

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

و البحث العلمي وزارة التعليم العالي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université MUSTAPHA Stambouli

Mascara



جامعة مصطفى اسطمبولي

معسكر

Faculté des sciences et de la technologie

Département de Génie Mécanique

Laboratoire de Physique Quantique de la Matière et Modélisation Mathématique (LPQ3M)

THESE de DOCTORAT

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Génie des Matériaux

Intitulée

Étude de la fissuration d'un matériau métallique sous sollicitation de fretting

Présentée par : Mr. IKHLEF CHAOUCH Mohamed

Le : 12/10/2023

Devant le jury :

Président	Mr. MEDDAH Hadj Miloud	Pr	Université de Mascara
Examineur	Mr. ZENGAH Sahnoun	MCA	Université de Mascara
Examineur	Mr. DJEBLI Abdelkader	MCA	Université de Mascara
Examineur	Mr. MOULGADA Abdelmadjid	MCA	Université de Tiaret
Encadrant	Mr. BENHAMENA Ali	Pr	Université de Mascara
Co-Encadrant	Mr. BALTACH Abdelghani	MCA	Université de Tiaret

Année Universitaire : 2022-2023

REMERCIEMENTS

Mes vifs remerciements et ma profonde gratitude vont à monsieur BENHAMENA ALI pour m'avoir proposé le sujet et encadré tout en m'accordant sa confiance et apporté ses précieux conseils, et monsieur BALTACH ABDELGHANI à l'importance qu'il accorde à mon travail et d'examiner ce travail et je le remercie pour son soutien et sa gentillesse.

Ma reconnaissance à tous les enseignants du département de génie mécanique qui ont contribué à ma formation en m'inculquant leur savoir.

Enfin, je tiens à remercier tous mes collègues, amies et proches à l'université MUSTAPHA STAMBOULI de Mascara, qui m'ont soutenu et aidé de manière directe ou indirecte.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail
A ceux qui m'ont éclairé le chemin de la sagesse et m'ont
offert tout ce qui est cher
A toi ma très chère mère et à toi mon père.
A mes frères, à mes sœurs
A toutes mes amies.

Abstract

Fretting fatigue is a phenomenon that occurs when two surfaces are in contact and subjected to small repetitive relative motion or vibration. This can lead to the initiation and propagation of cracks in the material, ultimately resulting in fatigue failure. Fretting fatigue is commonly observed in situations where there is a slight amount of motion between two contacting surfaces, such as in bolted joints, press-fit connections, and sliding mechanisms. In the present study, finite element models are provided to demonstrate the effect of punch radius, friction coefficient, materials properties, and loads variation on the contact surface parameters: contact pressure, shear stress, sliding, size of contact line and crack nucleation and its location along the contact line of Al2024 alloy under fretting fatigue loading. The Ruiz parameter criterion and SWT criterion should be used to predict the location of crack initiation in the contact zone and hot spot when crack initiation occurs. Comparison of the finite element results shows that there is a good agreement between the numerical modeling predictions with those analytical results.

Keywords: *Fretting fatigue; FE model; crack initiation; Ruiz parameter*

Résumé

Le fretting fatigue est un phénomène qui se produit lorsque deux surfaces sont en contact et soumises à de petits mouvements ou vibrations relatifs répétitifs. Cela peut conduire à l'initiation et à la propagation de fissures dans le matériau, entraînant finalement une rupture par fatigue. Le fretting fatigue est couramment observée dans les situations où il y a une légère quantité de mouvement entre deux surfaces en contact, comme dans les joints boulonnés, les connexions à ajustement serré et les mécanismes coulissants. Dans la présente étude, des modèles d'éléments finis sont fournis pour démontrer l'effet du rayon du poinçon, du coefficient de frottement, des propriétés des matériaux et de la variation des charges sur les paramètres de surface de contact : pression de contact, contrainte de cisaillement, glissement, taille de la ligne de contact et nucléation de la fissure et ses effets. Emplacement le long de la ligne de contact de l'alliage Al2024 sous chargement de fretting fatigue. Le critère du paramètre Ruiz et le critère SWT doivent être utilisés pour prédire l'emplacement de l'initiation de la fissure dans la zone de contact et le point chaud lorsque l'initiation de la fissure se produit (l'amorçage). La comparaison des résultats des éléments finis montre qu'il existe un bon accord entre les prédictions de la modélisation numérique et les résultats analytiques.

Mots clés : *Fretting fatigue; modèle EF ; Amorçage ; Paramètre de Ruiz*

Introduction générale	1
------------------------------------	---

Chapitre I : Rappels sur la fatigue des matériaux

I.1	Introduction	3
I.2	Initiation et propagation de fissures	4
I.2.1	Nucléation de fissure.....	6
I.2.2	Analyse de la croissance des fissures.....	7
I.2.3	Modes de rupture	9
I.2.4	Comportement des fissures	10
I.2.5	Fermeture de fissure pendant la propagation	14
I.3	Essais de fatigue ; procédures expérimentales	18
I.3.1	Les machines d'essai de fatigue.....	18
I.4	Critères de fatigue uniaxiale.....	19
I.4.1	Contrainte signé Von Mises (VMII).....	20
I.4.2	Methode de Manson-McKnight (MMK)	21
I.4.3	Methode de Manson-McKnight modifier (MMM)	21
I.4.4	Correction de contrainte moyenne	22
I.5	Critères de fatigue multiaxiale	22
I.5.1	Plan critique	23
I.5.2	Empirique.....	31
I.5.3	Globale.....	32
I.5.4	Energetique	34
I.6	Accumulation des degrés de dommages et calcul de la durée de vie	40
I.6.1	Le modèle de Palmgren-Miner.....	40
I.6.2	Modèle de Sorensen-Kogayev	41

Chapitre II : Contact et fretting

II.1	Historique sur le fretting	43
II.2	Les conditions de contact	45
II.3	Conditions de chargement.....	47
II.4	Conditions de glissement	48
II.4.1	Caractéristiques de glissement.....	48
II.4.2	Régimes de glissement et carte de fretting.....	48
II.4.3	Fretting tangentiel ou fretting classique.....	50
II.4.4	Cycle de fretting.....	52
II.5	Dommages superficiels	54
II.5.1	Quantification de l'usure induite par le fretting Archard approach.....	54

II.5.2	Morphologie des fissures de fretting.....	56
II.6	Essais expérimentaux	57
II.6.1	Appareil expérimental à actionneur unique	57
II.6.2	Appareil expérimental à deux actionneurs.....	58
II.7	L'effet de différents paramètres sur le comportement des matériaux en fretting fatigue.....	61
II.7.1	Fretting fatigue du FGM	61
II.7.2	Effet du coefficient de frottement (COF et VCOF)	63
II.7.3	Déplacement tangentiel.....	65
II.7.4	Amplitude de glissement	66
II.7.5	Nature de matériau.....	68
II.7.6	Paramètre géométriques.....	71
II.7.7	Charge appliquée	75
II.7.8	Conditions environnementales.....	77
II.7.9	La rugosité des surfaces	79

Chapitre III: Modélisation numérique de fretting fatigue

III.1	Introduction	82
III.2	Modèle numérique	83
III.2.1	Validation du modèle éléments finis.....	85
III.3	Résultats et discussion.....	88
III.3.1	Analyse des contraintes	88
III.3.2	Effet de rayon du poinçon.....	91
III.3.3	Influence du coefficient de frottement (COF).....	96
III.3.4	Effet de la propriété des matériaux	99
III.4	Analyse de la convergence de maillage	101
III.5	Effet de fatigue sur le glissement en fretting fatigue.....	102
III.6	Prédiction de la durée de vie	104
III.6.1	La prédiction de la durée de vie en différents critères de fatigue	108
III.6.2	Effet de la charge normale	109
III.6.3	Effet de force tangentielle.....	110
III.6.4	Répartition des contraintes au point chaud dans la profondeur	112
III.6.5	Position du point chaud pour les différents modèles	115
III.7	Conclusion	118
	Conclusion générale	119
	Les références	120

Figure I. 1. Illustration du phénomène persistant des bandes de glissement	5
Figure I. 2. Le processus de fatigue : une plaque mince sous une charge de traction cyclique	6
Figure I. 3. Concentration de contraintes d'un trou elliptique dans une feuille infinie.....	7
Figure. I. 4. Courbes S-N typiques	8
Figure I.5. Mode I ou mode d'ouverture	9
Figure I.6. Mode II ou mode de cisaillement dans le plan... ..	9
Figure. I.7. Mode III ou mode de cisaillement hors plan.....	10
Figure I.8. Longueur de fissure de fatigue par rapport aux cycles appliqués. La fracture est indiquée par le x.....	11
Figure I.9. a) Comportement sigmoïde schématisé de la vitesse de croissance des fissures de fatigue en fonction de ΔK . b) Données sur le taux de croissance des fissures de fatigue pour l'alliage de titane Ti-62222.	13
Figure I.10. Représentation schématisée du mécanisme de fermeture des fissures de fatigue selon Elber	15
Figure I.11. Mécanismes généraux de fermeture des fissures	16
Figure I.12. Efficacité du facteur d'intensité de contrainte ΔK_{eff}	17
Figure.I. 13. Illustration schématisée d'un signal de fatigue sinusoïdal.....	18
Figure.I. 14. Machines d'essai adoptées dans les laboratoires de mécanique.....	19
Figure I. 15. Représentation schématisée du diagramme de Haigh pour une durée de vie constante.	20
Figure.I.16. Représentation des rotations anti-horaires autour des axes Z, N et Z'	26
Figure I.17. Historique de déformation normale $\varepsilon_n(t)$ et historique de déformation de cisaillement $\varepsilon_{ns}(t)$ dans le plan critique.....	30
Figure I.18. Remplacement du chemin de chargement non proportionnel (ellipse) par deux chemins virtuels P1 et P2 de chargement proportionnel.....	36
Figure I.19. Historique du paramètre de densité d'énergie de déformation normale $W_n(t)$ et du paramètre de densité d'énergie de déformation de cisaillement $W_{ns}(t)$ dans le plan critique.....	37
Figure I.20. Historique de chargement à différents niveaux de contrainte.....	41
Figure.II. 1. Type de problème de contact simplifié.....	46
Figure.II. 2. Quatre modes de mouvement de fretting simples sous le contact de la bille sur le plan.....	46
Figure.II. 3. Trois modes de fretting fatigue simples.....	47
Figure.II. 4. Schéma d'un montage de fretting fatigue.....	48
Figure.II. 5. La frontière ($e = 1$) entre ces deux conditions de glissement	49
Figure.II. 6. Transition entre le glissement partiel et le glissement total d'un côté et le fretting et le mouvement alternatif glisser de l'autre côté.....	49
Figure.II. 7. Cartes de fretting	50
Figure.II. 8. Contour pour l'usure tangentielle : plan en acier au carbone moyen contre bille en acier à roulement 52100.....	52
Figure.II. 9. Représentation schématisée du cycle de fretting	53
Figure.II.10. Comportement tribologique et à l'usure d'un acier fritté DC1 présentant une surface porosité contenant du lubrifiant (20000 cycles).....	55

Figure.II.11. (a) Fissures elliptiques à la surface de contact (b) Fissures de type I et II dans la plan méridien $y=0$	56
Figure.II.12. Schéma de la machine d'essai à un seul actionneur utilisée par Nowell.....	57
Figure.II.13. Machine d'essai à actionneur unique de Nowell.....	58
Figure.II.14. Appareil à deux actionneurs	59
Figure.II.15. Actionneur induisant une force de traction, F , et un deuxième actionneur induisant les forces de cisaillement.....	59
Figure.II.16. Essai de fretting fatigue avec deux poinçons plats et arrondis en contact avec une éprouvette.....	60
Figure.II.17. Illustration schématique de la fretting fatigue	61
Figure.II. 18. Le modèle de fretting fatigue cylindrique sur plan avec revêtement de FGM	62
Figure.II. 19. Évolution du CoF lors du test de fretting wear.....	63
Figure.II. 20. L'évolution du volume d'usure en phase de rodage sous glissement partiel.	64
Figure.II. 21. Évolution du glissement relatif et de la contrainte de cisaillement pour différents déplacements	65
Figure.II.22. L'évolution de la boucle d'hystérésis force tangentielle-amplitude de déplacement	67
Figure.II.23. Changement du volume d'usure à différentes amplitudes de déplacement	68
Figure.II.24. Jauge de contrainte montée sur l'éprouvette de traction pour « Essai de variation du module d'élasticité ».	69
Figure.II.25. Tracé contrainte/déformation à différents cycles pour le test de variation du module d'élasticité.	70
Figure.II.26. Variation de la longueur de la fissure en fonction du nombre de cycles	71
Figure.II.27. (a) Les éléments proches de la surface de contact pour le modèle de type 1. (b) Modèle éléments finis de type 2. (c) Les éléments proches de la surface de contact pour le modèle de type 3	72
Figure.II.28. Distribution des contraintes de cisaillement dans l'ensemble du modèle lorsque la charge maximale	74
Figure.II.29. Durée de propagation des fissures en fonction de la charge normale.	75
Figure.II.30. Durée de propagation des fissures en fonction du coefficient de frottement.	76
Figure.II.31. Tribomètre de fretting avec capteur d'humidité	78
Figure.II.32. Schéma de configuration du thermocouple. ..	78
Figure.II.33. Comparaison des relations S–N entre la fatigue plane et le fretting fatigue.....	79
Figure.II.34. Illustration schématique de l'USRP.	80
Figure.III. 1. Géométrie du modèle de fretting fatigue.....	83
Figure.III. 2. Modèle d'éléments finis et les conditions de chargement.....	84
Figure.III. 3. Simulation de condition de chargement en fretting fatigue.....	85
Figure.III. 4. Schéma du contact de fretting.	86
Figure.III. 5. Comparaison des pressions de contact le long de la ligne de contact ; résultats numériques et analytiques.....	87
Figure.III. 6. Comparaison des contraintes de cisaillement le long de la ligne de contact ; résultats numériques et analytiques.	88
Figure.III. 7. Distributions des contraintes de Von Mises ...	89
Figure.III. 8. Répartition des contraintes	90

Figure.III. 9. Évolution de la pression de contact sous différents rayons de poinçon	91
Figure.III. 10. Évolution de la contrainte de cisaillement sous différents rayons de poinçons	92
Figure.III. 11. Résultats EF pour R=50 mm et R=1000 mm	93
Figure.III. 12. Comparaison des largeurs de contact analytique et FEA en fonction du rayon.....	94
Figure.III. 13. Évolution de la pression maximale de contact	95
Figure.III. 14. Répartition des contraintes et largeur de contact dans différents rayons de poinçons.	96
Figure.III. 15. Contrainte de cisaillement en fonction du coefficient de frottement (COF).....	97
Figure.III. 16. Contrainte de cisaillement maximale en fonction du coefficient de frottement.....	97
Figure III.17. Contrainte tangentielle à l'interface de contact en fonction de la largeur de contact normalisée	98
Figure.III. 18. Évolution des champs de contraintes dans différents matériaux.	99
Figure III.19. Contrainte de cisaillement maximale (τ_{max}) fonction du module d'élasticité.....	100
Figure III.20. Répartition des contraintes de cisaillement dans différents matériaux	100
Figure.III.21. Contrainte de cisaillement pour les solutions analytiques et numériques	101
Figure III.22. Relation entre le déplacement appliqué δ_{app} et le déplacement du poinçon de fretting δ_e	103
Figure III.23. Déplacement du poinçon de fretting (δ_e) en fonction de la distance normalisée	103
Figure.III. 24. Capture de fe-safe pour les répétitions de vie les plus critiques.....	105
Figure.III. 25. Logarithme de la durée de vie pour un rayon de poinçon R=50mm.....	106
Figure.III. 26. Nombre de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) pour différents rayons de poinçons.....	107
Figure.III. 27. Durée de vie en fretting fatigue à l'amorçage (N_i) en fonction de R.....	107
Figure.III. 28. Nombre de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) pour différents critères à 50 mm.....	108
Figure.III. 29. Distribution des nombres de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) pour différents rayons de poinçon	109
Figure.III.30. Nombre de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) en fonction de différentes charges normales (P).....	110
Figure III.31. Évolution des forces tangentielles en fonction de temps.....	111
Figure III.32. Nombre de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) en fonction de différentes forces tangentielles	111
Figure III.33. Évolution de τ_{max} en fonction du nombre de cycles	112
Figure III.34. Localisation du point chaud (nœud 754).	113
Figure III.35. Variation des contraintes en fonction de la profondeur au niveau du point chaud	114
Figure III.36. Localisation de contrainte tangentielle maximale (nœud numéro 754).	115
Figure.III.37. Localisation du point chaude pour différent rayon de poinçons	116
Figure. III.38. Logarithme de la durée de vie jusqu'à l'amorçage en fonction de largeur d'endommagement.	117

Tableau. II. 1. Définition de CoF utilisée dans le modèle CoF variable.....	64
Tableau .II.2. Composition chimique du fil d'acier	66
Tableau. II.3. Paramètres d'essai de fretting fatigue multiaxial.....	66
Tableau.II.4. Variation du module d'élasticité.....	70
Tableau. III. 1. Composition chimique de l'Al2024-T3.....	84

Nomenclature

δ	Déplacement relatif (μm)
δ_0	Ouverture du cycle de fretting (μm)
δ^*	Amplitude de glissement (μm)
δ_t	Débattement imposé à la transition (μm)
μ	Coefficient de frottement
a	Demi longueur de contact en fretting
c	Demi largeur de la zone colée dans le contact
R	Rayon du contact (mm)
E_d	Energie dissipée (J)
E_t	Énergie totale
Q	Force tangentielle (N/mm)
Q^*	Amplitude de la force tangentielle de fretting (N)
P	Pression de contact (MPa)
P_{moy}	Pression de contact moyenne (MPa)
P_{max}	Pression de contact maximale (MPa)
$p(x, y)$	Pression locale au point de coordonnées (x, y)
F_n	Force normale (N/mm)
F_t^*	Amplitude de la force tangentielle
R_a	Rugosité arithmétique (écart moyen par rapport à la ligne moyenne de la rugosité (μm))
σ	Contrainte de fatigue (MPa)
σ_a	l'amplitude de la contrainte (MPa)
σ_m	la contrainte moyenne (MPa)
σ_{ut}	la contrainte ultime (MPa)
σ_y	la limite d'élasticité (MPa)
σ_{fat}	Contrainte maximale de fatigue appliquée lors de l'essai (MPa)
σ_D	Limite de fatigue (MPa)
σ_{-1}	Limite de fatigue pour un rapport de charge en fatigue de -1
E	Module de Young (MPa)
E^*	Module de Young équivalent (MPa)
ν	Coefficient de Poisson
σ_E	Limite d'élasticité (MPa)
R_σ	Rapport de charge de fatigue
R_Q	Rapporte de charge de fretting

Nomenclature

ε_a	Amplitude de déformation normale
σ_{\min}	Contrainte normale minimale (MPa)
σ_{\max}	Contrainte normale maximale (MPa)
σ'_f	Coefficient de tenue en fatigue (MPa)
ε'_f	Coefficient de ductilité en fatigue
b'	Exposant de déformation de fatigue
c'	Exposant de ductilité en fatigue
J_2	second invariant du déviateur des contraintes
f_a	Amplitude de la contrainte de flexion
f_{-1}	Limite d'endurance en flexion alternée symétrique
τ_{-1}	Limite d'endurance en torsion alternée symétrique
τ_d	Limite de fatigue en torsion alternée (MPa)
σ_d	Limite en flexion alternée (MPa)
σ_a	Amplitude de la contrainte de cisaillement (torsion)
P_{hmax}	Maximum de la pression hydrostatique
V	Volume de la cicatrice de fretting défini par des profils de surface
K	Facteur d'intensité des contraintes: FIC ($\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$)
K_t	Le facteur de concentration de contrainte ($\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$)
K_s	La raideur tangentielle
β	Facteur de correction géométrique
ΔK	Amplitude du facteur d'intensité des contraintes ($\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$)
ΔK_I	Seuil du facteur d'intensité des contraintes effectif en mode I ($\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$)
ΔK_{eff}	Facteur d'intensité des contraintes effectif ($\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$)
C, m	Coefficients de la loi de Paris
N	Nombre de cycles
N_i	Nombre de cycles à amorçage
N_f	Nombre de cycles jusqu'à la rupture

