasticity effects and crack closure,” *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 11, no. 1, pp. 182–196, 1979.
- [13] J. Schijve, “Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art,” *Int. J. Fatigue*, vol. 25, no. 8, pp. 679–702, 2003.
- [14] J. C. Newman Jr, “The merging of fatigue and fracture mechanics concepts: a historical perspective,”

- Prog. Aerosp. Sci.*, vol. 34, pp. 347–390, 1998.
- [15] L. Chambon and B. Journet, “Modelling of fretting fatigue in a fracture-mechanics framework,” *Tribol. Int.*, vol. 39, no. 10, pp. 1220–1226, 2006.
- [16] M. Miner, “Cumulative damage in fatigue,” *J. Appl. Mech.*, no. 12, pp. 159–164, 1945.
- [17] B. Crossland, “Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel,” *Proc. Int. Conf. Fatigue Met.*, vol. 138, pp. 12–12, 1956.
- [18] I. V. Papadopoulos, “Fatigue polycyclique des métaux: une nouvelle approche,” 1987.
- [19] I. V. Papadopoulos and V. P. Panoskaltis, “Invariant formulation of a gradient dependent multiaxial high-cycle fatigue criterion,” *Eng. Fract. Mech.*, vol. 55, no. 4, pp. 513–528, 1996.
- [20] T. Smith, K. N.; Watson, P.; Topper, “A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals,” *J. Mater.*, vol. 5, no. 4, pp. 767–778, 1970.
- [21] A. Krgo, A. R. Kallmeyer, and P. Kurath, “Evaluation of HCF Multiaxial Fatigue Life Prediction Methodologies for Ti-6Al-4V,” *ASME J. Eng. Mater. Technol.*, vol. 124, no. 2, pp. 229–237, 2002.
- [22] B. Alfredsson and A. Cadario, “A study on fretting friction evolution and fretting fatigue crack initiation for a spherical contact,” *Int. J. Fatigue*, vol. 26, no. 10, pp. 1037–1052, 2004.
- [23] C. Gandiolle and S. Fouvry, “Stability of critical distance approach to predict fretting fatigue cracking: A “ ℓ opt -b opt ” concept,” *Int. J. Fatigue*, vol. 82, pp. 199–210, 2016.
- [24] R. Bramhall, “Studies in fretting fatigue,” DPhil, University of Oxford, 1970.
- [25] A. Moustafa, B. Berthel, S. Fouvry, and E. Charkaluk, “Experimental study of the stress gradient effect under fretting loading by full field measurement techniques,” vol. 331, pp. 160–169, 2015.
- [26] D. Taylor, “The theory of critical distances,” vol. 75, pp. 1696–1705, 2008.
- [27] K. Kubiak, “Quantification de la fissuration d’un contact soumis à des sollicitations complexes en fretting wear et fretting fatigue,” Thèse de l’Ecole Centrale de Lyon, 2006.
- [28] S. Fouvry, P. Kapsa, F. Sidoroff, and L. Vincent, “Identification of the characteristic length scale for fatigue cracking in fretting contacts,” *J. Phys. IV JP*, vol. 8, no. 8, pp. 2–9, 1998.
- [29] K. J. Miller, “Materials science perspective of metal fatigue resistance,” *Mater. Sci. Technol.*, vol. 9, no. 6, pp. 453–462, 1993.

-
- [30] K. Dang-Van, “Macro-micro approach in high-cycle multiaxial fatigue,” *Adv. multiaxial fatigue. ASTM Int.*, 1993.
- [31] 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,” *Int. J. Fatigue*, vol. 27, no. 5, pp. 569–579, 2005.
- [32] S. Kitagawa, H. Takahashi, “Application of fracture mechanics to very small cracks or the cracks in early stage,” *Proc. 2nd ICM, Clevel.*, pp. 627–631, 1976.
- [33] K. Tanaka, “Engineering formulae for fatigue strength reduction due to crack-like notches,” *Int. J. Fract.*, vol. 22, no. 2, pp. 39–46, 1983.