Introduction générale

Le fretting fatigue est caractérisé par le mouvement relatif de faible amplitude (moins de $300\mu\text{m}$) entre deux surfaces en contact induit par des charges vibratoires ou des charges cycliques [1]. Entre autres processus de dégradation, ce glissement tend à provoquer une usure de surface qui peut conduire à l'apparition prématurée de micro-fissures dans la zone de contact [2,3]. Un examen plus approfondi du sujet de fretting fatigue dans diverses applications peut être trouvé dans les références [4–6]. Vazquez et al. [7] ont réalisé une série d'essais et une analyse analytique et numérique pour étudier le comportement en fretting fatigue de l'alliage Al7075-T651. Ces auteurs prédisent la durée de vie et le chemin de propagation des fissures de ce matériau sous un chargement de fretting fatigue d'amplitude constante en se basant sur l'application conjointe du critère de fatigue multiaxiale et de la méthodologie de la distance critique. Ils ont conclu que l'amorçage des fissures en fretting fatigue et sa croissance sont perpendiculaires à la surface de contact dans un premier temps, puis se tournent vers la zone de contact avec un angle d'inclinaison égal à environ 3° . Il semble que cette approche donne de meilleurs résultats en termes de croissance de fissures dans la zone de contact. Luc et al. [8] ont étudié le comportement à le fretting fatigue du matériau EA4T (25CrMo4) et ont conclu que la durée de vie en fatigue des essieux ferroviaires peut être limitée par l'initiation de fissures aux emplacements des emmanchements, en particulier dans la zone de contact entre l'essieu et la roue. Ils ont également révélé que l'utilisation des paramètres de fatigue multiaxiale fournit une corrélation cohérente avec l'initiation des fissures par fretting fatigue pour différents types d'échantillons et conditions de chargement et peut être potentiellement prise en compte dans l'évaluation de la fatigue des essieux à grande échelle. Pinto et al. [9] ont développé un modèle numérique pour étudier l'effet de séquences de chargement de cisaillement d'amplitude variable sur le niveau des tractions/contraintes de contact de l'alliage Al 7075-T651 sous chargement de fretting fatigue. Ces auteurs ont étudié le comportement de fretting fatigue de ce matériau à l'aide du critère de fatigue multiaxiale et du modèle de dommages cumulés, encore une fois, ils ont découvert que la procédure d'estimation de la durée de vie proposée était améliorée pour inclure l'effet de la perte de matériau due à l'usure. Dans les contacts sous fretting, il existe essentiellement deux situations identifiées, qui sont le glissement partiel et total. Le modèle analytique des contraintes dans la zone de contact de fretting a été proposé indépendamment par Cattaneo [10] et Mindlin [11]. D'après ces auteurs, en fretting fatigue, généralement, la charge de cisaillement appliquée est inférieure au seuil de glissement total. Ainsi, deux régions symétriques et distinctes apparaissent au sein de la zone de contact : (i) une région de longueur $2c$, dite zone d'adhérence, dans laquelle il n'y a pas de mouvement tangentielle relatif entre les particules correspondantes des corps en contact ; (ii) une région périphérique dite zone de glissement, située aux extrémités du contact et de la zone collante. Des travaux récents de Dhaka et al. [12] ont adopté une configuration de contact différente afin d'étudier l'effet du rayon des coins du poinçon de contact et de la longueur de la région plate sur la contrainte de traction maximale sous charge de fretting. Ils ont montré que la contrainte de traction maximale dans la direction de fretting diminuait avec une augmentation de la zone de contact. Aussi, Zhang et al. [13] ont

développé un modèle numérique pour étudier l'effet de la géométrie de contact sur le comportement de frottement de Ti-6Al-4V et ont montré que la géométrie plate peut supporter une solution de glissement partiel stabilisée avec un modèle d'usure associé. Chakherlou et al. [14] ont présenté une étude expérimentale et un modèle numérique afin de simuler l'effet de la dilatation à froid des plaques en alliage d'aluminium 2024-T3 sous fretting fatigue. Ils ont indiqué que l'emplacement de nucléation de la fissure se trouve dans une zone éloignée du trou. Walvekar et al. [15] ont proposé un modèle d'endommagement pour le fretting fatigue de AISI4140 vs. Ti-6-4 dans une configuration de contact cylindre sur plan, ce modèle reproduit les expériences de fatigue de fretting et estime la durée de vie en fretting fatigue de la structure. Vantadori et Zanichelli [16] ont utilisé le traitement de grenailage sur la surface de contact afin d'améliorer la durée de vie des composants affectés par le fretting fatigue. Dans le même contexte, le chemin de croissance des fissures dans l'éprouvette de fretting fatigue réparée par la méthode du trou d'arrêt a été réalisé par Deng et al. [17]. Ils ont montré un impact significatif sur la durée de vie de propagation des fissures de fretting fatigue. Zaleski et Skoczylas [18] ont étudié expérimentalement les effets du galetage sur la rugosité de surface, la microdureté de la couche de surface et la résistance à la fatigue des pièces en alliage de titane Ti6Al2Mo2Cr, qui ont découvert que les modifications des propriétés de la couche de surface induites par le galetage conduisent à une augmentation de la durée de vie des composants. Sur la base de ce qui précède, on peut noter que le fretting est un phénomène physique difficile, qui implique différentes sciences, à savoir la tribologie, la mécanique des contacts, la fatigue, la mécanique de la rupture, la corrosion, entre autres [2]. D'autres paramètres peuvent également affecter la durée de vie en fatigue des structures sous chargement de fretting fatigue. Dobromirski [19] en a répertorié plus de 50. Aujourd'hui, la question reste encore ouverte et les approches issues de la science des données commencent à être utilisées pour étudier le comportement en fretting fatigue des matériaux. Ces variables ont été divisées en deux classes, les variables primaires et secondaires, qui affectent directement et indirectement le comportement fretting fatigue de tout matériau. De plus, le grand nombre de variables en interaction qui affectent le fretting fatigue rend les essais expérimentaux difficiles, et le fretting fatigue des matériaux n'est pas entièrement comprise et représente un domaine de recherche très actif. Ces faits conduisent les auteurs à se concentrer sur l'étude en cours pour étudier le fretting fatigue de l'alliage Al 2024-T3 sous une charge de fatigue de fretting.

L'objectif principal de ce travail est de trouver la meilleure façon d'appliquer des conditions aux limites pour simuler le phénomène de fretting fatigue en utilisant la méthode des éléments finis. Les effets de l'amplitude du chargement, des paramètres géométriques, de la contrainte/déformation, de la pression, de la contrainte de cisaillement, du glissement et de l'initiation de la fissure sur la zone de contact ont été mis en évidence.

Chapitre I

Rappels sur la fatigue des matériaux

I.1 Introduction

Le premier impact majeur des défaillances dues aux contraintes répétées concerne l'industrie ferroviaire dans les années 1840. Il a été reconnu que les essieux des chemins de fer cédaient régulièrement au niveau des congés de raccordements [20]. Même alors, l'élimination des angles vifs était recommandée. Étant donné que ces défaillances semblaient très différentes des ruptures normales associées aux essais monotones, le concept erroné de « cristallisation » due aux vibrations a été suggéré mais a été refusé par la suite. Le mot « fatigue » a été introduit dans les années 1840 et 1850 pour décrire les défaillances résultant de contraintes répétées. Ce mot a continué à être utilisé pour la description normale d'une fracture due à des contraintes répétées. En Allemagne, dans les années 1850 et 1860, August Wöhler effectue de nombreux tests de fatigue en laboratoire sous sollicitations répétées. Ces expériences portaient sur les ruptures d'essieux ferroviaires et sont considérées comme la première étude systématique de la fatigue. Ainsi, Wohler a été qualifié de « père » des tests de fatigue systématiques. À l'aide de diagrammes de contrainte en fonction de la durée de vie (S-N), il a montré comment la durée de vie à la fatigue diminuait avec des amplitudes de contrainte plus élevées et qu'en dessous d'une certaine amplitude de contrainte, les éprouvettes ne se rompaient pas. Ainsi, Wöhler a introduit le concept du diagramme S-N et de la limite de fatigue. Il a souligné que pour la fatigue, la contrainte cyclique est plus importante que la contrainte maximale [21]. Au cours des années 1870 et 1890, d'autres chercheurs ont détaillés et élargis les travaux classiques de Wöhler. Gerber et d'autres ont étudié l'influence de la contrainte moyenne, et Goodman a proposé une théorie simplifiée concernant les contraintes moyennes. Leurs noms sont toujours associés à des diagrammes impliquant des contraintes alternées et moyennes. Bauschinger [22] en 1886 a montré que la limite d'élasticité en traction ou en compression était réduite après l'application d'une charge de signe opposé qui provoquait une déformation inélastique. C'était la première indication qu'une seule inversion de déformation inélastique pouvait modifier le comportement contrainte-déformation des métaux. C'était le précurseur de la compréhension [23] de l'adoucissement et du durcissement cycliques des métaux. Au début des années 1900, Ewing et Humfrey [23] ont utilisé le microscope optique pour poursuivre l'étude des mécanismes de fatigue. Des lignes de glissement localisées et des bandes de glissement conduisant à la formation de microfissures ont été observées. Basquin [24] en 1910 a montré que la contrainte alternée en fonction du nombre de cycles jusqu'à la rupture (S-N) dans la région de durée de vie finie pouvait être représentée par une relation log-log linéaire. Son équation, ainsi que des modifications par d'autres, sont actuellement utilisées pour représenter le comportement de

fatigue à durée de vie finie. Dans les années 1920, Goughd et ses associés ont grandement contribué à la compréhension des mécanismes de fatigue. Ils ont également montré les effets combinés de la flexion et de la torsion (fatigue multiaxiale). En 1924, Palmgren [25] a développé un modèle linéaire de dommages cumulatifs pour une charge d'amplitude variable. L'estimation de la durée de vie à la fatigue se base sur la méthode de comptage de cycles et la loi de Miner. En 1945, Miner et Palmgren [26] ont formulés un critère linéaire d'endommagement par fatigue. Ce critère est maintenant reconnu comme la règle d'endommagement linéaire de Palmgren-Miner. Il a été largement utilisé dans la conception en fatigue et, malgré ses nombreuses lacunes, reste un outil important dans les prédictions de durée de vie en fatigue. Irwin a inventé le terme « mécanique de la rupture », en raison de ses nombreuses contributions importantes sur le sujet à cette époque, il est considéré comme le « père moderne de la mécanique de la rupture ». La distribution de Weibull [27] a fourni à la fois une distribution statistique à deux et trois paramètres pour les tests et l'analyse probabilistes de durée de vie à la fatigue. Au début des années 1960, le comportement de fatigue à faible cycle contrôlé par déformation est devenu prédominant avec la relation " Manson-Coffin" [28,29] entre l'amplitude de déformation plastique et la durée de vie en fatigue. Ces idées ont été promues par Topper et Morrow[30,31] et, avec le développement de la règle de Neuber [32], et le comptage des cycles « comptage Rainflow » par Matsuishi et Endo [33] en 1968, sont à la base de l'analyse actuelle de fatigue par déformation. Au début des années 1960 Schijves [34] a mis l'accent sur les essais de croissance de fissures de fatigue à amplitude variable dans les avions, ainsi que sur l'importance des surcharges de traction en présence de fissures qui peuvent provoquer un retard significatif de la croissance des fissures de fatigue. En 1970, Elber [35] a démontré l'importance de la fermeture des fissures sur la croissance des fissures de fatigue. Il a développé un modèle quantitatif montrant que la croissance des fissures de fatigue était contrôlée par une plage de facteurs d'intensité de contrainte effective plutôt qu'une plage de facteurs d'intensité de contrainte appliquée. Le modèle de fermeture de fissure est couramment utilisé dans les calculs actuels de croissance de fissure de fatigue. En 1970, Paris [36,37] a démontré qu'un facteur d'intensité de contrainte seuil pouvait être obtenu pour lequel la croissance des fissures de fatigue ne se produirait pas. Au cours des années 1970, un effort international indépendant et coopératif a formulé plusieurs spectres de charge standard pour les avions, les structures offshore et l'utilisation des véhicules terrestres.

I.2 Initiation et propagation de fissures

Les fissures de fatigue se produisent principalement sur les surfaces libres, cependant, en présence de défauts internes tels que les vides et les inclusions, ils peuvent s'amorcer au niveau des sous-surfaces. A des contraintes et des déformations suffisamment élevées, des bandes de glissement se forment dans une quantité considérable de grains. En présence de répétitions de chargement cyclique, ces bandes de glissement se développent et fusionnent en une seule fissure de fatigue dominante. La nucléation et la croissance des fissures de fatigue se produisent dans les étapes suivantes [38] :

Stage I : En l'absence d'un défaut de surface, l'amorçage des fissures finira pour se produire en raison à la formation de bandes de glissement persistantes. Les bandes de glissement résultent de l'accumulation systématique de mouvements des bandes de glissement d'environ d'un nanomètre. Par conséquent, le mouvement relatif des bandes de glissement les unes sur les autres entraîne la formation d'intrusions et d'extrusions à la surface, ce qui peut entraîner la formation d'une fissure. Ce phénomène est essentiellement contrôlé par le cisaillement et la microstructure du matériau. La vitesse de propagation des fissures lors de la phase I est très faible. Pour un chargement uniaxial, la fissure suit initialement les bandes de glissement à environ 45° par rapport à la direction de la contrainte principale comme illustre schématiquement à la figure I.1

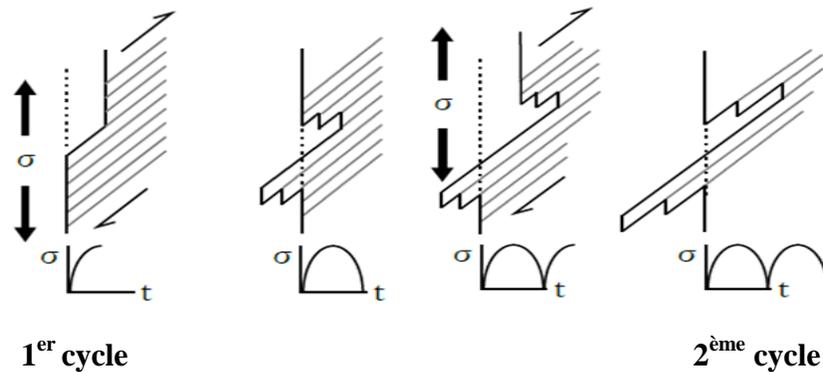


Figure I. 1. Illustration du phénomène persistant des bandes de glissement

Stage II : Lorsque le champ de contraintes en un point devient important (concentration de contrainte), le plan global de la fissure change et devient perpendiculaire à la contrainte principale, et la fissure entre dans le stage II (Figure I. 2). La croissance des fissures de fatigue procède par un processus continu d'initiation des fissures suivi d'un émoussement [39,40].

L'effet du fretting sur la fatigue de l'éprouvette est très localisé et a été particulièrement le régime de fissure courte. L'amorçage de la fissure et le stage I de la propagation sont principalement régis par la contrainte de cisaillement, tandis que la dernière étape de la propagation est plus affectée par la contrainte normale. Lorsqu'une éprouvette métallique est soumise à des sollicitations mécaniques cycliques inférieures à la limite d'élasticité, la nucléation des fissures peut se produire, suivie de la croissance et de la rupture des fissures [41].

La durée de vie en fatigue peut être divisée en trois phases différentes :

- Une période de nucléation des fissures pendant laquelle des microfissures trop petites pour être visibles par à l'œil se forment (taille typique inférieure à $500 \mu\text{m}$).
- Une période de croissance des fissures correspondant au passage des microfissures aux macro-fissures longues et à la croissance stable de ces derniers.
- Une période de rupture rapide correspondant à la croissance catastrophique de la fissure principale entraînant à la rupture de la structure.

Stage III : Éventuellement, une défaillance soudaine se produit lorsque la fissure de fatigue devient suffisamment longue pour que la section transversale restante ne peut plus supporter la charge appliquée, également appelée rupture par fatigue.

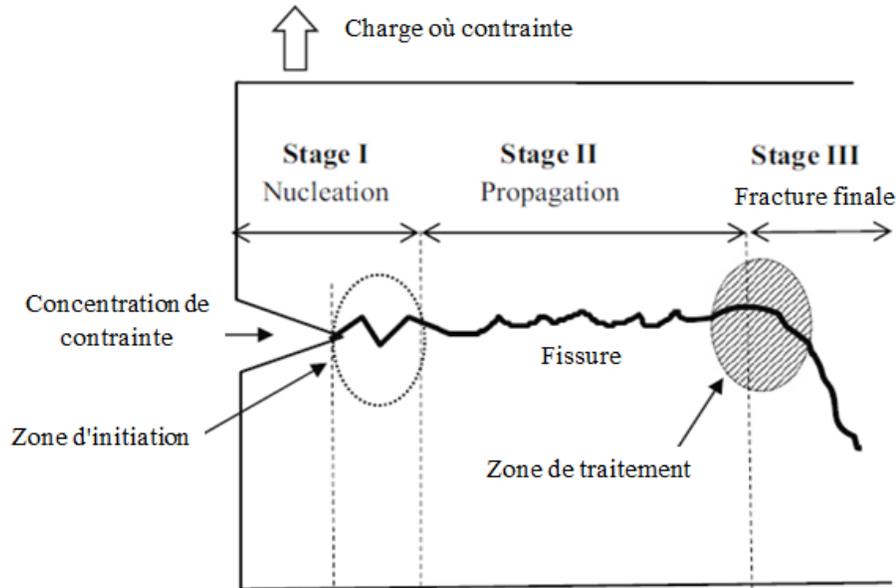


Figure I. 2. Le processus de fatigue : une plaque mince sous une charge de traction cyclique [42]

I.2.1 Nucléation de fissure

Les fissures de fatigue dans les métaux sont généralement causées par un déplacement cyclique irréversible dans les bandes de glissement. Initialement microscopiques les fissures deviennent, après un certain nombre de cycles, macroscopiques diminuant ainsi l'aire et la capacité de la section à supporter l'effort. Ces microfissures sont des dislocations qui se produisent habituellement le long des plans de cisaillement. En service, la surface des intrusions ou des extrusions se formera progressivement, à partir de laquelle de courtes fissures de fatigue s'initieront. Lorsque le niveau de contrainte à l'extrémité d'une fissure courte initiée par une bande de glissement est suffisamment élevé, plusieurs plans de glissement peuvent être activés en pointe de fissure, entraînant un changement d'orientation du chemin de fissure qui deviendra perpendiculaire à la contrainte principale. Dans les matériaux industriels (c'est-à-dire non purs) et/ou dans les grandes structures, des défauts tels que les trous, rayures, les particules de deuxième phase ne peuvent pas être évités. Ces défauts sont des sites d'amorçage de fissures de fatigue, et le facteur de concentration de contraintes joue un rôle important dans la détermination de la vie en fatigue du matériau [41]. K_t est un paramètre clé pour quantifier le risque de nucléation de fissure. Le facteur de concentration de contrainte K_t est le rapport entre la contrainte maximale à la racine du défaut divisé par la contrainte nominale qui se produirait sans concentration de contraintes :

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{peak}}}{\sigma_{\text{nominal}}} \quad (\text{Eq.I.1})$$

Pour un trou elliptique dans une plaque infinie, la distribution exacte des contraintes élastiques peut être calculée. Le pic de contrainte maximale σ_{peak} est localisé à l'extrémité de l'axe principal c'est-à-dire à $x = a$, $y = 0$ (voir Figure I. 3). Les demi-axes de l'ellipse sont a et b et le rayon de la pointe à l'extrémité du grand axe est donné par $\rho = b^2/a$. Le pic de la contrainte σ_{peak} et le facteur de concentration de contrainte K_t sont obtenus par les équations suivantes :

$$\sigma_{\text{peak}} = S \left(1 + 2 \frac{a}{b} \right) = S \left(1 + 2 \sqrt{\frac{a}{\rho}} \right) \quad (\text{Eq.I.2})$$

$$K_t = 1 + 2 \frac{a}{b} = 1 + 2S \sqrt{\frac{a}{\rho}} \quad (\text{Eq.I. 3})$$

Ainsi, plus le rayon au fond de l'entaille est petit, plus le facteur de concentration de contraintes K_t est élevé. Là l'utilisation de grands rayons dans les structures entaillées est préférée afin de réduire la concentration de contraintes. Le cas particulier d'un trou circulaire est obtenu pour $a = b$ conduisant à $K_t = 3$ (pour une plaque infinie).

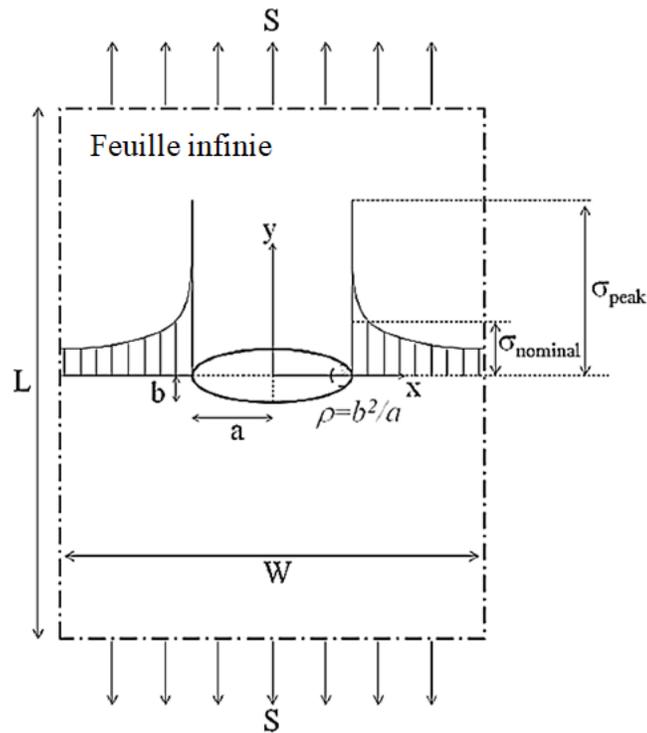


Figure I. 3. Concentration de contraintes d'un trou elliptique dans une feuille infinie[43,44]

I.2.2 Analyse de la croissance des fissures

Le comportement d'un matériau soumis à la fatigue peut être analysé par deux approches différentes : soit le nombre de cycles à la rupture de l'éprouvette peut être reporté, soit par une courbe de propagation de l'endommagement peut être tracée.

I.2.2.1 Diagramme de Wöhler (S-N)

Les diagrammes de Wöhler, également connus sous le nom de courbes S-N, ont été proposés pour la première fois par le scientifique allemand (Wöhler, 1870)[45], lors de l'évaluation des ruptures par fatigue des essieux rail-route. Au cours de ses études, il a développé un appareil utilisé pour appliquer des charges répétées aux essieux rail-route dans le but de tracer la relation entre le niveau de charge et le nombre de cycles jusqu'à la défaillance. Quelques années plus tard, (Basquin, 1910) [24], à trouver une relation (fonction puissance) entre l'amplitude de contrainte nominale et le nombre de cycles jusqu'à la rupture en HCF.

$$\sigma_a = \sigma'_f(2N_f)^{b'} \quad (\text{Eq.I.4})$$

où σ_a est l'amplitude de la contrainte, N_f est le nombre de cycles jusqu'à la rupture, σ'_f est le coefficient de résistance à la fatigue et b' l'exposant de résistance à la fatigue. Ce type de diagrammes contrainte-durée de vie est encore populaire de nos jours. En général, afin d'obtenir les paramètres de l'équation I.5 des essais de laboratoire uniaxiaux standard sont effectués. Afin d'appliquer les charges cycliques, diverses méthodes sont disponibles, par exemple essai de flexion rotatif, traction axiale et torsion. Certains matériaux, notamment les aciers, présentent un aplatissement à un certain niveau de contrainte, courbe A de la figure I.4, communément appelée limite de fatigue. Cependant, la plupart des matériaux, par exemple les alliages d'aluminium et de titane, présentent une défaillance continue, courbe B de la figure I.4.

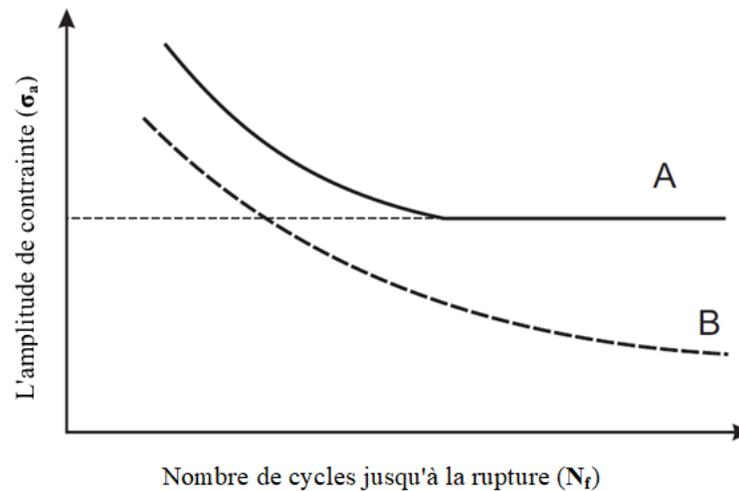


Figure.I. 4. Courbes S-N typiques

La première approche consiste à construire une courbe "S-N", aussi appelée courbe de Wöhler, qui donne le nombre de cycles de fatigue à la rupture N_f de l'éprouvette à différents niveaux de contraintes. L'amplitude de contrainte $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ est tracée en fonction du nombre de cycles N_f à la rupture de l'éprouvette de fatigue. Si elle est tracée dans une échelle log-log, la courbe "S-N" montre un comportement linéaire et dépend directement du rapport de contraintes macroscopiques R, défini par :

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} = \frac{K_{\min}}{K_{\max}}, \text{ avec } K_{\min} \geq 0 \quad (\text{Eq.I.5})$$

I.2.3 Modes de rupture

Considérons un segment de front de fissure comme illustré aux Figures I.5-I.7. En raison des différentes conditions de chargement, le front de fissure peut être soumis à trois modes de chargement principaux et à leurs combinaisons. Un système de coordonnées cartésien est attribué de sorte que le front de fissure soit dans la direction z . Nous considérons des problèmes de fissure plane idéalisés, dans lesquels les contraintes et les déformations près de la pointe de la fissure peuvent être exprimées en termes de coordonnées dans le plan x et y uniquement. Comme le montre la Figure I.5, la fissure est soumise au Mode I, le mode d'ouverture ou de traction, où les contraintes et déformations dans le plan sont symétriques par rapport à l'axe x . Comme le montre la Figure I.6, la fissure est soumise au Mode II, le glissement se fait dans le plan, mode de cisaillement, où les contraintes et les déformations sont anti-symétriques par rapport à l'axe x [46].

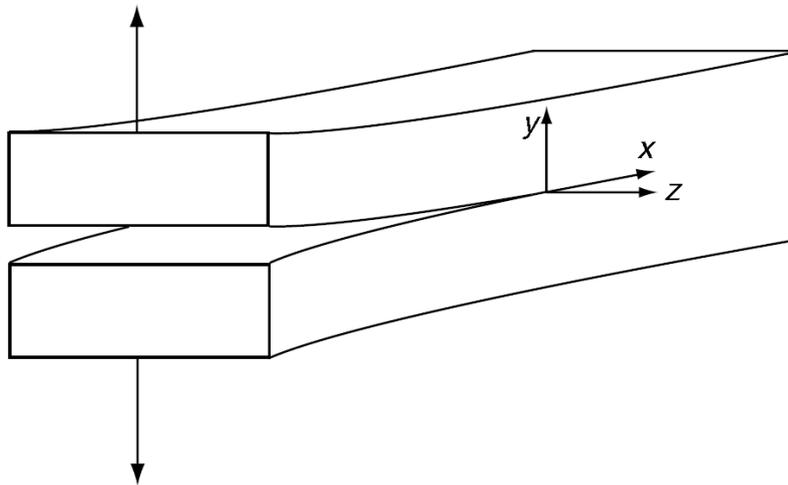


Figure I.5. Mode I ou mode d'ouverture.

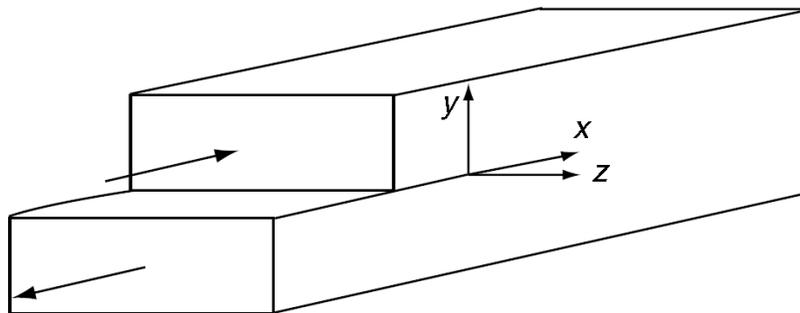


Figure I.6. Mode II ou mode de cisaillement dans le plan.

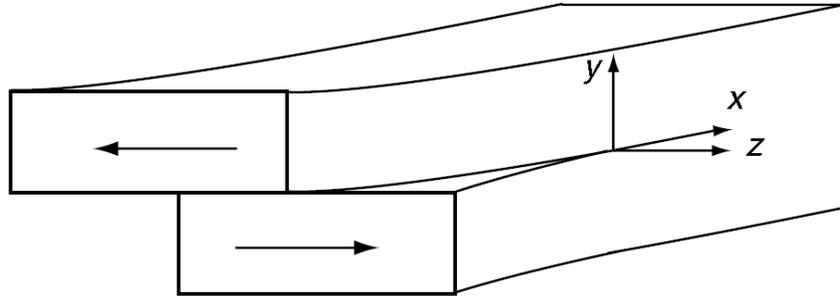


Figure. I.7. Mode III ou mode de cisaillement hors plan.

Comme le montre la figure I.7, la fissure est soumise au mode III, le mode de cisaillement anti-plan, où les contraintes et déformations sont hors plan et sont antisymétriques par rapport à l'axe x .

I.2.4 Comportement des fissures

La résistance d'un composant ou d'une structure peut être considérablement réduite par la présence d'une fissure ou d'une discontinuité. Cependant, dans la plupart des cas d'ingénierie, la taille initiale de la fissure ou de la discontinuité n'est pas critique pour provoquer une défaillance catastrophique. Plus communément, la croissance de fissure sous-critique se produit à partir de la fissure ou de la discontinuité existante jusqu'à ce qu'une taille de fissure critique soit atteinte, provoquant une fracture. Le plus un type courant de croissance de fissure sous-critique est dû à la fatigue en présence d'une discontinuité ou d'une fissure existante. La figure I.8 montre schématiquement la longueur de trois fissures par rapport au cycle appliqué pour trois éprouvettes identiques soumises à des sollicitations répétées différentes avec $S_1 > S_2 > S_3$. Tous les spécimens contenaient la même longueur de fissure initiale a et dans chaque essai, la contrainte minimale était de zéro. Nous voyons qu'avec des contraintes plus élevées, le taux de croissance des fissures qui sont représentés par les pentes des courbes sont plus élevés à une longueur de fissure donnée, et la durée de croissance des fissures de fatigue (nombre total de cycles appliqués, N_f) est plus court. Les longueurs de fissure à la rupture sont plus courtes aux niveaux de contrainte plus élevés. Pour la taille de fissure initiale donnée, la durée de vie à la rupture dépend de l'amplitude de la contrainte appliquée et de la résistance à la rupture du matériau. Nous devons nous demander comment les données de croissance des fissures de fatigue, telles que celles de la Figure I.8, peuvent être utilisées dans la conception en fatigue. L'application des concepts LEFM aux données de la Figure I.8 réduira les données à un format utile pour la conception en fatigue. Cela implique d'obtenir le taux de croissance des fissures de fatigue, da/dN , par rapport à la plage de facteurs d'intensité de contrainte appliquée, ΔK , comme illustré schématiquement à la Figure I.9a. Le taux de croissance des fissures de fatigue, da/dN , est simplement la pente de la courbe a en fonction de N pour une longueur de fissure donnée ou un nombre de cycles donné, identifié par da/dN ($\Delta a/\Delta N$). Sur la Figure I.8 le taux de croissance des

fissures de fatigue da/dN peuvent être obtenus à des positions consécutives le long de ces courbes, comme illustré à la Figure I.9b, à l'aide de méthodes graphiques ou numériques [47].

La plage de facteur d'intensité de contrainte appliquée correspondante, ΔK , est calculée en connaissant la longueur de fissure, a , la plage de contrainte appliquée, ΔS , et la solution de facteur d'intensité de contrainte, K , pour la pièce en question. ΔK est défini comme

$$\Delta K_I = \Delta K = K_{\max} - K_{\min} = S_{\max}\sqrt{\pi a} - S_{\min}\sqrt{\pi a} = (S_{\max} - S_{\min})\sqrt{\pi a} = \Delta S\sqrt{\pi a} \quad (\text{Eq.I.6})$$

Le facteur d'intensité de contrainte $K = \alpha S\sqrt{\pi a}$ étant indéfini en compression, K_{\min} est pris nul si S_{\min} est en compression. La corrélation pour le chargement à amplitude constante est généralement un tracé log-log du taux de croissance des fissures de fatigue, da/dN , en m/cycle, par rapport à la plage de facteurs d'intensité de contrainte en mode d'ouverture ΔK_I (ou ΔK), en $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$. Comme ΔK dépend principalement de ΔS , a et de la géométrie (paramètre géométrique α), de nombreux modèles ont été proposés et développés de la forme

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta S, a, \alpha) = f(\Delta K) \quad (\text{Eq.I.7})$$

Une fois que les données a en fonction de N sont réduites aux données da/dN en fonction ΔK , la courbe générée est essentiellement indépendante de la longueur initiale de la fissure, sauf si la fissure initiale est petite.

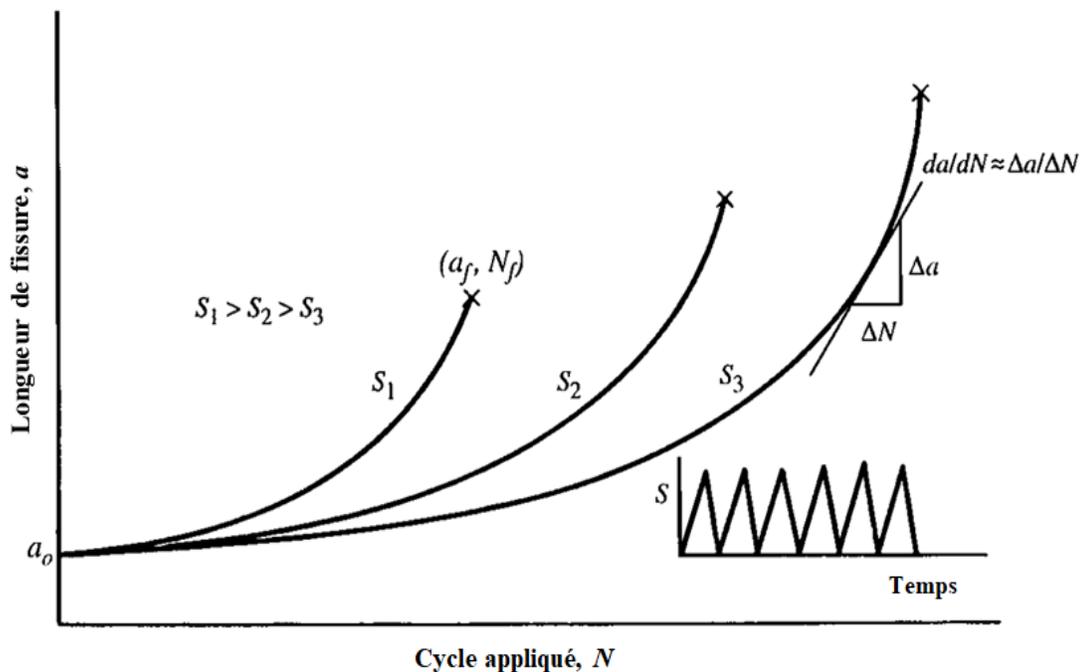


Figure I.8. Longueur de fissure de fatigue par rapport aux cycles appliqués. La fracture est indiquée par le x.

Ainsi, les trois courbes a en fonction de N illustrées à la Figure I.8, une fois réduites aux données da/dN en fonction de ΔK . Le facteur d'intensité de contrainte élastique est souvent applicable à la croissance des fissures de fatigue, même dans le cas d'un comportement de matériau à faible résistance et à haute ductilité, car les valeurs de K nécessaires pour provoquer la croissance des fissures de fatigue sont généralement assez faibles. Ainsi, les tailles de zone plastique à la pointe de la fissure sous chargement de fatigue sont souvent suffisamment petites pour que même ces matériaux permettent d'appliquer l'approche MREL. À des taux de croissance de fissures très élevés, certaines difficultés peuvent survenir en raison de la grande taille des zones plastiques.

I.2.4.1 Courbe de fissuration ($da/dN = f(\Delta K)$)

Ces effets sont abordés dans divers articles, par exemple par Schijve [48], Liaw [49] (en mettant l'accent sur les effets de fermeture des fissures proches du seuil ΔK_{th} pour la propagation stable des fissures par fatigue) et Fleck [50]. La principale signification technique des effets de fermeture des fissures est le retardement de la propagation des fissures de fatigue qui, cependant, dépend fortement des conditions de chargement. Par conséquent, une connaissance quantitative des effets de fermeture de fissure est importante afin d'éviter une prévision non conservatrice de la durée de vie en fatigue pour les conditions de chargement où les effets de fermeture des fissures sont moins développés que pour les essais en laboratoire. Outre l'inclusion des effets de fermeture des fissures dans les concepts d'intégrité structurelle, ils peuvent également être utilisés pour la réparation des fissures de fatigue par infiltration de métal. Malgré de nombreuses publications scientifiques et techniques, le phénomène de fermeture de fissure appartient à ce groupe de mécanismes de fatigue de base qui ne sont pas encore entièrement compris, en particulier en ce qui concerne les implications dans le régime de fatigue de fissure-courte. Par conséquent, l'importance de la fermeture des fissures de fatigue fait l'objet de discussion en trois grandes régions. La région I est la région proche du seuil et indique une valeur seuil, ΔK_{th} , en dessous de laquelle il n'y a pas de croissance de fissure observable. Ce seuil se produit à des taux de croissance des fissures de l'ordre de 1×10^{-10} m/cycle ($\sim 4 \times 10^{-9}$ in./cycle) ou moins, selon la norme ASTM E647 [47]. En dessous de ΔK_{th} , les fissures de fatigue sont caractérisées comme des fissures non propagatives. La microstructure, la contrainte moyenne, la fréquence et l'environnement contrôlent principalement la croissance des fissures dans la région I. La région II montre essentiellement une relation linéaire entre $\log da/dN$ et le $\log \Delta K$, qui correspond à la formule :

$$\frac{da}{dN} = A(\Delta K)^n \quad (\text{Eq.I.8})$$

Cette dernière est suggérée pour la première fois par Paris, Gomez et Anderson [51], n est la pente de la droite et A est un coefficient. La croissance des fissures de fatigue de la région II correspond à une croissance stable des fissures macroscopiques qui est généralement contrôlée par l'environnement. La microstructure et la contrainte moyenne ont moins d'influence sur le comportement de croissance des fissures de fatigue dans la région II que dans la région I. Dans la

région III, le taux de croissance des fissures de fatigue sont très élevés à mesure qu'ils approchent de l'instabilité, et peu de durée de vie de la croissance des fissures de fatigue est impliquée. Cette région est contrôlée principalement par la ténacité à la rupture K_c ou K_{Ic} , qui à son tour dépend de la microstructure, de la contrainte moyenne et de l'environnement.