- [34] J. A. Araújo, L. Susmel, D. Taylor, J. C. T. Ferro, and J. L. A. Ferreira, “On the prediction of high-cycle fretting fatigue strength: Theory of critical distances vs. hot-spot approach,” *Eng. Fract. Mech.*, vol. 75, no. 7, pp. 1763–1778, 2008.
- [35] S. Fouvry, H. Gallien, and B. Berthel, “From uni- to multi-axial fretting-fatigue crack nucleation: Development of a stress-gradient-dependent critical distance approach,” *Int. J. Fatigue*, vol. 62, pp. 194–209, 2014.
- [36] G. R. Irwin, “Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate,” *J. Appl. Mech.*, vol. 24, pp. 361–364, 1957.
- [37] F. Paris, P.; Erdogan, “A critical analysis of crack propagation laws,” *Trans. ASME*, vol. 85, pp. 528–535, 1963.
- [38] K. J. Miller, “the Short Crack Problem,” *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 5, no. 3, pp. 223–232, 1982.
- [39] S. Pearson, “Initiation of fatigue cracks in commercial aluminium alloys and the subsequent propagation of very short cracks,” *Eng. Fract. Mech.*, vol. 7, pp. 235–247, 1975.
- [40] T. H. El-Haddad, M. H.; Smith K. N.; Topper, “Prediction of non-propagating cracks,” *Eng. Fract. Mech.*, vol. 11, pp. 573–584, 1979.
- [41] A. De Pannemaecker, S. Fouvry, and J. Y. Buffiere, “Introduction of a reverse simulation approach to identify the fatigue stress intensity factor crack arrest threshold from fretting cracking experiments,” *Tribol. Int.*, vol. 76, pp. 122–132, 2014.
- [42] A. de Pannemaecker, S. Fouvry, and J. Y. Buffiere, “Reverse identification of short-long crack

- threshold fatigue stress intensity factors from plain fretting crack arrest analysis,” *Eng. Fract. Mech.*, vol. 134, pp. 267–285, 2015.
- [43] V. Doquet and G. Bertolino, “Local approach to fatigue cracks bifurcation,” *Int. J. Fatigue*, vol. 30, no. 5, pp. 942–950, 2008.
- [44] J. Vázquez, C. Navarro, and J. Domínguez, “Analysis of fretting fatigue initial crack path in Al7075-T651 using cylindrical contact,” *Tribol. Int.*, vol. 108, no. June 2016, pp. 87–94, 2017.
- [45] C. Navarro, J. Vázquez, and J. Domínguez, “3D vs. 2D fatigue crack initiation and propagation in notched plates,” *Int. J. Fatigue*, vol. 58, pp. 40–46, 2014.
- [46] K. Asai, “Experimental validation of a fracture-mechanics model for evaluating fretting-fatigue strength by focusing on non-propagating cracks,” *Tribol. Int.*, vol. 76, pp. 14–22, 2014.
- [47] J. J. Madge, S. B. Leen, and P. H. Shipway, “A combined wear and crack nucleation-propagation methodology for fretting fatigue prediction,” *Int. J. Fatigue*, vol. 30, no. 9, pp. 1509–1528, 2008.
- [48] 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*, vol. 262, no. 9–10, pp. 1159–1170, 2007.
- [49] P. Arnaud, S. Fouvry, and S. Garcin, “Wear rate impact on Ti-6Al-4V fretting crack risk: Experimental and numerical comparison between cylinder/plane and punch/plane contact geometries,” *Tribol. Int.*, vol. 108, no. July 2016, pp. 32–47, 2017.
- [50] P. Arnaud and S. Fouvry, “Modeling the fretting fatigue endurance from partial to gross slip: The effect of debris layer,” *Tribol. Int.*, vol. 143, no. October 2019, p. 106069, 2020.
- [51] I. R. McColl, J. Ding, and S. B. Leen, “Finite element simulation and experimental validation of fretting wear,” *Wear*, vol. 256, no. 11–12, pp. 1114–1127, 2004.