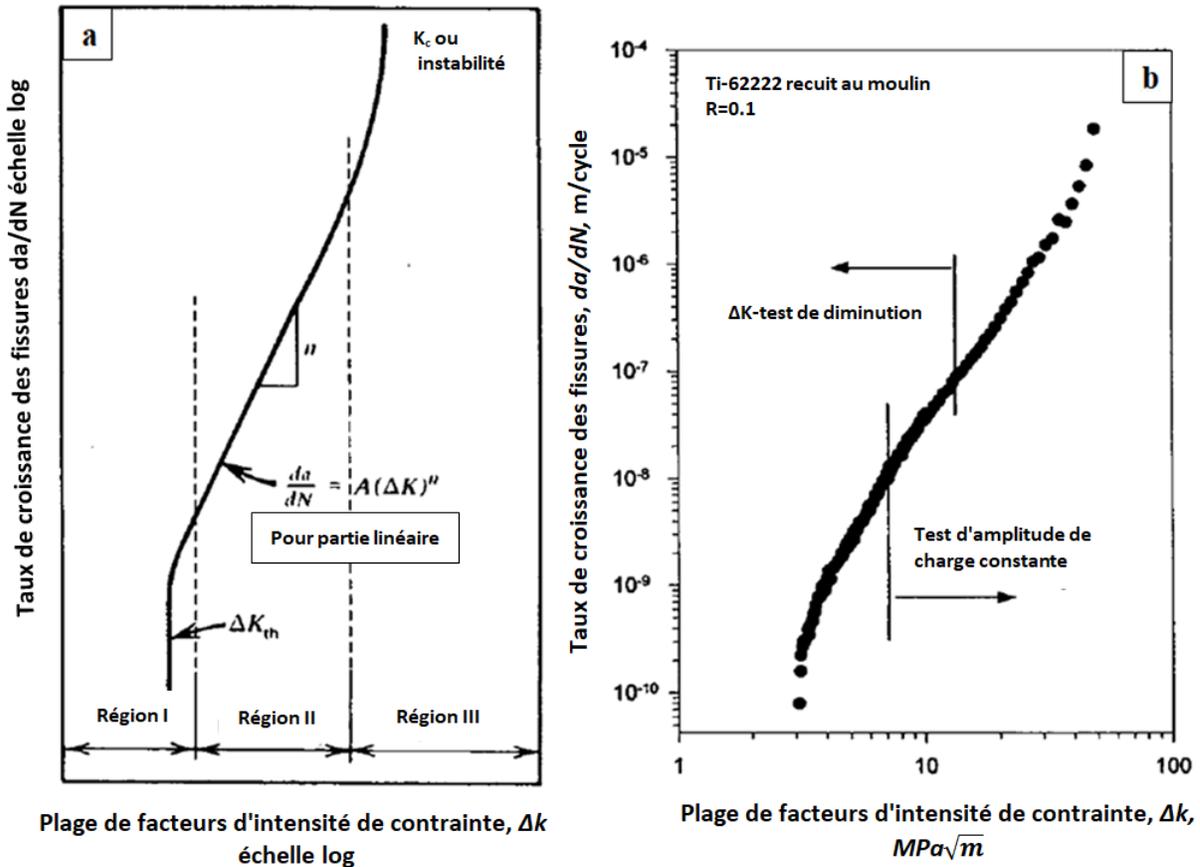


Figure I.9. a) Comportement sigmoïde schématisé de la vitesse de croissance des fissures de fatigue en fonction de ΔK . b) Données sur le taux de croissance des fissures de fatigue pour l'alliage de titane Ti-62222.

Pour un matériau et un environnement donnés, le comportement de croissance des fissures de fatigue illustré à la Figure I.9.a est essentiellement le même pour différents spécimens ou composants car la plage de facteurs d'intensité de contrainte est le principal facteur de contrôle de la croissance des fissures de fatigue. Cela permet d'utiliser le taux de croissance des fissures de fatigue par rapport aux données ΔK obtenues dans des conditions d'amplitude constante avec des configurations d'échantillons simples dans des situations de conception. Si l'on connaît l'expression du facteur d'intensité de contrainte, K , pour un composant et un chargement donnés, la durée de croissance de la fissure de fatigue du composant peut être obtenue en intégrant la courbe sigmoïde entre les limites de la taille de fissure initiale et de la taille de fissure finale.

L'équation I.8 et d'autres relations empiriques décrivant le comportement de croissance des fissures de fatigue sont souvent utilisées dans la procédure d'intégration.

Dans de nombreux cas, l'intégration de l'équation I.8 par extrapolation aux deux régions I et III peut être satisfaisante, car elle donne souvent des valeurs conservatrices de durée de vie de la croissance des fissures de fatigue. Extrapolation de l'équation I.8 à la région I peut être conservatrice ou non conservatrice, tandis que l'extrapolation à la région III est non conservatrice en raison de la nature de la courbe sigmoïdale da/dN en fonction de ΔK . Cependant, la durée de vie de croissance des fissures de fatigue passée dans la région III est faible par rapport à celle des régions I et II ; ainsi, l'intégration de l'équation de Paris sur l'ensemble du régime de croissance des fissures peut être raisonnable. D'autres facteurs peuvent être pris en considération concernant cette approche, tels que les effets de contrainte moyenne et le comportement de croissance des petites fissures. La plus grande utilisation de la Figure I.9.a et b ont traditionnellement utilisées dans la conception tolérante aux dommages pour de nombreuses applications aérospatiales, ainsi que les systèmes d'énergie nucléaire ainsi que l'analyse des défaillances fractographiques. Le comportement de taux de croissance des fissures de fatigue est également devenu important dans la sélection des matériaux et les conceptions de prototypes comparatifs dans de nombreuses autres applications. Cependant, comme pour toutes les propriétés de fatigue des matériaux à amplitude constante, ces données à elles seules ne fournissent pas suffisamment d'informations sur l'interaction de la croissance des fissures de fatigue ou les effets de la séquence de charge [52]

I.2.5 Fermeture de fissure pendant la propagation

Le terme fermeture de fissure fait référence à un contact prématuré des faces de la fissure lors du déchargement de la tension. Par conséquent, la force motrice de la fissure au fond de la fissure n'est pas active pendant tout le cycle de fatigue. En toute rigueur, seule la partie des cycles de fatigue pendant laquelle la fissure est ouverte contribue à la propagation de la fissure. C'est Elber dans les années 1960 qui a orienté les recherches en fatigue des métaux vers les effets de fermeture des fissures [35,53]. Idéalement, si une fissure est parfaitement tranchante et se comporte de manière complètement élastique, alors une fissure ne devrait se fermer que lorsque le déchargement de la tension est terminé, c'est-à-dire lorsqu'il atteint $\sigma = 0$. Cependant, une telle situation nécessite une fissure parfaitement tranchante et complètement élastique. Généralement, la propagation des fissures de fatigue dans les métaux et alliages se produit avec une déformation plastique prononcée en avant du fond de fissure (Figure I.10a). En raison de l'augmentation de la plage du facteur d'intensité de contrainte ΔK avec l'augmentation de la longueur de fissure et une amplitude de contrainte à distance constante, $\Delta\sigma/2 = \text{constante}$, la taille de la zone plastique en avant du fond de fissure augmente (Figure I.10b-c). Pendant l'avancée de la fissure, la zone plastique reste dans le sillage du fond de fissure proprement dit. L'avance de fissure se produit pendant le chargement jusqu'au pic de tension dans la zone déformée plastiquement conduisant principalement à un soulagement de l'énergie élastique. Lors du déchargement, la fissure étirée,

les faces entrent en contact avant le déchargement complet de la tension à distance. La contrainte est définie comme la contrainte de fermeture de fissure σ_{cl} (point B sur la Figure I.10d). Un déchargement supplémentaire conduit à une fermeture progressive de la fissure complète, et donc la pente de la courbe charge-déplacement illustrée à la Figure I.10 se rapproche du comportement du matériau sans fissure de fatigue. Le comportement décrit ci-dessus correspond à l'expérience originale d'Elber [35,53], qui a fixé un extensomètre près de la pointe d'une fissure se propageant, comme le montre schématiquement. Ce type de phénomène de fermeture de fissure a été appelé fermeture de fissure induite par la plasticité.

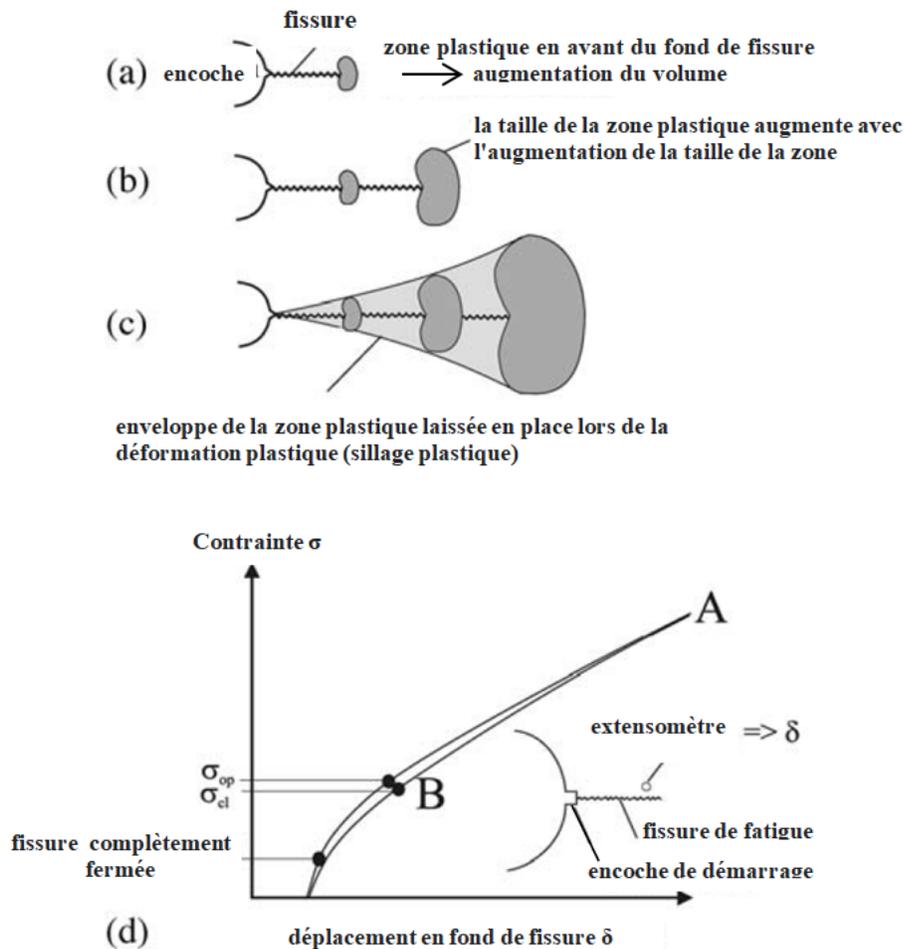


Figure I.10. Représentation schématique du mécanisme de fermeture des fissures de fatigue selon Elber[53]: (a–c) développement d'un sillage plastique, (d) correspondant diagramme de contrainte par rapport à l'ouverture de fissure.

Aujourd'hui, la fermeture de fissure induite par la plasticité est le mécanisme de fermeture de fissure le plus largement intégré dans diverses méthodes d'évaluation de la durée de vie en fatigue [54]. Cependant, ce n'est pas nécessairement la fermeture de la plus haute importance physique et technique. Surtout dans le cas de fissures de fatigue courtes, il semble évident que le

sillage plastique est court par définition, et donc son influence est assez limitée [55]. Outre la fermeture des fissures induite par la plasticité, il existe plusieurs autres mécanismes qui provoquent un contact prématuré des faces des fissures, c'est-à-dire la fermeture des fissures :

- augmentation de volume au voisinage du fond de fissure due à la transformation de phase induite par déformation (fermeture de fissure induite par transformation),
- oxydation des nouvelles surfaces générée par l'avance de fissure (fermeture de fissure induite par oxydation),
- pénétration d'un fluide très visqueux dans la fissure (fermeture de fissure induite par le fluide),
- incompatibilités géométriques des surfaces de fissures générées (fermeture de fissure induite par la rugosité ou la géométrie).

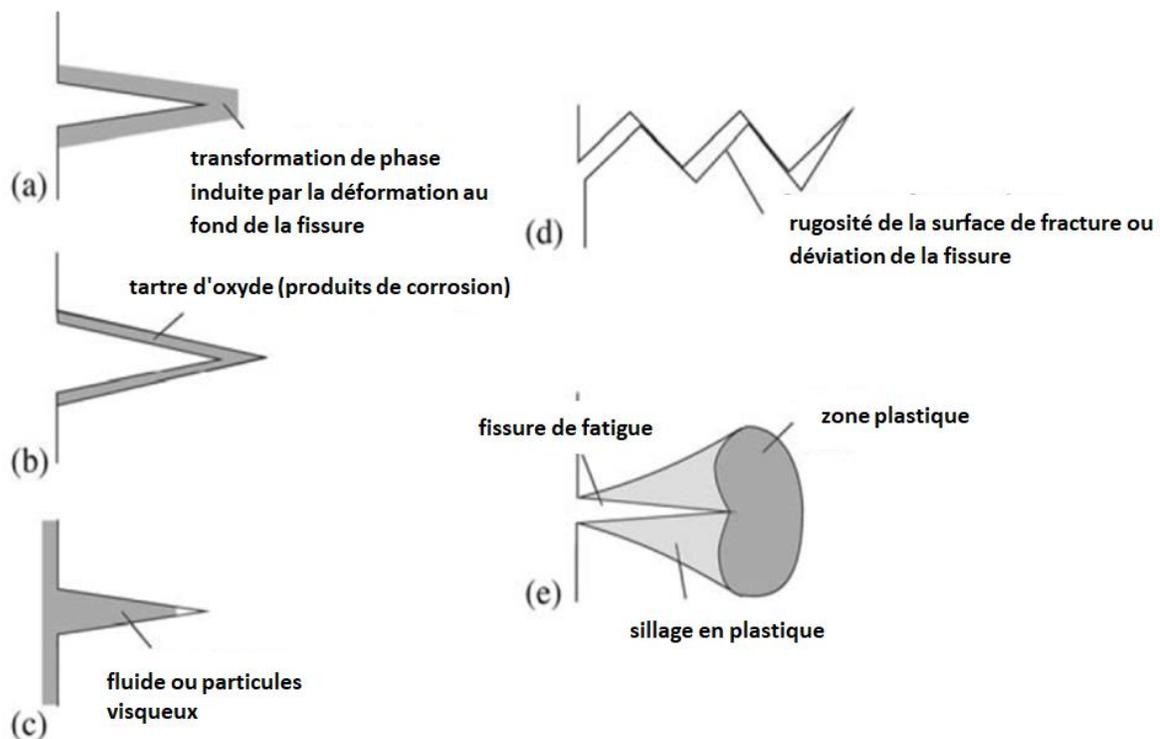


Figure I.11. Mécanismes généraux de fermeture des fissures : (a) transformation induite la fermeture de fissure, (b) fermeture de fissure induite par l'oxydation, (c) induite par le fluide fermeture de fissure, (d) fermeture de fissure induite par la rugosité ou la géométrie et (e) fermeture de fissure induite par la plasticité.

Les idées de base de ces mécanismes sont représentées schématiquement sur la Figure I.11 L'importance de la technique des effets de fermeture des fissures devient évidente lorsqu'on suit la compréhension commune que les fissures de fatigue ne peuvent se développer que lorsqu'elles sont complètement ouvertes. Ceci est illustré schématiquement à la Figure I.12. Ainsi, la plage

du facteur d'intensité de contrainte ΔK doit être réduite de la partie de la plage d'intensité de contrainte où la fissure est fermée, ΔK_{cl} , ce qui donne la plage effective du facteur d'intensité de contrainte ΔK_{eff} conduisant réellement à une propagation stable de longues fissures de fatigue :

$$\Delta K_{eff} = K_{max} - K_{cl/op} = (\sigma_{max} - \sigma_{cl/op})\sqrt{\pi a}Y \quad (\text{Eq.I.9})$$

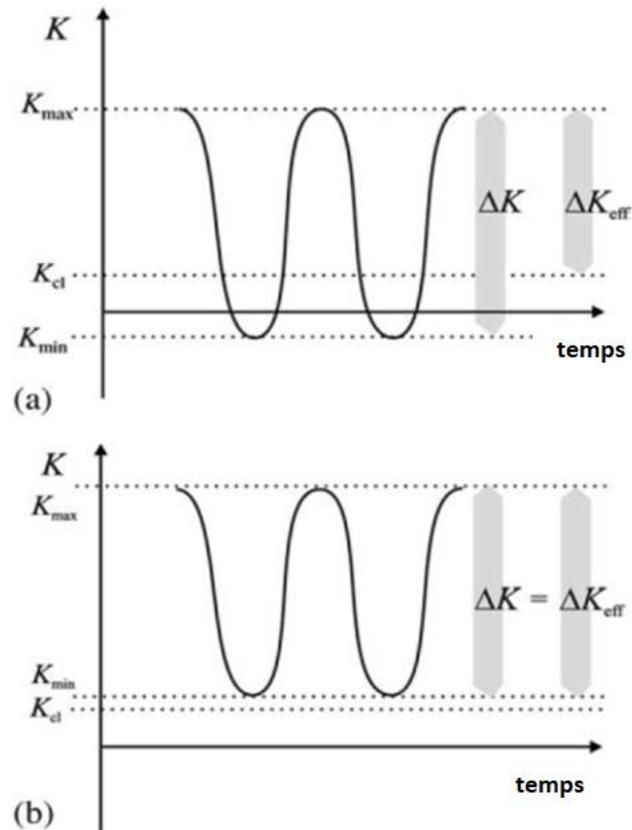


Figure I.12. Efficacité du facteur d'intensité de contrainte ΔK_{eff} pour (a) rapports de contraintes petits et négatifs et (b) pour des rapports de contrainte plus élevés. Seulement une partie de ΔK contribue aux dommages par fatigue là où la fissure est ouverte.

Certes, il ne s'agit là que d'une représentation très simplifiée d'un phénomène très complexe en conditions réelles, où, par exemple, la superposition de surcharges ou l'influence de l'environnement affecte le retard de propagation des fissures de fatigue induit par la fermeture des fissures. La principale signification technique des effets de fermeture des fissures est le retardement de la propagation des fissures de fatigue qui, cependant, dépend fortement des conditions de chargement [36, 37, 38].

I.3 Essais de fatigue : procédures expérimentales

Éprouvettes de traction en fatigue telles que construites dans trois orientations différentes (0° , 45° et 90° dans une plaque de construction) ont été testés à température ambiante à l'aide d'un INSTRON servo-hydraulique. La machine d'essai de fatigue 8516 est équipée d'une force de cellule de 5kN. Amplitude constante Des essais uniaxiaux contrôlés en contrainte ont été effectués avec une fréquence de $f = 10$ Hz (forme d'onde est sinusoïdal) et un rapport de charge donné R pour se conformer aux exigences de l'industrie aéronautique. Toute la nomenclature relative aux essais de fatigue (contrainte maximale σ_{\max} , plage de contraintes $\Delta\sigma$, rapport de contraintes R , éprouvette) sont définis dans la figure I.13. Les niveaux de contraintes cycliques ont été calculés en utilisant la section moyenne de l'échantillon. Des essais de fatigue ont été effectués jusqu'à rupture ou arrêtés après 10^7 cycles. Étant donné que le niveau de contrainte correspondant à des durées de vie en fatigue de 10^5 cycles est couramment utilisé pour conception en fatigue dans les industries aéronautiques, ces durées de vie ont été ciblées pour la plupart des essais de fatigue. [57]

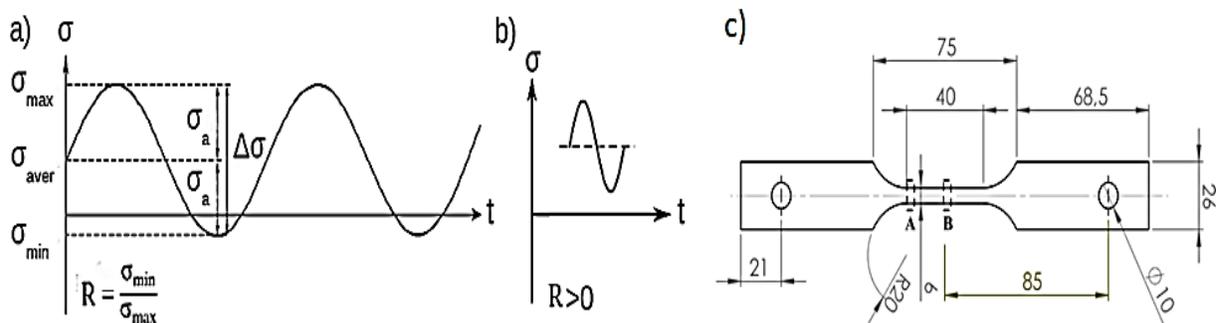


Figure.I. 13. Illustration schématique d'un signal de fatigue sinusoïdal. (a) Exemple de deux cycles de fatigue permet de définir les contraintes. (b) Exemple d'un cycle de traction-traction de fatigue avec $R > 0$. (c) Eprouvette selon la norme ASTM E8 [57]

I.3.1 Les machines d'essai de fatigue

Deux types différents de machines d'essai sont généralement adoptés dans les laboratoires mécaniques pour effectuer des essais de fatigue avec chargement aléatoire. Ils sont dits servo-hydrauliques, figure I.14a-b. Les machines servo-hydrauliques imposent une force ou un couple comme excitation d'entrée (l'accélération est généralement contrôlée avec une commande en boucle fermée). Les agitateurs électrodynamiques (figure I.14b) ont le grand avantage de permettre à leur table d'être conduit à des fréquences élevées. Par conséquent, les tests de fatigue par tables vibrantes prennent beaucoup moins de temps que les essais par des machines servo-hydrauliques. En revanche, dans les machines servo-hydrauliques, la force ou le couple appliqué à l'éprouvette est contrôlé directement par le système de commande ; cela permet à l'état de contrainte local dans l'échantillon d'être directement lié à la force appliquée [58].

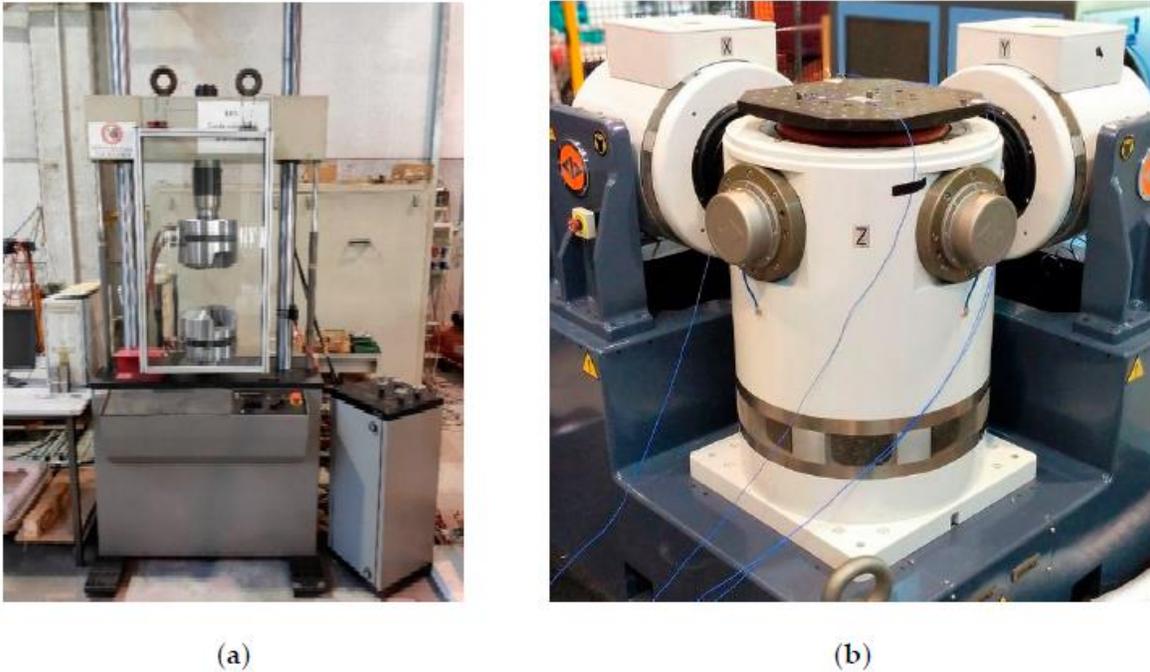


Figure.I. 14. Machines d'essai adoptées dans les laboratoires de mécanique : (a) servo-hydrauliques ; (b) électrodynamique table vibrante[58]

I.4 Critères de fatigue uniaxiale

L'application des critères de fatigue uniaxiale porte sur le calcul de la contrainte équivalente qui peut être comparée (et corrigée en présence de contrainte moyenne) à la limite de fatigue des courbes S-N standard. La contrainte équivalente est la contrainte équivalente de von Mises, qui peut être obtenue à partir des composantes du tenseur des contraintes en appliquant la formule suivante [59]:

$$\sigma_{eq,yM} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]} \quad (\text{Eq.I.10})$$

Il existe deux variantes de base, dans lesquelles l'amplitude et la valeur moyenne de la contrainte équivalente peuvent être dérivées calculer la contrainte équivalente à chaque instant, ou la calculer à partir de la plage maximale des composantes du tenseur de contrainte pendant le cycle de chargement.

Considérant les applications d'ingénierie, les composants soumis à des conditions de chargement cycliques en présence de charges moyennes sont couramment observées. Les résultats bien connus fournis par (Goodman, 1899; Haigh, 1917), ont montré que la présence d'une contrainte de traction moyenne tend à diminuer la limite de fatigue des matériaux alors qu'une compression peut l'augmenter. Physiquement parlant, cela peut s'expliquer par le fait que les charges de traction ont tendance à s'ouvrir les fissures préexistantes alors que les charges de compression

ont tendance à les maintenir fermées. Une voie commune pour représenter l'influence de la contrainte moyenne dans les problèmes de fatigue est d'exprimer l'endurance à la fatigue du matériau (amplitude de contrainte) en termes de contrainte moyenne, par exemple :

- Équation de Goodman (Goodman, 1899) :

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right) \quad (\text{Eq.I.11})$$

- Équation de Gerber (Gerber, 1874) :

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}}\right)^2\right] \quad (\text{Eq.I.12})$$

- Équation de Soderberg (Soderberg, 1939) :

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_y}\right) \quad (\text{Eq.I.13})$$

Où σ_m est la contrainte moyenne, σ_{ut} la contrainte ultime, σ_y la limite d'élasticité et σ_{-1} la limite de fatigue pour un essai axial complètement inversé (rapport de charge $R_\sigma = -1$). La figure I.15 illustre la forme de ces équations. Comme on peut le voir, Soderberg est le modèle le plus conservateur alors que Gerber est le plus optimiste. En général, leur précision dépendra du matériau analysé.

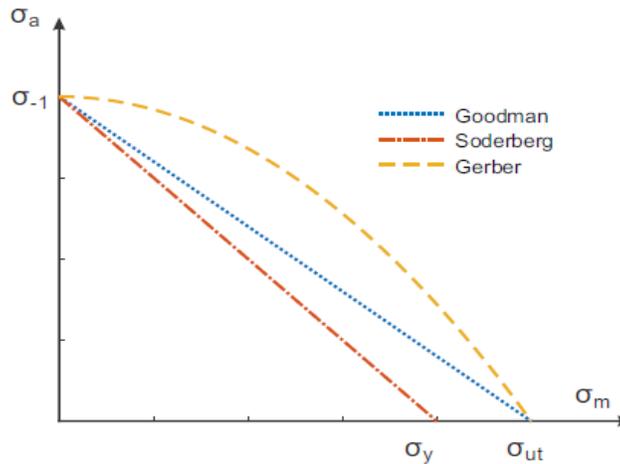


Figure I. 15. Représentation schématique du diagramme de Haigh pour une durée de vie constante.

I.4.1 Contrainte signée Von Mises (VMI1)

La solution décrite ici comme la contrainte de Von Mises signée (VMI1) analyse la contrainte équivalente signée par le signe du premier invariant du tenseur des contraintes lors du

chargement. Les maxima et minima de la contrainte de von Mises actuelle signée lors du chargement servent à définir l'amplitude et la contrainte moyenne [59] :

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\max_t[\sigma_{eq,vM} \operatorname{sgn}(I_1)] - \min_t[\sigma_{eq,vM} \operatorname{sgn}(I_1)]}{2} \\ \sigma_m &= \frac{\max_t[\sigma_{eq,vM} \operatorname{sgn}(I_1)] + \min_t[\sigma_{eq,vM} \operatorname{sgn}(I_1)]}{2}\end{aligned}\quad (\text{Eq.I.14})$$

I.4.2 Methode de Manson-McKnight (MMK)

En revanche, les différentes variantes de la méthode de Manson-McKnight (MMK) [60] calculent l'amplitude et les contraintes moyennes à partir des maxima et minima de chaque composante du tenseur des contraintes pendant le cycle de chargement :

$$\begin{aligned}\sigma_{i,a} &= \frac{\max_t(\sigma_i) - \min_t(\sigma_i)}{2}, & \tau_{ij,a} &= \frac{\max_t(\tau_{ij}) - \min_t(\tau_{ij})}{2}, \\ \sigma_{i,m} &= \frac{\max_t(\sigma_i) + \min_t(\sigma_i)}{2}, & \tau_{ij,m} &= \frac{\max_t(\tau_{ij}) + \min_t(\tau_{ij})}{2}.\end{aligned}\quad (\text{Eq.I.15})$$

Dans cette approche, les tenseurs des amplitudes peuvent être transformés en amplitude de contrainte équivalente et en contrainte moyenne équivalente par les formules suivantes :

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_{x,a} - \sigma_{y,a})^2 + (\sigma_{y,a} - \sigma_{z,a})^2 + (\sigma_{z,a} - \sigma_{x,a})^2 + 6(\tau_{xy,a}^2 + \tau_{yz,a}^2 + \tau_{zx,a}^2) \right]} \quad (\text{Eq.I.16})$$

$$\sigma_m^* = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_{x,m} - \sigma_{y,m})^2 + (\sigma_{y,m} - \sigma_{z,m})^2 + (\sigma_{z,m} - \sigma_{x,m})^2 + 6(\tau_{xy,m}^2 + \tau_{yz,m}^2 + \tau_{zx,m}^2) \right]} \quad (\text{Eq.I.17})$$

Les variantes individuelles de la méthode Manson-MoKnight présentées ici diffèrent principalement dans la détermination de la valeur de contrainte moyenne équivalente finale, appelée ici σ_{rr} . Cette valeur est calculée à partir de σ_m^* . La méthode originale de Manson-MoKnight utilisait également le premier invariant de contrainte, mais dans sa valeur maximale lors du chargement :

$$\sigma_m = \sigma_m^* \operatorname{sgn}(I_{1,d}) \quad (\text{Eq.I.18})$$

Où $I_{1,d}$ est la valeur du premier invariant du tenseur de contrainte au moment où il atteint la plus grande valeur pendant le cycle de charge.

I.4.3 Methode de Manson-McKnight modifier (MMM)

Les variantes modifiées MMM ont été introduites principalement parce qu'il était entendu que de très légers changements dans le chargement peuvent avoir un impact prononcé de manière inappropriée [60] sur le signe final de σ_m .

Nous avons deux variantes différentes, où la multiplication est utilisée [60] :

$$\sigma_{ma} = \sigma_m^* \frac{\sigma_{1,max} + \sigma_{3,min}}{\sigma_{1,max} - \sigma_{3,min}} \quad (\text{Eq.I.19})$$

Ici, les maxima et les minima sont définis pendant le cycle de charge en supposant que σ_1 est la contrainte principale la plus élevée, tandis que σ_3 correspond à la contrainte principale la plus faible. Bien que la deuxième variante ne semble différer que légèrement, il s'agit d'une solution distincte :

$$\sigma_m = \sigma_m^* \frac{\Sigma\sigma_1 + \Sigma\sigma_3}{\Sigma\sigma_1 - \Sigma\sigma_3} \quad (\text{Eq.I.20})$$

Selon Filippini et al. [61], l'expression est étiquetée comme MMMK-F. Afin de comprendre la signification des caractères Σ , les formules suivantes sont nécessaires :

$$\Sigma\sigma_1 = \sigma_{1,max} + \sigma_{1,min}, \quad \Sigma\sigma_3 = \sigma_{3,max} + \sigma_{3,min} \quad (\text{Eq.I.21})$$

I.4.4 Correction de contrainte moyenne

Les cas de charge examinés de nombreuses expériences évaluées entraînent des contraintes moyennes non nulles σ_m , de sorte que la contrainte moyenne doit être incluse dans l'évaluation. Pour cela, nous utiliserons le facteur de correction de Walker pour la contrainte moyenne. Son utilisation est proposée dans [60]:

$$\sigma_{a,eq} = \sigma_a^\gamma (\sigma_m + \sigma_a)^{1-\gamma} \quad (\text{Eq.I.22})$$

Cette équation a donné des meilleurs résultats que d'autres corrections (Goodman, Gerber, ..). Habituellement, la valeur du paramètre γ doit être déterminée à partir des données expérimentales. Grâce aux jeux de données expérimentales de la base de données FatLim [1], les informations sur la limite de fatigue en chargement axial répété f_0 pourraient être utilisées :

$$\gamma = 1 - \frac{\log\left(2\frac{f-1}{f_0}\right)}{\log(2)} \quad (\text{Eq.I.23})$$

I.5 Critères de fatigue multiaxiale

L'un des problèmes les plus difficiles dans l'estimation de la durée de vie en fatigue multiaxiale est de déterminer l'état de contrainte-déformation d'un composant soumis à une charge multiaxiale. Le problème est particulièrement complexe dans les cas où les déformations plastiques sont importantes ou lorsque les différentes composantes de la déformation changent à des moments différents, c'est-à-dire en cas de chargement non proportionnel. Un modèle de plasticité complet pour le chargement de fatigue multiaxial doit être capable de prendre en compte de multiples phénomènes de déformation, y compris l'écroutissage. De nos jours, de

nombreux critères de fatigue multiaxiaux sont appliqués aux structures pour la prédiction de la durée de vie en fatigue. Mais, aucune méthode d'analyse unique n'est appropriée pour toutes les situations de fatigue multiaxiale, car les mécanismes d'accumulation des dommages de fatigue dépendent du matériau, de la géométrie de l'entaille, du niveau de contrainte et de l'état de contrainte. Les modèles d'endommagement par fatigue multiaxiale sont classés en trois catégories principales : l'approche basée sur la contrainte-déformation, l'approche basée sur l'énergie et l'approche du plan critique. Les approches basées sur les contraintes pouvaient être divisées en quatre sous-catégories : contrainte équivalente empirique, invariants de contrainte, contrainte moyenne et contrainte plane critique. Ces critères sont largement utilisés dans les domaines de l'ingénierie mécanique, de l'aéronautique, de l'automobile et de la construction navale, entre autres.

I.5.1 Plan critique

Les modèles suivants appartiennent au groupe des modèles basés sur les contraintes et sont appliqués pour considérer l'aspect du plan critique [62]. Il est défini comme celui dans lequel la rupture maximale se produit et la durée de vie en fatigue dépend d'une combinaison de contraintes et/ou de déformations agissant le long d'un plan. En fonction de l'état des contraintes, de l'environnement, de la géométrie de l'élément et de l'amplitude des contraintes, le processus de fatigue est dominé par la formation de fissures dans le plan de contrainte maximale de cisaillement ou de contrainte normale.

Les critères basés sur l'analyse de l'état de contrainte dans le plan critique sont considérés comme faisant référence aux facteurs qui détruisent le matériau, car ils se rapportent aux plans dans lesquels les fissures de fatigue s'amorcent et se développent. On pense qu'ils sont les plus proches des processus de fatigue se produisant dans les matériaux. Ces critères appartiennent au groupe des modèles informatiques les plus développés et ont reçu de nombreuses modifications. [63]

I.5.1.1 Le critère de Findley

Findley (1959), [64] a proposé une combinaison linéaire de la contrainte normale σ_n et de la contrainte de cisaillement $\tau_{ns,c}$ dans le plan critique pour un nombre donné de cycles jusqu'à la rupture

$$\tau_{ns,c} + k\sigma_n = f \quad (\text{Eq.I.24})$$

où f et k sont des coefficients dépend du matériau. Un concept similaire a été proposé par Stulen et Cummings [65]. Ce critère a été formulé et testé pour une combinaison proportionnelle de flexion cyclique et de torsion. Puis la relation a été élargie afin de prendre en compte l'influence d'une valeur de contrainte moyenne

$$\tau_{ns,a,c} + k\sigma_{n,\max} = f \quad (\text{Eq.I.25})$$

Ce critère était efficace pour une combinaison proportionnelle de flexion et de torsion sous le même rapport d'amplitudes de contrainte normale à cisaillement pour un chargement variable et un chargement statique ($\sigma_a/\tau_a = \sigma_m/\tau_m$). Le plan critique est défini comme le plan connaissant la plus grande valeur f . Selon Findley, l'orientation du plan critique dans le cas de valeurs de contrainte moyennes nulles dépend de la direction de la contrainte principale maximale σ_1 et du coefficient de matériau k . Findley a remarqué que la valeur de k était petite pour les matériaux ductiles et que la position du plan critique pour ces matériaux se rapproche de la direction de la contrainte de cisaillement maximale ($\alpha = \pi/4$). Une valeur de k élevée ($\alpha = 0$) est caractéristique des matériaux fragiles comme la fonte, et la position du plan critique est alors compatible avec la position de la direction de contrainte principale maximale σ_1 . Dans le cas de contraintes moyennes différentes de zéro, la position du plan critique dépend non seulement de la direction de la contrainte principale maximale σ_1 et de la valeur de k , mais aussi des niveaux de contraintes variables et statiques.

Lorsque les contraintes moyennes de flexion et de torsion sont élevées par rapport aux contraintes variables, la valeur de α tend vers zéro, c'est-à-dire que le plan critique est le plan de la contrainte principale maximale σ_1 . Supposition faite par Findley que le plan critique est le plan connaissant la plus grande valeur f , l'équation (I.25) est correcte du point de vue mathématique. Mais, à partir d'observations expérimentales, il est évident que lors d'essais de traction-compression uniaxiale, des fissures ne se forment que dans le plan du cisaillement maximal ou de la contrainte normale. Selon l'équation (I.25) la contrainte de cisaillement τ_{ns} influe toujours sur la durée de vie en fatigue, elle nous amène à conclure que même sous des essais de traction-compression l'orientation du plan critique ne coïncidera jamais avec le plan de la contrainte normale maximale, ce qui n'est pas vrai pour certains types de matériaux (par exemple matériaux fragiles). Findley n'a pas défini de formule mathématique pour le coefficient f . Certains chercheurs [66,67] supposent qu'il peut être déterminé à partir de la fissuration en mode cisaillement

$$\tau_{ns,a,c} + k\sigma_{n,max} = \tau'_f(2N_f)^b \quad (\text{Eq.I.26})$$

I.5.1.2 Le modèle de fatigue de Dang Van

Ce critère est basé sur la notion de micro-contraintes dans le volume critique de matériau. Un tel modèle a été construit sur la base d'observations des processus locaux de nucléation des fissures dans les grains. À la suite de la déformation plastique, les bandes de glissement intra-cristallines se forment en grains, qui commencent le processus de fissure. Dang Van [68–70] a proposé qu'un paramètre important responsable de la nucléation des fissures le long des bandes de glissement est la contrainte de cisaillement microscopique τ_μ dans la zone des grains. Le deuxième paramètre également très important selon l'auteur est la contrainte hydrostatique microscopique $\sigma_{\mu,h}$, qui influence le processus d'ouverture des fissures. Ces deux paramètres de fatigue proposés interviennent dans une fonction linéaire

$$\tau_{\mu}(t) + a_1 \sigma_{\mu,h}(t) = a_2, \quad (\text{Eq.I.27})$$

Où a_1, a_2 sont des constantes déterminées à partir d'essais de fatigue uniaxiale cyclique. La contrainte de cisaillement microscopique τ_{μ} est calculée à partir des contraintes principales microscopiques selon l'hypothèse de Tresca :

$$\tau_{\mu}(t) = \frac{1}{2} [\sigma_{\mu,1}(t) - \sigma_{\mu,3}(t)] \quad (\text{Eq.I.28})$$

Les contraintes principales microscopiques $\sigma_{\mu,1}(t), \sigma_{\mu,3}(t)$ sont calculées à partir du tenseur des contraintes microscopiques $\sigma_{\mu,ij}(t)$. Ce tenseur est calculé comme la somme du tenseur des contraintes macroscopiques $\sigma_{ij}(t)$ et de la partie déviatorique du tenseur des contraintes résiduelles stabilisées, $dev \rho^*$

$$\sigma_{\mu,ij}(t) = \sigma_{ij}(t) + dev \rho^* \quad (\text{Eq.I.29})$$

Ainsi, la position du plan critique (correspondant au plan de cisaillement maximum) dépend de deux grandeurs dont l'une est indépendante du temps. De ce fait, la rotation du plan de cisaillement maximal calculée à partir du tenseur de contrainte microscopique est inférieure à celle calculée à partir du tenseur de contrainte macroscopique. L'utilisation du tenseur des contraintes résiduelles stabilisées $dev \rho^*$ distingue cette proposition des autres critères de fatigue.