- [52] S. Basseville and G. Cailletaud, “An evaluation of the competition between wear and crack initiation in fretting conditions for Ti-6Al-4V alloy,” *Wear*, vol. 328–329, pp. 443–455, 2015.
- [53] S. Basseville, E. Héripré, and G. Cailletaud, “Numerical simulation of the third body in fretting problems,” *Wear*, vol. 270, no. 11–12, pp. 876–887, 2011.
- [54] R. Waterhouse, “Fretting in Steel Ropes and Cables — A Review,” *Fretting Fatigue: Advances in Basic Understanding and Applications*. pp. 3-3–12, 2008.
- [55] A. CHANAL and J. F. Lévêque, “Lignes aériennes : matériels - Conducteurs et câbles de garde,” *Tech. l’ingénieur Energ. / Réseau électrique Appl.*, 2003.

-
- [56] R. E. Hobbs and M. Raof, “Mechanism of fretting fatigue in steel cables,” *Int. J. Fatigue*, vol. 16, no. 4, pp. 273–280, 1994.
- [57] G. Diana, U. Cosmai, A. Laneville, and A. Manenti, *EPRI Transmission line reference book : Wind-induced conductor motion*. 2006.
- [58] C. Dauvilliers, “Lignes aériennes : matériels - Accessoires Lignes aériennes : matériels,” vol. 33, no. 0, 2004.
- [59] Z. R. Zhou, A. Cardou, M. Fiset, and S. Goudreau, “Fretting fatigue in electrical transmission lines,” *Wear*, vol. 173, no. 1–2, pp. 179–188, 1994.
- [60] Z. R. Zhou, A. Cardou, S. Goudreau, and M. Fiset, “Fretting Patterns in a Conductor–Clamp Contact Zone,” *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 17, no. 6, pp. 661–669, 1994.
- [61] S. Lalonde, R. Guilbault, and S. Langlois, “Numerical analysis of ACSR conductor-clamp systems undergoing wind-induced cyclic loads,” *IEEE Trans. Power Deliv.*, vol. 33, no. 4, pp. 1518–1526, 2018.
- [62] T.-L. Do, “Synthèse bibliographique sur la fatigue des câbles conducteurs et perspectives,” *EDF R&D*.
- [63] G. E. Braga, R. Nakamura, and A. Furtado, “Aeolian vibration of Overhead Transmission Line Cables : Endurance Limits,” *IEEE Transm. Distrib. Conf. Lat. Am.*, 2004.
- [64] Z. R. Zhou, A. Cardou, S. Goudreau, and M. Fiset, “Fundamental investigations of electrical conductor fretting fatigue,” *Tribol. Int.*, vol. 29, no. 3, pp. 221–232, 1996.
- [65] J. C. Poffenberger and R. L. Swart, “Differential Displacement and Dynamic Conductor Strain,” *IEEE Trans. Power Appar. Syst.*, vol. 84, no. 4, pp. 281–289, 1965.
- [66] G. E. Ramey and J. S. Townsend, “Effects of clamps on fatigue of ACSR conductors,” *J. Energy Div.*, vol. 107, no. 1, pp. 103–119, 1981.
- [67] A. Cardou, L. Cloutier, J. Lanteigne, and P. M’Boup, “Fatigue strength characterization of ACSR electrical conductors at suspension clamps,” *Electr. Power Syst. Res.*, vol. 19, no. 1, pp. 61–71, 1990.
- [68] W. G. Fricke and C. B. Rawlins, “Importance of Fretting in Vibration Failures of Stranded Conductors,” *IEEE Trans. Power Appar. Syst.*, vol. 87, no. 6, pp. 1381–1384, 1968.
- [69] G. Chen, X. Wang, J. Wang, J. Liu, T. Zhang, and W. Tang, “Damage investigation of the aged aluminium cable steel reinforced (ACSR) conductors in a high-voltage transmission line,” *Eng. Fail.*

- Anal.*, vol. 19, no. 1, pp. 13–21, 2012.
- [70] R. B. Kalombo, J. A. Araújo, J. L. A. Ferreira, C. R. M. da Silva, R. Alencar, and A. R. Capra, “Assessment of the fatigue failure of an All Aluminium Alloy Cable (AAAC) for a 230 kV transmission line in the Center-West of Brazil,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 61, no. August 2012, pp. 77–87, 2016.
- [71] A. A. Fadel, D. Rosa, L. B. Murça, J. L. A. Ferreira, and J. A. Araújo, “Effect of high mean tensile stress on the fretting fatigue life of an Ibis steel reinforced aluminium conductor,” *Int. J. Fatigue*, vol. 42, pp. 24–34, 2012.
- [72] V. F. Steier, T. Doca, and J. A. Araújo, “Fretting wear investigation of 1350-H19 aluminum wires tested against treated surfaces,” *Wear*, vol. 414–415, pp. 1–8, 2018.
- [73] R. B. Kalombo, M. S. Pestana, J. L. A. Ferreira, C. R. M. da Silva, and J. A. Araújo, “Influence of the catenary parameter (H/w) on the fatigue life of overhead conductors,” *Tribol. Int.*, vol. 108, no. October 2016, pp. 141–149, 2017.
- [74] C. R. F. Azevedo, A. M. D. Henriques, A. R. Pulino Filho, J. L. A. Ferreira, and J. A. Araújo, “Fretting fatigue in overhead conductors: Rig design and failure analysis of a Grosbeak aluminium cable steel reinforced conductor,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 16, no. 1, pp. 136–151, 2009.
- [75] D. Wang, X. Li, X. Wang, D. Zhang, and D. Wang, “Dynamic wear evolution and crack propagation behaviors of steel wires during fretting-fatigue,” *Tribol. Int.*, vol. 101, pp. 348–355, 2016.
- [76] X. Wang, D. Wang, D. Zhang, S. Ge, and J. Alexander Araújo, “Effect of torsion angle on tension-torsion multiaxial fretting fatigue behaviors of steel wires,” *Int. J. Fatigue*, vol. 106, pp. 159–164, 2018.
- [77] A. de Pannemaecker, J. Y. Buffiere, S. Fouvry, and O. Graton, “In situ fretting fatigue crack propagation analysis using synchrotron X-ray radiography,” *Int. J. Fatigue*, vol. 97, pp. 56–69, 2017.
- [78] V. Franco Steier, R. Kalombo Badibanga, C. Roberto Moreira Da Silva, M. Magalhães Nogueira, and J. A. Araújo, “Effect of chromium nitride coatings and cryogenic treatments on wear and fretting fatigue resistance of aluminum,” *Electr. Power Syst. Res.*, vol. 116, pp. 322–329, 2014.
- [79] C. S. WG04, “Recommandations pour l’évaluation de la longévité des conducteurs de lignes de transport aériennes,” *ELECTRA*, vol. 63, pp. 103–145, 1979.
- [80] Z. R. Zhou, S. Goudreau, M. Fiset, and A. Cardou, “Single wire fretting fatigue tests for electrical

- conductor bending fatigue evaluation,” *Wear*, vol. 181–183, no. PART 2, pp. 537–543, 1995.
- [81] X. Ma, L. Gao, J. Zhang, and L. C. Zhang, “Fretting wear behaviors of aluminum cable steel reinforced (ACSR) conductors in high-voltage transmission line,” *Metals (Basel)*, vol. 7, no. 9, 2017.
- [82] M. Giglio and A. Manes, “Life prediction of a wire rope subjected to axial and bending loads,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 12, no. 4, pp. 549–568, 2005.
- [83] D. Wang, D. Zhang, S. Wang, and S. Ge, “Finite element analysis of hoisting rope and fretting wear evolution and fatigue life estimation of steel wires,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 27, pp. 173–193, 2013.
- [84] S. Lalonde, R. Guilbault, and F. Légeron, “Modeling multilayered wire strands, a strategy based on 3D finite element beam-to-beam contacts - Part I: Model formulation and validation,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 126, no. October, pp. 281–296, 2017.