I.5.1.3 Modèle de Carpinteri et al.

Le critère Carpinteri-Spagnoli modifié s'est avéré à l'origine adapté aux éprouvettes lisses et à encoches émoussées [71], puis étendu aux assemblages soudés confrontés à une fatigue multiaxiale [72]. La base du critère original est constituée d'observations expérimentales qui ont démontré une corrélation entre le plan de la fissure de fatigue et la direction des contraintes/déformations principales maximales et de la contrainte/déformation maximale de cisaillement [71]. Deux étapes ont été distinguées : l'initiation de la fissure sous l'effet de la contrainte de cisaillement et la croissance de la fissure de fatigue dans le plan normal à la direction de la contrainte principale maximale. De manière intéressante, ce critère combine les différentes approches proposées dans les codes de conception en proposant une équation d'interaction qui considère les composantes de contrainte agissant sur un plan critique directement lié à la direction de contrainte principale moyenne.

Le critère modifié de Carpinteri-Spagnoli (MCSC) est formulé comme une combinaison quadratique de l'amplitude maximale de la contrainte normale et de l'amplitude de la contrainte de cisaillement agissant sur le plan critique [73]:

$$\left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{A,-1}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_A}{\tau_{A,-1}} \right)^2 \leq 1 \quad (\text{Eq.I.30})$$

- $\sigma_{A,-1}$ = Limite de fatigue normale entièrement inversée pour la flexion ($R = -1$)
- $\tau_{A,-1}$ = Limite de fatigue de contrainte de cisaillement entièrement inversée pour la torsion ($R = -1$)

Afin de définir les directions des contraintes principales moyennes, il a été initialement suggéré d'appliquer une procédure de moyennage utilisant des fonctions de pondération qui se traduirait par trois angles d'Euler (θ, ψ, ϕ) déterminant l'orientation de chaque contrainte principale moyenne. Cependant, à partir d'une étude paramétrique, il a été constaté que la direction de la contrainte principale moyenne coïncide presque avec le moment où la contrainte principale atteint sa valeur maximale dans un cycle de charge. Cela a simplifié la procédure de calcul originale [72]. Dans la Figure I.16a, on peut voir comment les directions des contraintes principales moyennes (où $Z' = \hat{1}, X' = \hat{2}, Y' = \hat{3}$) sont définies en utilisant les trois angles d'Euler ϕ, θ et ψ qui correspondent à des rotations dans le sens inverse des aiguilles d'une montre autour respectivement de l'axe Z , la ligne dite des nœuds N et l'axe Z' (c'est-à-dire l'axe Z tourné) [74]. Sur la base d'observations expérimentales, une expression empirique a été formulée pour l'angle de décalage δ (résultant d'une rotation dans le sens des aiguilles d'une montre autour de l'axe $\hat{2}$) entre la normale au plan critique w et la direction moyenne de la contrainte principale maximale $\hat{1}$. L'expression empirique de δ est donnée dans l'équation I.31. De plus, un angle supplémentaire dans le sens inverse des aiguilles d'une montre autour de w est formulé. Cet angle γ permet de décrire le repère local par les axes $u n w$ comme illustré sur la Figure I.16b.

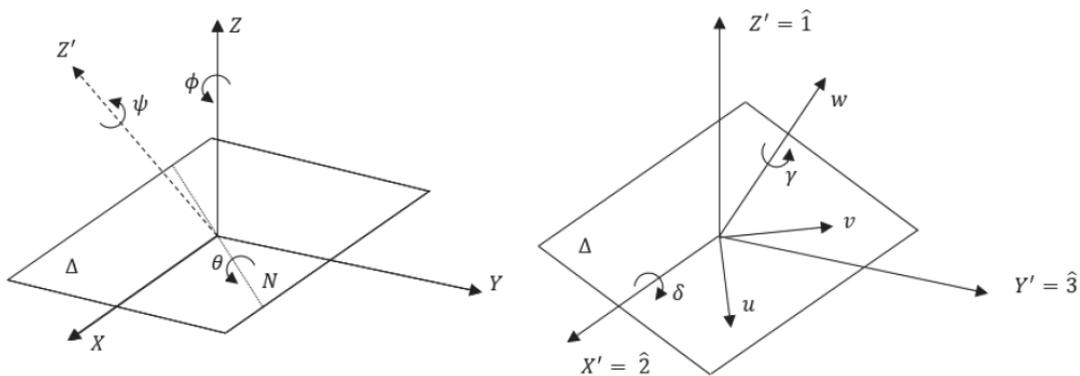


Figure.I.16. Représentation des rotations anti-horaires autour des axes Z, N et Z' , définies par trois angles d'Euler θ, ψ, ϕ (a) Relation entre les deux angles sphériques δ et γ par rapport au repère local avec axes $u n w$ (b) [74].

Différentes méthodes ont été développées pour déterminer l'amplitude de la contrainte de cisaillement agissant sur un plan critique. Dans cette étude comparative, la méthode du cercle circonscrit minimum a été utilisée. Cette méthode a été décrite dans [71–73].

$$\delta = 45 \frac{3}{2} \left[1 - \left(\frac{\tau_{af,-1}}{\sigma_{af,-1}} \right)^2 \right] \quad (\text{Eq.I.31})$$

Par lequel $\frac{1}{\sqrt{3}} < \frac{\tau_{af,-1}}{\sigma_{af,-1}} < 1$

I.5.1.4 Modèle par McDiarmid

Le critère de McDiarmid proposé [75,76] pour la fatigue multiaxiale à cycle élevé peut être exprimé par une contrainte équivalente sous la forme de

$$\tau_{aeq} = |\tau_{max}| + k\langle\sigma_n\rangle \quad (\text{Eq.I.32})$$

L'équation I.32 implique que la rupture par fatigue est causée par une combinaison linéaire de contraintes normales et de contraintes de cisaillement au niveau du plan critique, définie par la valeur maximale des contraintes de cisaillement. Le coefficient k considère un nombre différent de contraintes normales au cours du processus de détermination de la durée de vie à la fatigue et est présenté par la relation

$$k = \frac{\tau_{af}}{2\sigma_U} \quad (\text{Eq.I.33})$$

I.5.1.5 Modèle par Mataka

Mataka a proposé un critère [77] supposant que l'endommagement par fatigue du matériau est dû à la contrainte de cisaillement maximale ainsi qu'à la contrainte normale σ_n dans le plan de la contrainte de cisaillement maximale $\tau_{ns} = \tau_{13}$

$$\tau_{ns,a} + k\sigma_{n,a} = \tau'_f(2N_f)^b \quad (\text{Eq.I.34})$$

Ce critère a été formulé pour analyser la torsion cyclique, la flexion et la torsion proportionnelle avec flexion. Pour de tels cas de chargement, des directions constantes des contraintes principales sont supposées. Avec cette hypothèse, l'équation peut être écrite comme suit

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} + k\sigma_{n,a} = \tau'_f(2N_f)^b \quad (\text{Eq.I.35})$$

Le coefficient k peut être calculé à partir d'essais de fatigue uniaxiale

$$k = \frac{\tau_{af} - \sigma_{af}/2}{\sigma_{af}/2} = 2 \frac{\tau_{af}}{\sigma_{af}} - 1 \quad (\text{Eq.I.36})$$

Le plan critique est l'un des deux plans de contrainte de cisaillement maximale avec une valeur de contrainte normale plus élevée.

I.5.1.6 Modèle par Kluger-Lagoda

Kluger et Lagoda[78] avaient proposé un critère pour décrire l'effet de la contrainte moyenne, dont la valeur équivalente est présentée sous la forme :

$$\sigma_{\text{aeq}} = B\tau_n + K\sigma_n = B(\tau_{n,a} + \tau_{n,m}) + K(\sigma_{n,a} + \sigma_{n,m}) \quad (\text{Eq.I.37})$$

Si un élément est sous chargement d'amplitude de contrainte σ_a (pour la flexion ou la traction-compression) et τ_a (pour la torsion), la valeur de l'amplitude des contraintes normales dans la direction n peut s'écrire

$$\sigma_{n,a} = \sigma_a \cos^2 \alpha + \tau_a \sin 2\alpha \quad (\text{Eq.I.38})$$

et l'amplitude des contraintes de cisaillement dans la direction s comme :

$$\tau_{n,a} = -0.5\sigma_a \sin 2\alpha + \tau_a \cos 2\alpha \quad (\text{Eq.I.39})$$

Les valeurs moyennes des contraintes normales dans la direction n peuvent adapter la forme :

$$\sigma_{n,m} = \sigma_{m,p} \cos^2 \alpha + \tau_{m,p} \sin 2\alpha \quad (\text{Eq.I.40})$$

tandis que les valeurs moyennes des contraintes de cisaillement moyennes dans la direction s comme

$$\tau_{n,m} = -0.5\sigma_{m,p} \sin 2\alpha + \tau_{m,p} \cos 2\alpha \quad (\text{Eq.I.41})$$

où l'angle α est l'angle critique d'orientation du plan.

Les contraintes moyennes de $\sigma_{m,k}$ et $\tau_{m,k}$, en appliquant une correction, sont utilisées pour calculer les composantes normale $\sigma_{n,m}$ et de cisaillement $\tau_{ns,m}$, désignées selon la formule :

$$\begin{aligned} \sigma_{m,p} &= k_\sigma \sigma_m \\ \tau_{m,p} &= p_{\tau 1} p_{\tau 2} p_m \end{aligned} \quad (\text{Eq.I.42})$$

Les coefficients $p_\sigma, p_{\tau 1}, p_{\tau 2}$ sont dérivés expérimentalement, sur la base de l'analyse des résultats d'essais de fatigue et leurs valeurs sont, respectivement [78]:

$$p_\sigma = \sqrt{\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma'_f}} \quad (\text{Eq.I.43})$$

Où $\sigma_{\text{max}} = \sigma_a + \sigma_m$:

$$\begin{aligned} p_{\tau 1} &= \frac{\tau_a}{\sqrt{2\tau_m + \tau_a}} \\ p_{\tau 2} &= 1 + \frac{\sigma_m}{\sigma_m + \tau_m} \end{aligned} \quad (\text{Eq.I.44})$$

La contrainte équivalente forme une combinaison linéaire des contraintes nominales et de cisaillement. Le rapport des composants particuliers de l'état de contrainte dans le processus de fatigue dépend des facteurs B et k :

$$B = \frac{\sigma_a(N_f)}{\tau_a(N_f)} \quad (\text{Eq.I.45})$$

$$K = 2 - \frac{\sigma_a(N_f)}{\tau_a(N_f)} \quad (\text{Eq.I.46})$$

Les valeurs de $\sigma_a(N_f)$ et $\tau_a(N_f)$ sont dérivées sur la base des équations de fatigue S-N pour des états de chargement simples : traction (flexion), cisaillement (torsion), respectivement. Dans ce cas, il est important de faire attention au caractéristique dans toute la gamme de la fatigue hypercyclique. Il convient de noter que pour les alliages d'aluminium, une modification des valeurs des facteurs de pente des caractéristiques est très courante, ce phénomène peut donc affecter les résultats des calculs [79].

I.5.1.7 Le critère de contrainte normale maximale sur le plan critique ($\max \{\sigma_n\}$)

Ce critère de rupture est issu de l'hypothèse statique de résistance du matériau. Selon ce critère, la plage de contrainte normale maximale est responsable de la fatigue des matériaux. Pour le chargement cyclique cela conduit à l'équation suivante

$$\sigma_{n,a} = \sigma_{af} \left(\frac{N_\sigma}{N_f} \right)^{1/m_\sigma} \quad (\text{Eq.I.47})$$

où m_σ est l'exposant de la courbe S-N pour un chargement complètement inversé ($R = -1$) ; N_σ est le nombre de cycles correspondant à la limite de fatigue σ_{af} .

Pour le chargement aléatoire, l'histoire des contraintes équivalentes est le suivant

$$\sigma_{eq}(t) = \sigma_n(t). \quad (\text{Eq.I.48})$$

Le degré de dommage $D^{(i)}$ est calculé sur le plan critique pour chaque i -ème niveau de contrainte selon l'équation générale. (6), où $F = \sigma$.

I.5.1.8 Le critère Fatemi-Socie (FS)

Fatemi et Socie[80,81] font l'observation des ruptures de fatigue et ont arrivés à des conclusions similaires à celles de Brown et Miller, c'est-à-dire que la déformation normale ε_n dans le plan de déformation de cisaillement maximale accélère le processus d'endommagement par fatigue par l'ouverture de la fissure. L'ouverture des fissures diminue la force de friction entre les plans de glissement, bloquant la croissance des fissures. Par conséquent, la contrainte normale moyenne $\sigma_{n,m}$ dans le plan d'amplitude de déformation de cisaillement maximale $\gamma_{ns,a}$ a été incluse dans le critère suivant

$$\gamma_{ns,a} + \varepsilon_{n,a} + \frac{\sigma_{n,m}}{E} = \gamma'_f (2N_f)^c + \frac{\tau'_f}{G} (2N_f)^b \quad (\text{Eq.I.49})$$

Ou, τ'_f est le coefficient de résistance à la fatigue, G est le module d'élasticité en cisaillement, et γ'_f le coefficient de ductilité en fatigue de cisaillement.

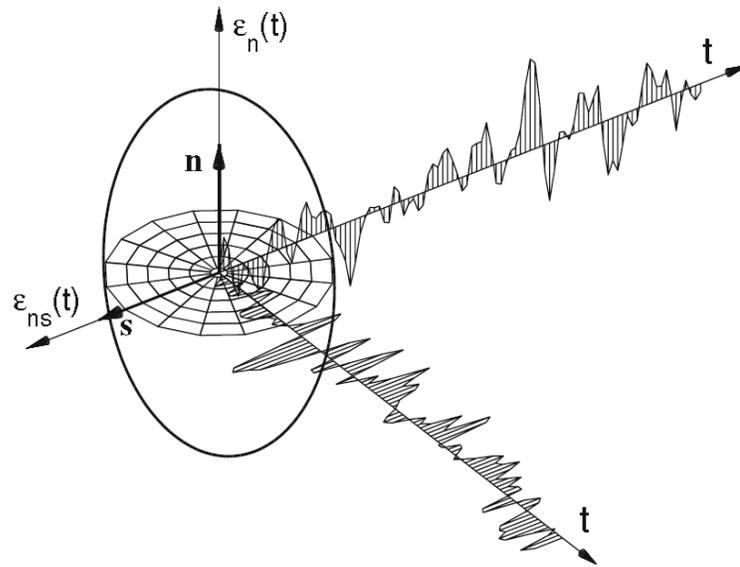


Figure I.17. Historique de déformation normale $\varepsilon_n(t)$ et historique de déformation de cisaillement $\varepsilon_{ns}(t)$ dans le plan critique.

Sur la base d'essais de fatigue liés à différents matériaux, Fatemi et Socie ont remarqué que le critère de Brown et Miller basé uniquement sur les valeurs de déformation n'inclut pas le durcissement supplémentaire du matériau se produisant sous un chargement non proportionnel. Afin de prendre en compte cet effet, ils ont modifié le critère de Brown et Miller en remplaçant la valeur de déformation normale ε_n dans le plan critique par la valeur de contrainte normale maximale $\sigma_{n,max}$. Le plan critique est le plan d'amplitude maximale de déformation de cisaillement $\gamma_{ns,a}$. Pour un nombre donné de cycles à la rupture N_f , le critère proposé est donné par

$$\gamma_{ns,a} (1 + n \sigma_{n,max} / \sigma_y) = \text{constant} \quad (\text{Eq.I.50})$$

où n est un coefficient expérimental. Le critère proposé inclut la valeur de la contrainte moyenne passant par la valeur maximale de la contrainte normale dans le plan critique

$$\sigma_{n,max} = \sigma_{n,a} + \sigma_{n,m} \quad (\text{Eq.I.51})$$

Pour un régime de fatigue cyclique faible, le critère est donné par

$$\begin{aligned} \gamma_{ns,a} \left(1 + \frac{n\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) = & (1 + \nu_e) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \frac{n}{2} (1 + \nu_e) \frac{\sigma'^2_f}{E\sigma_y} (2N_f)^{2b} \\ & + (1 + \nu_p) \varepsilon'_f (2N_f)^c + \frac{n}{2} (1 + \nu_p) \frac{\varepsilon'_f \sigma'_f}{\sigma_y} (2N_f)^{b+c} \end{aligned} \quad (\text{Eq.I.52})$$

I.5.1.9 Brown et Miller

Brown et Miller ont suggéré que le comportement de fatigue multiaxiale devrait être régi par l'amplitude de la déformation normale et les composantes d'amplitude de déformation de cisaillement dans le plan critique [82]. Selon ces auteurs, la composante de la déformation de cisaillement cyclique est responsable à la nucléation des fissures tandis que la déformation normale accélère la propagation. La relation entre l'amplitude de la déformation de cisaillement et l'amplitude de la déformation normale est généralement sous la forme suivante

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + S\Delta\varepsilon_n = C_1 \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + C_2 \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (\text{Eq.I.53})$$

où $\Delta\gamma_{max}/2 = \gamma_a$, $\Delta\varepsilon_n/2 = \varepsilon_a$, $C_1 = 1.3 + 0.7S$, and $C_2 = 1.5 + 0.5S$.

L'endommagement par fatigue du critère de Brown-Miller est défini comme [83] :

$$D_{BM} = \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + S\Delta\varepsilon_n \quad (\text{Eq.I.54})$$

I.5.2 Empirique

I.5.2.1 Le critère de Hohenemser & Prager

Le critère de Hohenemser & Prager est le premier critère identifié. Introduit en 1933, il est dérivé d'essais de traction en torsion dans lesquels le cisaillement est variable et la contrainte de traction normale σ_m est statique [84].

$$HP = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} \right)^2 + \frac{\sigma_m}{R_m} \quad (\text{Eq.I. 55})$$

τ_a : amplitude de la contrainte de cisaillement (torsion)

σ_m : contrainte moyenne de traction

τ_{-1} : limite d'endurance en torsion alternée symétrique

R_m : résistance maximale de traction

I.5.2.2 Gough et Pollard

À partir d'un certain nombre d'essais de flexion-torsion par étapes, Gough et Pollard en 1935 ont défini deux formulations pour représenter les ellipses dans des systèmes de coordonnées liés aux

amplitudes des contraintes de flexion et de cisaillement normales. La première formule ci-dessous concerne les matériaux ductiles [85,86].

$$GP = \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 \quad (\text{Eq.I. 56})$$

La deuxième prescription est le même montant que précédemment, Convient aux matériaux fragiles. La fonction de fatigue est :

$$GP = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} - 1\right) \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 + \left(2 - \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right) \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right) \quad (\text{Eq.I. 57})$$

f_a : amplitude de la contrainte de flexion

f_{-1} : limite d'endurance en flexion alternée symétrique

τ_{-1} : limite d'endurance en torsion alternée symétrique

I.5.2.3 Nishihara&Kawamoto

En 1941, Nishihara&Kawamoto[87,88] proposèrent deux modèles pour la marque Une observation expérimentale caractérisée par la valeur du rapport f_{-1}/τ_{-1} entre les bornes Résistance à la fatigue en flexion symétrique et résistance à la fatigue en torsion Symétrie. Les deux modèles sont décrits comme suit :

$$NK = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 \quad \text{Si} \quad \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \geq \sqrt{3} \quad (\text{Eq.I. 58})$$

$$NK = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \frac{1}{2} \left(3 - \left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2\right) \frac{f_a}{f_{-1}} + \frac{1}{2} \left(\left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 - 1\right) \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 \quad \text{Si} \quad \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \leq \sqrt{3} \quad (\text{Eq.I. 59})$$

I.5.3 Globale

I.5.3.1 Le critère de Sines

Cette norme a été introduite en 1955 et modifiée par ses auteurs en 1981 comme suit [89,90]; En l'exprimant par le tenseur des contraintes et son invariant de déviateur, Elle dépend plus fortement de deux termes de contrainte sur les plans octaédriques (contrainte octaédrique normale et tangentielle). La formulation du critère est J_{2a} et I_{1m} :

$$E_{SI} = \frac{\sqrt{J_{2a} + \alpha I_{1m}}}{A} \quad (\text{Eq.I. 60})$$

A la limite de fatigue, la fonction de fatigue nominale vaut 1. C'est plus précisément, elle s'applique aux deux limites de fatigue choisies pour caler les critères. σ_0 la limite de fatigue en traction cyclique, et τ_{-1} , qui en torsion alternée symétrique et les constantes α et A sont exprimées comme

$$A = \tau_{-1} \quad (\text{Eq.I.61})$$

$$\alpha = 2 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_0} - \frac{1}{\sqrt{3}} \quad (\text{Eq.I. 62})$$

La validité du critère est garantie par la condition $\alpha > 0$, c'est-à-dire :

$$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_0} > \frac{1}{2\sqrt{3}} \quad (\text{Eq.I. 63})$$

I.5.3.2 Le critère de Crossland [91,92]

Crossland, établi en 1956, est très proche de Sines. Crossland suggère d'utiliser le maximum $I_{1\max}$ du premier invariant de la contrainte au lieu de prendre la moyenne. La fonction de fatigue nominale s'écrit :

$$E_{CR} = \frac{\sqrt{J_{2a} + BI_{1m}}}{A} \quad (\text{Eq.I. 64})$$

Deux constantes A et B obtenues en fixant le critère aux deux bornes. Les constantes sont exprimées en fonction de σ_{-1} et τ_{-1} par:

$$A = \tau_{-1} \quad (\text{Eq.I. 65})$$

$$B = \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{1}{\sqrt{3}} \quad (\text{Eq.I. 66})$$

σ_{-1} : la limite de fatigue en flexion alterné.

I.5.3.3 Le critère de Marin

Marin [93] a également proposé un critère d'approche globale en 1956 comparant $\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}$. (contrainte équivalente de la composante alternée de contrainte au sens de von Mises) σ_{-1} (limite de fatigue avec tension alternée symétrique) et contrainte équivalente de $\sqrt{3}\sqrt{J_{2m}}$ (contrainte moyenne) en R_m (résistance maximale à la traction).

$$E_{MA} = \left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}}{\sigma_{-1}} \right)^2 + \left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2m}}}{R_m} \right)^2 \quad (\text{Eq.I. 67})$$

I.5.3.4 Le critère de Papadopoulos

Le premier standard de Papadopoulos date de 1987 [94]. Proche des critères de type Critique de Dang Van, car l'auteur appartient à des critères microscopiques :

$$E_{PA} = \frac{K^* + \alpha P_{Hmax}}{\beta} \quad (\text{Eq.I. 68})$$

où k^* est le rayon de la plus petite hypersphère contenant le cycle multiaxial contrainte dans l'espace du déviateur de contrainte ; c'est un algorithme itératif spécifique. Pour les charges multiaxiales proportionnelles, Depuis, les critères de Papadopoulos sont cohérents avec les critères de Crossland.

$$K^* = \underset{t}{\text{Max}} \sqrt{J_{2a}(t)} = \sqrt{J_{2a}} \quad (\text{Eq.I. 69})$$

Une constante toujours obtenue à la limite de fatigue σ_{-1} et τ_{-1} sont aussi les mêmes que le rapport 3 de la constante α . Utilisez P_{Hmax} au lieu de $I_{1\text{max}}$.

$$\beta = \tau_{-1} \quad (\text{Eq.I. 70})$$

$$\alpha = 3 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \sqrt{3} \quad (\text{Eq.I. 71})$$

Le critère est valide lorsque le rapport $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}}$ est supérieur à $\frac{1}{\sqrt{3}}$

I.5.4 Energetique

I.5.4.1 Modèle de Smith-Watson-Topper Model

Smith, Watson et Topper dans l'étude [95] ont proposé pour la description du phénomène de fatigue de prendre en compte dans les calculs, à la fois les contraintes et les déformations. Le paramètre élaboré par les auteurs est connu sous le nom de paramètre P_{SWT} et dans le groupe des modèles énergétiques. Socie [80] a proposé une modification du paramètre SWT, qui offre ensuite l'estimation de la durée de vie en fatigue multiaxiale des chargements cycliques proportionnels et non proportionnels. La modification est basée sur l'hypothèse que les contraintes et les déformations sont calculées comme des grandeurs agissant perpendiculairement au plan critique. La modification proposée est la forme la plus courante appliquée pour écrire le paramètre SWT dans le plan critique de la plage maximale de déformation normale $\Delta\varepsilon_1$ sous la forme :

$$P_{\text{SWT}} = \sigma_{n,m} \frac{\Delta\varepsilon_1}{2} \quad (\text{Eq.I.72})$$

En adaptant la dépendance de Manson-Coffin comme fonction d'effort, la durée de vie en fatigue peut être estimée en utilisant :

$$P_{\text{SWT}} = \sigma_{n,m} \frac{\Delta\varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{2} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (\text{Eq.I.73})$$

où $\Delta\varepsilon_1$ est l'amplitude de déformation normale, et ε_f' est le coefficient de ductilité en fatigue en traction, b et c sont la fatigue de cisaillement exposant de la résistance et de la ductilité en fatigue par cisaillement, respectivement.

I.5.4.2 Critère de Liu

Liu [96,97] a proposé une méthode énergétique pour estimer la durée de vie en fatigue, basée sur l'énergie de déformation virtuelle (VSE). Les paramètres d'énergie de déformation virtuelle sont associés à deux modes différents de fissures de fatigue. Le premier paramètre est la somme de la

densité d'énergie de déformation normale maximale $(\Delta W_n)_{\max}$ et de la densité d'énergie de déformation de cisaillement ΔW_{ns} , dans le plan de densité d'énergie de déformation normale maximale $(\Delta W_n)_{\max}$, et est utilisé pour la détermination de la durée de vie selon le mode I fracture

$$\Delta W_I = (\Delta W_n)_{\max} + \Delta W_{ns} = (\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n)_{\max} + \Delta \tau_{ns} \Delta \varepsilon_{ns} \quad (\text{Eq.I.74})$$

Le plan critique est le plan sur lequel le produit $(\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n)$ atteint la valeur maximale. Le deuxième paramètre est la somme de la densité d'énergie de déformation de cisaillement maximale $(W_{ns})_{\max}$ et de la densité d'énergie de déformation normale W_n dans le plan de densité d'énergie de déformation de cisaillement maximale $(W_{ns})_{\max}$, et est utilisé pour la détermination de la durée de vie en fatigue des matériaux présentant des fissures selon le Mode II. Dans la fissuration du matériau selon le Mode II, on peut distinguer le Cas A et le Cas B de ruptures de fatigue, et deux autres paramètres ont été formulés :

$$\begin{aligned} & \text{Mode II et cas A} \\ \Delta W_{II,A} &= (\Delta W_{ns})_{\max} + \Delta W_n = (\Delta \tau_{ns} \Delta \varepsilon_{ns})_{\max} + \Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n, \\ & \text{Mode II et cas B} \\ \Delta W_{II,B} &= (\Delta W_{ns})_{\max} + \Delta W_n = (\Delta \tau_{ns} \Delta \varepsilon_{ns})_{\max} + \Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n. \end{aligned} \quad (\text{Eq.I.75})$$

Le plan critique est le plan sur lequel le produit $(\Delta \tau_{ns} \Delta \varepsilon_{ns})$ atteint la valeur maximale. Malgré la similitude formelle des formules présentées pour $\Delta W_{II,A}$ et $\Delta W_{II,B}$, les contraintes de cisaillement et normales et les plages de déformation sont calculées selon le cycle de Mohr d'une manière différente : pour le cas **A**, à partir des contraintes normales maximales et minimales et déformations σ_1, σ_3 et $\varepsilon_1, \varepsilon_3$; pour le cas **B**, de σ_1, σ_2 et $\varepsilon_1, \varepsilon_2$. En état de contrainte uniaxiale, le paramètre VSE s'écrit :

$$\Delta W = \Delta \sigma \cdot \Delta \varepsilon = E \Delta \varepsilon_e (\Delta \varepsilon_p + \Delta \varepsilon_e) = \Delta W_p + \Delta W_e \quad (\text{Eq.I.76})$$

Le paramètre VSE contient la densité d'énergie élastique ΔW_e et de déformation plastique ΔW_p . Il peut être décrit par l'aire des rectangles définis par les plages de boucle d'hystérésis. En état de contrainte uniaxiale, la densité d'énergie ΔW est équivalente au paramètre de Smith-Watson-Topper, en fonction de la durée de vie en fatigue N_f , elle s'écrit :

$$\Delta \varepsilon_p = B_1 N_f^{-a_1}, \Delta \varepsilon_e = B_2 N_f^{-a_2} \quad (\text{Eq.I.77})$$

$$\Delta W = \Delta W_p + \Delta W_e = E B_1 B_2 N_f^{-(a_1+a_2)} + E B_2^2 N_f^{-2a_2} \quad (\text{Eq.I.78})$$

où B_1, B_2, a_1, a_2 sont des constantes de matériaux. La procédure décrite pour le calcul de la durée de vie en fatigue et la détermination des paramètres d'énergie n'est correcte que pour le

chargement proportionnel puisque les composants du tenseur de contrainte et de déformation sont en phase. Par conséquent, il est facile de trouver l'instant où le produit de la contrainte et de la déformation est maximal. Pour cet instant, le paramètre VSE est calculé. Sous chargement non proportionnel, les valeurs maximales de contrainte et de déformation ne sont pas en phase. Pour ce cas de chargement, Liu a proposé une autre définition du paramètre VSE. Le chargement cyclique sinusoïdal biaxiale peut être décrit dans un plan de chargement par un chemin parcouru en général par une ellipse tournée.

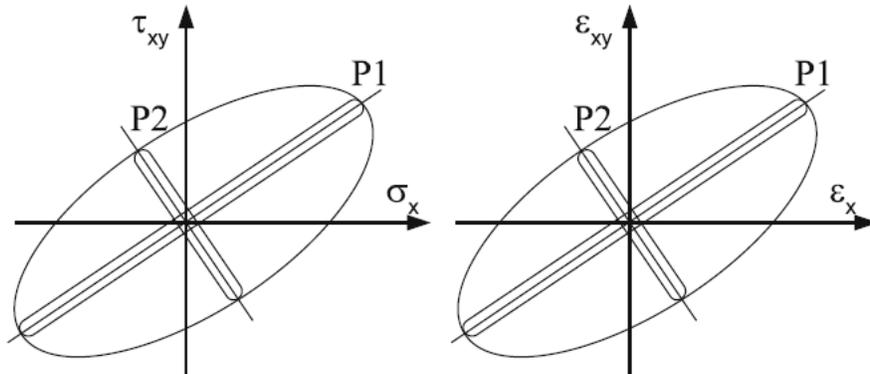


Figure I.18. Remplacement du chemin de chargement non proportionnel (ellipse) par deux chemins virtuels P1 et P2 de chargement proportionnel.

Liu suppose que ce chemin de chargement peut être remplacé par deux chemins virtuels (chemins P1 et P2) de chargement proportionnel (Figure I.18). Les trajectoires sont définies par les deux axes de l'ellipse. Le paramètre VSE est la somme de deux paramètres VSE calculés à partir de deux chemins virtuels dans le même plan critique :

$$\begin{aligned}
 & \text{Mode I} \\
 & \Delta \hat{W}_I = \Delta \hat{W}_I(P1) + \Delta \hat{W}_I(P2) \\
 & \text{Mode II} \\
 & \Delta \hat{W}_{II} = \Delta \hat{W}_{II}(P1) + \Delta \hat{W}_{II}(P2).
 \end{aligned}
 \tag{Eq.I.79}$$

Le critère proposé par Liu se limite uniquement à un type particulier de chargement. Nous ne pouvons pas accepter que tous les chemins de chargement non proportionnels soient représentés par une ellipse tournée. Liu n'a pas défini le paramètre de fatigue pour un chargement aléatoire.

I.5.4.3 Critère de Rolovic et Tipton

Rolovic et Tipton[98] ont proposé un critère pour le chargement de fatigue cyclique multiaxial proportionnel et non proportionnel incluant la valeur moyenne de la contrainte normale. Le critère de manière générale s'écrit comme suit

$$[\tau_{ns,a} + f_1(\sigma_{n,max})]\gamma_{ns,a} + [\sigma_{n,a} + f_2(\sigma_{n,max})]\varepsilon_{n,a} = f_3(N_f) \quad (\text{Eq.I.80})$$

La première partie de l'équation (I.78) prend en compte le processus de fatigue causé par les amplitudes de contrainte et de déformation de cisaillement, $\tau_{ns,a}$, $\gamma_{ns,a}$, modifiées par une fonction $f_1(\sigma_{n,max})$.

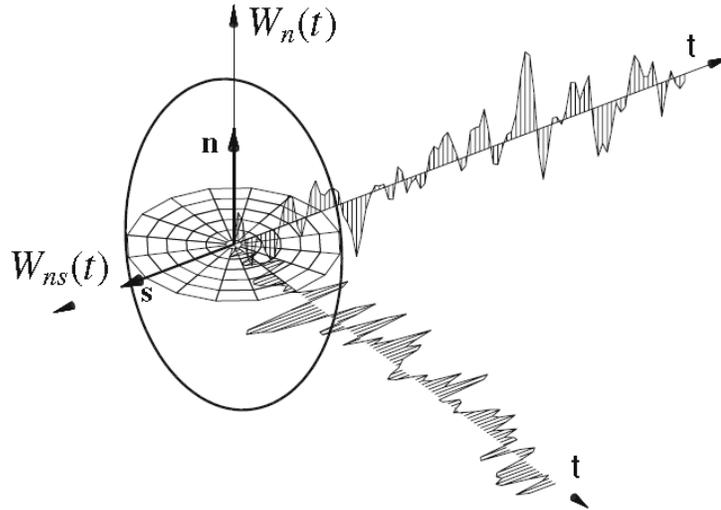


Figure I.19. Historique du paramètre de densité d'énergie de déformation normale $W_n(t)$ et du paramètre de densité d'énergie de déformation de cisaillement $W_{ns}(t)$ dans le plan critique.

La deuxième partie de l'équation (I.80) prend en compte l'influence de la densité d'énergie de déformation calculée dans la direction normale au plan critique, avec une fonction modifiée $f_2(\sigma_{n,max})$. Le côté droit de l'équation (I.80) est une fonction de la relation de durée de vie uniaxiale de l'énergie. La forme spécifique de l'équation (I.78) a été proposée comme :

$$(\tau_{ns,a} + 0.3\sigma_n)\gamma_{ns,a} + \sigma_{n,max}\varepsilon_{n,a} = \frac{\sigma_f'^2}{E}(2N_f)^{2b} + \sigma_f'\varepsilon_f'(2N_f)^{b+c} \quad (\text{Eq.I.81})$$

Le plan critique est déterminé par l'équation (I.80) comme le plan avec le niveau de dommage calculé le plus élevé. Le modèle utilise des données uniaxiales standard et ne nécessite aucun test supplémentaire pour déterminer les paramètres multiaxiaux. Les données de fatigue uniaxiale et biaxiale en phase et hors phase de trois matériaux ont été utilisées pour vérifier le modèle proposé. Le modèle proposé peut être utilisé pour le chargement aléatoire multiaxial. Malheureusement, ce modèle très intéressant a été très peu vérifié (uniquement par les auteurs). Le problème est de déterminer la formule des fonctions : $f_1(\sigma_{n,max})$ et $f_2(\sigma_{n,max})$ pour les autres matériaux.

I.5.4.4 Critère de Hoffmeyer et al.

L'orientation des plans critiques peut être déterminée sur la base de la mécanique de la rupture. Le plan critique peut être considéré comme le plan avec le taux de croissance de fissure de fatigue le plus élevé. Le taux de croissance des fissures de fatigue peut être déterminé sur la base de la loi de Paris en utilisant la plage effective de l'intégrale J , [99].

$$\frac{da}{dN} = C_1 (\Delta J_{\text{eff}})^{C_2} \quad (\text{Eq.I.82})$$

Où C_1, C_2 sont des constantes matérielles. Afin de prendre en compte les fissures en mode mixte, la plage effective d'intégrale, ΔJ_{eff} , est calculée comme la somme d'une plage effective d'intégrale $\Delta J_{\text{I, eff}}$ pour la fissure de mode I et d'une plage effective d'intégrale $\Delta J_{\text{II, eff}}$ pour la fissure de mode II. Les équations décrivant la méthode de calcul de la plage intégrale effective J ont été extraites des travaux de Dowling :

$$\begin{aligned} \Delta J_{\text{eff}} &= \Delta J_{\text{I, eff}} + \Delta J_{\text{II, eff}}, \\ &\text{Mode I} \\ \Delta J_{\text{I, eff}} &= \left(1.24 \frac{(\Delta \sigma_n)^2}{E} + 1.02 \frac{\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_{n,p}}{\sqrt{n'}} \right) a, \\ &\text{Mode II} \\ \Delta J_{\text{II, eff}} &= \left(1.24 \frac{(\Delta \tau_{ns})^2}{G} + 1.02 \frac{\Delta \tau_{ns} \Delta \tau_{rs,p}}{\sqrt{n'}} \right) a, \end{aligned} \quad (\text{Eq.I.83})$$

Où a est la longueur de la fissure.

I.5.4.5 Critère de Varvani-Farahani

Varvani-Farahani[100,101] ont proposés un paramètre de fatigue comme la somme de la normale $\Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n$ et du cisaillement $\Delta \tau_{ns, \max} \Delta \frac{\gamma_{ns, \max}}{2}$ plages de densité d'énergie de déformation calculées dans le plan critique de la déformation de cisaillement maximale à l'instant où les cercles de contraintes de Mohr et les contraintes sont les plus importantes pendant les parties de chargement et de déchargement d'un cycle. Les énergies des déformations normales et de cisaillement sont pondérées par des coefficients de matériau. Ce paramètre inclut la valeur moyenne de la contrainte normale $\sigma_{n,m}$. Le paramètre proposé ne peut être appliqué que pour le chargement cyclique et l'état de contraintes planes

$$\frac{1}{\sigma_f' \varepsilon_f'} \Delta \sigma_n \Delta \varepsilon_n + \frac{1 + \sigma_{n,m} / \sigma_f'}{\tau_f' \gamma_f'} \Delta \tau_{ns, \max} \Delta \left(\frac{\gamma_{ns, \max}}{2} \right) = f(N_f) \quad (\text{Eq.I.84})$$

Ce critère n'inclut pas le fait que les positions des axes principaux des déformations et des contraintes ne coïncident pas en cas d'état de déformation élasto-plastique. Le paramètre de fatigue a été utilisé pour corréliser la durée de vie en fatigue expérimentale N_f , mais la fonction $f(N_f)$ n'a pas été formulée.