- [85] S. Lalonde, R. Guilbault, and S. Langlois, “Modeling multilayered wire strands, a strategy based on 3D finite element beam-to-beam contacts - Part II: Application to wind-induced vibration and fatigue analysis of overhead conductors,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 126, no. October, pp. 297–307, 2017.
- [86] D. Durville, “Modélisation du comportement mécanique des câbles métalliques,” *Rev. Eur. des Elem. Finis*, vol. 7, pp. 1–3, 1998.
- [87] D. Durville, “Numerical simulation of entangled materials mechanical properties,” *J Mater Sci*, vol. 40, pp. 5941–5948, 2005.
- [88] A. Torre, H. Bajas, D. Ciazynski, D. Durville, and K. Weiss, “Mechanical-electrical modeling of stretching experiment on 45 Nb 3Sn strands CICC,” *IEEE Trans. Appl. Supercond.*, vol. 21, no. 3 PART 2, pp. 2042–2045, 2011.
- [89] D. Wang, D. Zhang, and S. Ge, “Finite element analysis of fretting fatigue behavior of steel wires and crack initiation characteristics,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 28, pp. 47–62, 2013.
- [90] A. Cruzado, M. Hartelt, R. Wäsche, M. A. Urchegui, and X. Gómez, “Fretting wear of thin steel wires. Part 1: Influence of contact pressure,” *Wear*, vol. 268, no. 11–12, pp. 1409–1416, 2010.
- [91] I. I. Argatov, X. Gómez, W. Tato, and M. A. Urchegui, “Wear evolution in a stranded rope under cyclic bending: Implications to fatigue life estimation,” *Wear*, vol. 271, no. 11–12, pp. 2857–2867, 2011.
- [92] A. Cruzado, M. A. Urchegui, and X. Gómez, “Finite element modeling and experimental validation

- of fretting wear scars in thin steel wires,” *Wear*, vol. 289, pp. 26–38, 2012.
- [93] A. Cruzado, S. B. Leen, M. A. Urchegui, and X. Gómez, “Finite element simulation of fretting wear and fatigue in thin steel wires,” *Int. J. Fatigue*, vol. 55, pp. 7–21, 2013.
- [94] R. Charpigny and R. Nossent, “Mise en forme de l’aluminium Tréfilage et étirage,” vol. 33, no. 0, pp. 1–8, 1997.
- [95] Herrman S.A., “Machine de toronnage type rigide.” [Online]. Available: <http://french.wire-cablemachine.com/sale-10394419-rigid-type-wire-stranding-machine-with-ground-shaft-or-separate-motor.html>.
- [96] J. M. Voisin, A. B. Vannes, L. Vincent, J. Daviot, and B. Giraud, “Analysis of a tube-grid oscillatory contact: methodology for the selection of superficial treatments,” *Wear*, vol. 181–183, no. PART 2, pp. 826–832, 1995.
- [97] J. Mériaux, “Etude expérimentale et modélisation de l’endommagement du contact aube-disque de soufflante soumis à des chargements de fretting-fatigue,” Ecole Centrale de Lyon, 2010.
- [98] R. Ferré, “Etude expérimentale et modélisation de la durabilité d’un contact aube/disque de soufflante grenailé revêtu soumis à des chargements de Fretting/Fatigue/Usure,” 2013.
- [99] R. Ferre, S. Fouvry, B. Berthel, R. Amargier, and J. A. Ruiz-Sabariago, “Prediction of the fretting fatigue crack nucleation endurance of a Ti-6V-4Al/ Ti-6V-4Al interface: Influence of plasticity and tensile/shear fatigue properties,” *Procedia Eng.*, vol. 66, pp. 803–812, 2013.
- [100] R. Ferré, S. Fouvry, B. Berthel, and J. A. Ruiz-Sabariago, “Stress gradient effect on the crack nucleation process of a Ti-6Al-4V titanium alloy under fretting loading: Comparison between non-local fatigue approaches,” *Int. J. Fatigue*, vol. 54, pp. 56–67, 2013.
- [101] C. Gandiolle, S. Fouvry, and E. Charkaluk, “Lifetime prediction methodology for variable fretting fatigue loading: Plasticity effect,” *Int. J. Fatigue*, vol. 92, pp. 531–547, 2016.
- [102] C. Gandiolle, S. Garcin, and S. Fouvry, “A non-collinear fretting-fatigue experiment to compare multiaxial fatigue criteria: critical shear plane strategy is better than invariant formulations,” *Tribol. Int.*, vol. 108, no. July 2016, pp. 57–68, 2017.
- [103] E. Stanova, G. Fedorko, M. Fabian, and S. Kmet, “Computer modelling of wire strands and ropes part II: Finite element-based applications,” *Adv. Eng. Softw.*, vol. 42, no. 6, pp. 322–331, 2011.
- [104] A. Belkhabbaz, M. Gueguin, F. Hafid, C. Yang, J.-M. Ghidaglia, and O. Allix, “Méthodologie

- d'analyse fine des contacts critiques au sein d'un conducteur aérien via un modèle numérique filaire," pp. 1–8, 2019.
- [105] K. Dang Van and M. H. Maitournam, "Rolling contact in railways: Modelling, simulation and damage prediction," *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 26, no. 10, pp. 939–948, 2003.
- [106] H. Desimone, A. Bernasconi, and S. Beretta, "On the application of Dang Van criterion to rolling contact fatigue," *Wear*, vol. 260, no. 4–5, pp. 567–572, 2006.
- [107] J. Besson, G. Cailletaud, J.-L. Chaboche, and S. Forest, *Mécanique non linéaire des matériaux*. 2001.
- [108] S. Geniaut, P. Massin, and N. Moes, "Evaluation of stress intensity factors with G-theta method and level sets in Code-Aster," *11th Int. Conf. Fract. 2005, ICF11*, vol. 2, pp. 1043–1048, 2005.
- [109] P. Destuynder and M. Djaoua, "Sur une interpretation mathematique de l'integrale de Rice en theorie de la rupture fragile," *Math. Meth. Appl. Sci.*, vol. 3, pp. 70–87, 1981.
- [110] V. Doquet, Q. H. Bui, G. Bertolino, E. Merhy, and L. Alves, "3D shear-mode fatigue crack growth in maraging steel and Ti-6Al-4V," *Int. J. Fract.*, vol. 165, no. 1, pp. 61–76, 2010.
- [111] A. Otsuka and K. Mori, "Mode II fatigue crack growth in aluminium alloys and mild steel," *Curr Jpn Mat Res I*. pp. 149–180, 1987.
- [112] W. Maktouf, K. Ammar, I. Ben Naceur, and K. Saï, "Multiaxial high-cycle fatigue criteria and life prediction: Application to gas turbine blade," *Int. J. Fatigue*, vol. 92, pp. 25–35, 2016.
- [113] N. Shamsaei, M. Gladskyi, K. Panasovskyi, S. Shukaev, and A. Fatemi, "Multiaxial fatigue of titanium including step loading and load path alteration and sequence effects," *Int. J. Fatigue*, vol. 32, no. 11, pp. 1862–1874, 2010.
- [114] N. Shamsaei, A. Fatemi, and D. F. Socie, "Multiaxial fatigue evaluation using discriminating strain paths," *Int. J. Fatigue*, vol. 33, no. 4, pp. 597–609, 2011.
- [115] A. Fatemi and D. F. Socie, "a Critical Plane Approach To Multiaxial Fatigue Damage Including Out-of-Phase Loading," *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 11, no. 3, pp. 149–165, 1988.
- [116] D. Nowell and J. A. Araújo, "The effect of rapidly varying contact stress fields on fretting fatigue," *Int. J. Fatigue*, vol. 24, no. 7, pp. 763–775, 2002.
- [117] R. Neu, J. A. . Pape, and D. Swalla, "Methodologies for linking nucleation and propagation approaches for predicting life under fretting fatigue," *ASTM Spec. Tech. Publ.*, no. 1367, pp. 369–388, 2000.