I.5.4.6 Le critère de Froustey & Lasserre

La norme proposée par Froustey & Lasserre en 1992 est basée sur l'approche énergétique [102]. Pour l'auteur, l'endommagement est lié à l'énergie élastique avec laquelle il se produit. Distinguer les contraintes inhérentes aux portions sphériques et déviatoriques. Le calcul des énergies sphériques et déviatoriques sont faits explicitement pour les parties moyenne et alternée de la contrainte. L'énergie totale pour la charge moyenne est donc défini par :

$$W_m = W_{1m} + W_{2m} = \frac{1-2\nu}{6E} I_{1m}^2 + \frac{1+\nu}{E} J_{2m} \quad (\text{Eq.I. 85})$$

L'énergie totale d'une charge alternée est définie comme suit :

$$W_a = W_{1a} + W_{2a} = \frac{1-2\nu}{6E} \frac{1}{T} \int_0^T I_{1a}^2(t) dt + \frac{1+\nu}{E} \frac{1}{T} \int_0^T J_{2a}(t) dt \quad (\text{Eq.I. 86})$$

où ν , E et T sont les coefficients de Poisson, les modules élastiques, la période du cycle multiaxial. Les deux énergies de référence sont spécifiées comme

$$V_{1m} = \frac{W_m}{G(dT_m, \beta)} = \frac{W_m}{\left(\frac{\beta}{1-e^{-\beta}}\right) \left(\frac{1}{1-dT_m}\right) \left[1 - \frac{1}{\beta} \ln(1+dT_m(e^\beta - 1))\right]} \quad (\text{Eq.I. 87})$$

$$V_{2a} = \frac{W_a}{F(dT_a, \beta)} = \frac{W_a}{\left(\frac{1}{1-dT_a}\right) \left[1 - \frac{1}{\beta} \ln(1+dT_a(e^\beta - 1))\right]} \quad (\text{Eq.I. 88})$$

Avec :

$$dT_m = \frac{W_{1m}}{W_m} \quad (\text{degré de triaxialité moyen})$$

$$dT_a = \frac{W_{1a}}{W_a} \quad (\text{degré de triaxialité alterne})$$

Le critère s'écrit alors:

$$E_{FL} = \sqrt{\frac{V_{2a}}{A} + \frac{V_{1a}}{B}} \quad (\text{Eq.I. 89})$$

Les trois constantes déterminées sont A , B et β déterminées à partir des trois limites de fatigue σ_{-1} , σ_0 et τ_{-1} . La constante A est obtenue en vérifiant les critères. ($E_{FL} = 1$) Pour un essai de torsion alternée symétrique τ_{-1} ,

$$A = \frac{1+\nu}{2E} \tau_{-1}^2 \quad (\text{Eq.I. 90})$$

En confirmant les critères de l'essai de traction alternée symétrique (σ_{-1}), L'équation suivante permet de déterminer la constante β .

$$\frac{1}{\beta} \ln \left[1 + \frac{1-2\nu}{3} (e^\beta - 1) \right] = 1 - \frac{\sigma_{-1}^2}{3\tau_{-1}^2} \quad (\text{Eq.I. 91})$$

Impose que : $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{\sqrt{3}}$

Après établissement de la constante β , le critère limite de fatigue σ_0 est vérifié. Conduit à l'expression suivante pour la constante B :

$$B = \frac{\sigma_0^2}{E \times G \left(\frac{1-2\nu}{3}, \beta \right) \left[8 - \frac{\sigma_0^2}{2AE \times F \left(\frac{1-2\nu}{3}, \beta \right)} \right]} \quad (\text{Eq.I. 92})$$

I.6 Accumulation des degrés de dommages et calcul de la durée de vie

Pour le chargement à amplitude variable, deux hypothèses d'accumulation de dommages linéaires ont été appliquées : l'hypothèse bien connue de Palmgren-Miner [9] et l'hypothèse de Sorensen-Kogayev[103].

I.6.1 Le modèle de Palmgren-Miner

Miner (1945) a popularisé une règle de dommages cumulatifs linéaires qui avait d'abord été proposée indépendamment par (Palmgren, 1924). Selon cette règle d'endommagement découplé, la fatigue une rupture sous un ensemble de niveaux de contrainte différents est observée lorsque :

$$\sum_i \frac{\Delta N_i}{N_{f,i}} = 1 \quad (\text{Eq.I. 93})$$

où $N_{f,i}$ est le nombre de cycles jusqu'à la rupture à un niveau de contrainte donné $\sigma_{a,i}$ et N_i est le nombre de cycles appliqués à chaque niveau de contrainte $\sigma_{a,i}$ Figure I.20.

Le modèle de Palmgren-Miner, également connu sous le nom de critère de la somme des dommages, est un modèle couramment utilisé en ingénierie pour prédire la durée de vie en fatigue des matériaux soumis à des charges répétées. Il a été proposé pour la première fois en 1924 par Palmgren [25]. Il est devenu un outil clé pour l'analyse de la fatigue des métaux et est largement utilisé dans de nombreuses industries, telles que l'aéronautique, l'automobile et la construction navale. Le principe de base du modèle de Palmgren-Miner est que la défaillance d'un matériau est le résultat cumulatif des dommages subis lors de chaque cycle de charge. Le modèle prend en compte l'effet des cycles de charge répétitifs sur le matériau, qui peuvent entraîner la propagation de fissures dans le matériau et finalement conduire à la rupture. Le modèle considère que chaque cycle de charge applique une certaine quantité de dommages sur le matériau, qui est pondérée en fonction de son importance relative dans le processus de défaillance.

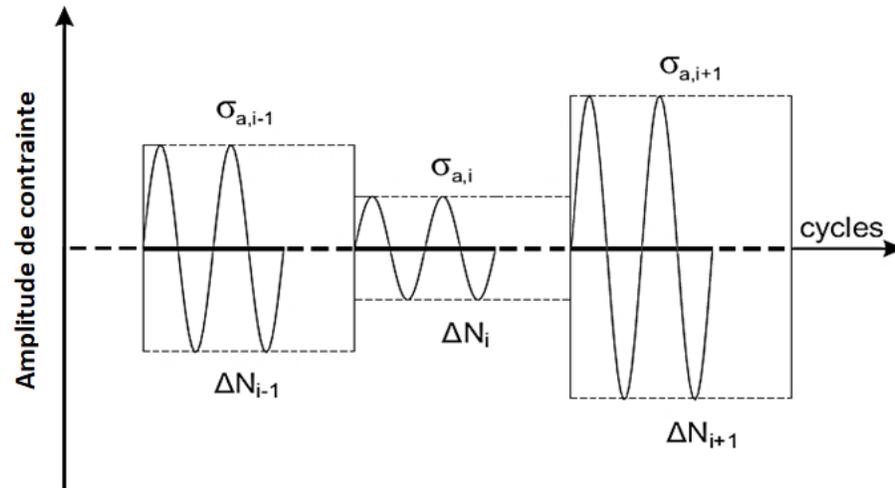


Figure I.20. Historique de chargement à différents niveaux de contrainte.

Bien que le modèle de Palmgren-Miner soit un outil utile pour prédire la durée de vie en fatigue des matériaux, il présente certaines limitations. L'une des principales limites est qu'il ne prend pas en compte l'effet des contraintes résiduelles sur la durée de vie en fatigue. Les contraintes résiduelles peuvent être dues à des processus de fabrication tels que le forgeage, le laminage ou le traitement thermique, et peuvent avoir un impact significatif sur la durée de vie en fatigue du matériau. Pour surmonter cette limitation, des modèles plus avancés ont été proposés, tels que le modèle de Sorensen-Kogayev qui est une extension du modèle de Palmgren-Miner qui prend en compte l'effet des contraintes résiduelles sur la durée de vie en fatigue [103].

Le modèle de Palmgren-Miner est un outil clé pour prédire la durée de vie en fatigue des matériaux soumis à des charges répétées. Il est largement utilisé dans de nombreuses industries pour évaluer la résistance en fatigue des structures, des pièces et des composants. Cependant, il est important de prendre en compte les limitations du modèle et de tenir compte des autres facteurs qui peuvent influencer la durée de vie en fatigue des matériaux, des recherches sont en cours pour développer des modèles plus avancés et précis pour prédire la durée de vie en fatigue des matériaux. Ces modèles prennent en compte des facteurs tels que les contraintes résiduelles, la taille des défauts, la propagation des fissures, la température et la vitesse de chargement. Ces avancées peuvent aider à améliorer la fiabilité et la sécurité des structures et des composants soumis à des charges cycliques.

I.6.2 Modèle de Sorensen-Kogayev

Le modèle de Sorensen-Kogayev combine le modèle de Palmgren-Miner avec la mécanique de la rupture pour prendre en compte l'effet des contraintes résiduelles sur la durée de vie en fatigue. La mécanique de la rupture est utilisée pour prédire la propagation des fissures dans le matériau en fonction des contraintes appliquées et de la taille des fissures existantes. Le modèle de Sorensen-Kogayev prend en compte les contraintes résiduelles en utilisant une approche de

correction de la contrainte. Cette approche consiste à ajouter une composante de contrainte résiduelle à la contrainte appliquée lors de chaque cycle de charge. La composante de contrainte résiduelle est calculée à partir de la distribution de contraintes résiduelles dans le matériau et peut être positive ou négative en fonction de la direction de la contrainte appliquée.

La formule pour le modèle de Sorensen-Kogayev est la suivante :

$$\sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N_{f,i}} \left(1 + \frac{\sigma_{r,i}}{\sigma_{a,i}} \right) \geq 1 \quad (\text{Eq.I. 94})$$

Où:

- $\sum_{i=1}^n$ est la somme pondérée des contraintes appliquées lors de chaque cycle de charge, y compris la composante de contrainte résiduelle.
- N_i est le nombre de cycles de charge appliqué à chaque contrainte.
- $N_{f,i}$ est le nombre de cycles de charge à la défaillance sous la contrainte i .
- $\sigma_{r,i}$ est la composante de contrainte résiduelle sous la contrainte i .
- $\sigma_{a,i}$ est la contrainte appliquée sous la contrainte i .

Si la somme pondérée des contraintes est supérieure ou égale à 1, la défaillance est prévue.

Chapitre II

Contact et fretting

II.1 Historique sur le fretting

Le phénomène dit de fretting a été étudié au cours du dernier siècle. La première référence enregistrée dans la littérature semble être dans l'article d'Eden et al [104]. Le fretting a été identifié par la présence de débris d'oxyde sur la surface d'un acier en contact avec des éprouvettes de fatigue lisse. La première enquête sur le processus de fretting a été réalisée par Tomlinson[105]. Il associe ce phénomène à de très petits déplacements tangentiels relatifs sur les surfaces de contact entre les matériaux. Plus tard, des investigations plus systématiques de la fatigue de frottement (fretting fatigue) ont montré que les éprouvettes soumises à des conditions de fretting présentent une résistance à la fatigue plus faible aux d'autres éprouvettes sous sollicitations de fatigue. Elle est de l'ordre (14 – 17 %) [106]. Le contact par frottement a toujours été un sujet de préoccupation dans le cadre de la mécanique du contact puisque le phénomène d'entrave du mouvement relatif par le frottement est couramment rencontré en pratique lorsque deux surfaces en contact sont soumises à des charges tangentielles. Des exemples courants d'un tel scénario sont le frottement du caoutchouc dans les véhicules automobiles et l'usure par frottement dans les implants orthopédiques [107–111]. Lorsque la charge tangentielle n'est pas suffisamment élevée pour induire un glissement brut, la zone d'interaction entre les surfaces est séparée en régions localisées d'adhérence et de glissement. La solution à ce problème dit de « glissement partiel » dépend des propriétés des deux matériaux en contact. Ils ont également observé la présence de fissures non propagées dans certaines des expériences de fretting fatigue, ce qui conduit à conclure que le fretting puisse retarder l'amorçage des fissures, d'autres paramètres peuvent influencer l'arrêt de fissure. L'influence du glissement relatif entre les surfaces a également été vérifiée dans leur étude, montrant que dans une plage de 5 μm à 50 μm , la résistance à la fatigue était réduite tandis qu'au-dessus de 50 μm de déplacement par glissement, des fissures de fatigue n'ont pas été observées, probablement parce que dans ces cas le rôle joué par l'usure était trop fort et les fissures s'usaient au fur et à mesure qu'ils ont commencé. Ce comportement a ensuite été évalué par Vingsbo et Soderberg [1]. Outre ces caractéristiques, dans l'article [108], l'existence de fissures de fretting fatigue non propagées est signalée, suggérant que, bien que le fretting puisse initier et provoquer la croissance initiale de fissures, il peut y avoir des combinaisons de paramètres sous lesquels ces fissures s'auto-arrêter. Une autre conclusion est que la quantité de glissement relatif entre les surfaces a un effet sur la durée de vie en fatigue. L'effet du niveau de la contrainte alternée moyenne appliquée à l'éprouvette sur la tenue en fretting fatigue a également été étudié dans le

papier [109]. Ils ont constaté que cela avait peu d'effet sur l'initiation des fissures, mais qu'une contrainte moyenne plus élevée dans l'échantillon réduisait la durée de vie en fatigue. Par conséquent, le fretting a été considéré comme un facteur central dans la formation de microfissures. L'indépendance de ce processus vis-à-vis de la contrainte moyenne alternée à l'intérieur de l'échantillon suggère qu'il était contrôlé par des contraintes locales au contact. La contrainte moyenne a joué un rôle important dans les derniers stades de la propagation, tout comme dans la fatigue normale. La surface d'un composant après un processus de fabrication présente plusieurs aspects tels que la topographie de surface, les contraintes résiduelles dues à l'opération d'usinage, la dureté et les altérations de la microstructure en surface et en sous-surface influençant l'intégrité de la surface [108]. Par ailleurs, d'autres techniques sont appliquées dans le seul but de modifier l'intégrité de surface et, ainsi, de pallier les dommages de fretting fatigue. Par exemple, les traitements chimiques de surface, les traitements mécaniques de surface (grenailage), les revêtements métalliques ou non métalliques et, plus récemment, la texturation de surface. D'autres palliatifs employés pour la fatigue de frottement consistent en des stratégies de conception telles que la réduction de l'intensité de la contrainte par l'introduction de vides [112]. Ce comportement a ensuite été confirmé par d'autres auteurs pour des conditions de fretting fatigue en condition de glissement complet [113–115], ils ont observé que les fissures s'amorce sur des plans de cisaillement (stade I) puis commence rapidement à se propage perpendiculairement à la surface de contact (stade II). Dans leurs travaux, ils ont montré que le fretting n'accélère pas seulement l'amorçage des fissures mais il a une grande influence sur l'étape de propagation des fissures. les progrès continus dans le développement de la théorie de la mécanique de contacts dans le dernier siècle [10,116–118]. La première étude analytique du contact a été présentée par Hertz. Théoriquement, lorsque deux corps non conformes sont naturellement mis en contact, la zone de contact est un point ou une ligne. Lorsque des forces ou des déplacements externes sont appliqués, les deux corps élastiques se déforment et par conséquent la zone de contact devient une zone de contact définie dont la forme dépend de l'amplitude de la charge. Hertz a résolu le problème de contact élastique sous l'hypothèse d'un contact non conforme sans frottement entre des corps élastiques linéaires pour lesquels la zone de contact est petite par rapport aux dimensions des corps. Différentes géométries ont été étudiées. Cattaneo a étendu le problème de contact hertzien pour inclure l'action du frottement et par conséquent des charges tangentielles, introduisant ainsi un glissement partiel interfacial. Il a d'abord abordé le problème en considérant l'application d'une charge normale constante P et d'une charge tangentielle croissante monotone Q . Les mêmes problèmes ont été traités indépendamment par Mindlin, tandis que de nouvelles généralisations sur le chemin de chargement ont ensuite été envisagées [119–121]. Dans ces cas, la distribution de pression normale reste inchangée, mais des tractions de cisaillement sont développées pour soutenir la force tangentielle. Une zone d'adhérence centrale est formée, bordé par deux zones de glissement dans lesquelles agit le frottement. Comprendre les principes fondamentaux de la fatigue par frottement et du contact par frottement est crucial non seulement d'un point de vue scientifique, mais également d'un point de vue pratique, car de nombreux rapports de

défaillances impliquant une grande variété d'éléments structurels courants ont été rapportés [119,122] en raison de dommages de fretting. Il a été rapporté sur le phénomène de l'arrêt de fissure court [114,121,123] sous sollicitation de fretting fatigue, puisque les structures fonctionnent sous des charges de contact et des vibrations normales assez élevées pendant le service, ce qui déclenche un déplacement relatif (fretting). À ce stade, il serait presque impossible de couvrir toutes les contributions pertinentes dans le domaine du fretting fatigue au cours des dernières années. Par conséquent, compte tenu du nombre cadre de cet travail, la section suivante décrit brièvement certains des travaux pertinents sur la simulation de fretting fatigue réalisée au cours des dernières décennies.

II.2 Les conditions de contact

La tribologie est définie comme l'étude du mouvement relatif, traitant de la conception du contact et des notions de frottement, d'usure et de lubrification des surfaces en interaction. Les géométries de contact rencontrées dans les systèmes mécaniques sont souvent complexes. Afin de modéliser ces contacts, trois cas de référence sont généralement définis en fonction du nombre de dimensions étudiées :

Poinçon de fretting convexes chargées contre une éprouvette plane. Formalisé par analyse Hertz [116], cette configuration présente une pression de contact tombant continûment à zéro aux bords du contact. Cela signifie que, si les charges de contact ne sont pas très sévères (dans la limite élastique) la pression de contact est exempte de singularités et une solution analytique élastique complète peut être obtenue pour les champs de contrainte/déformation de la sous-surface (Johnson 1985). Le poinçon de fretting convexe peut être cylindrique ou sphérique. Dans le contexte industriel, le fretting se produit souvent entre des structures très complexes et difficilement reproductibles à l'échelle du laboratoire. C'est pourquoi les chercheurs ont décidé d'étudier ce phénomène à travers des configurations géométriques simples comme illustré sur la fig.II.1:

- La configuration sphère/plan : Cette configuration reproduit un contact ponctuel et est facile à mettre en œuvre expérimentalement car aucun alignement n'est nécessaire. Il est généralement utilisé pour étudier les phénomènes d'usure et rarement pour étudier la fissuration compte tenu de l'aspect tridimensionnel du contact. Cette configuration est bien formalisée à l'aide d'une description hertzienne [116] pour l'élasticité linéaire et la distribution des contraintes élastiques sous le contact a été introduite pour la première fois par Hamilton et Goodman [124] .
- La configuration cylindre/plan : Cette configuration donne un contact linéaire et est facile à mettre en œuvre expérimentalement puisqu'un seul alignement est nécessaire. Cette configuration est souvent utilisée pour l'étude des fissures car elle permet d'envisager une approche bidimensionnelle du problème qui est facile pour la modélisation [125]. En cas d'élasticité linéaire, la distribution de la pression de contact en surface est bien décrite par la théorie de Hertz et la contrainte de cisaillement sous-contact a été formalisée par Mindlin[11] .

- La configuration plan/plan : Cette configuration est largement utilisée car elle permet une meilleure description des structures réelles. Une difficulté expérimentale principale sera le bon alignement entre les deux surfaces planes. Une analyse mécanique montre une forte discontinuité des distributions de pression de cisaillement et de contact due aux effets de bord. Néanmoins, cet effet peut être contrôlé en ajustant la courbure des bords.

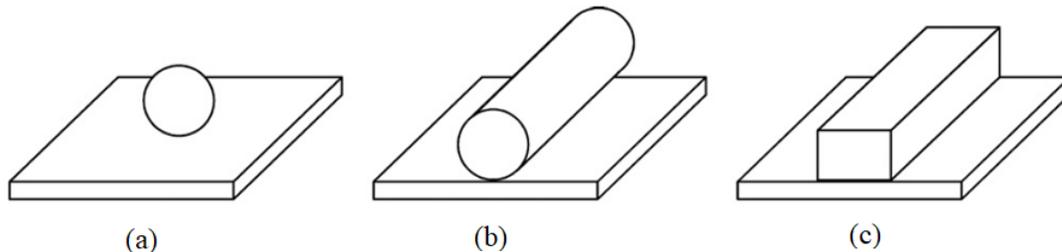


Figure.II. 1. Type de problème de contact simplifié : (a) sphère/plan (b) cylindre/plan (c) plan/plan.

En général, selon les directions de mouvement relatif, pour un contact sphère/plan, les modes d'usure par fretting sont composés des modes tangentiel, radial, de torsion et de rotation, comme indiqué dans la fig.II.2 [126].

En fait, de nombreux tests expérimentaux d'usure de fretting tangentiel ou classique (fig.II.2.a). Ont été fréquemment rapportés dans la littérature alors que les trois autres modes ont été rarement étudiés en raison de certaines difficultés de réalisation des bancs d'essais.

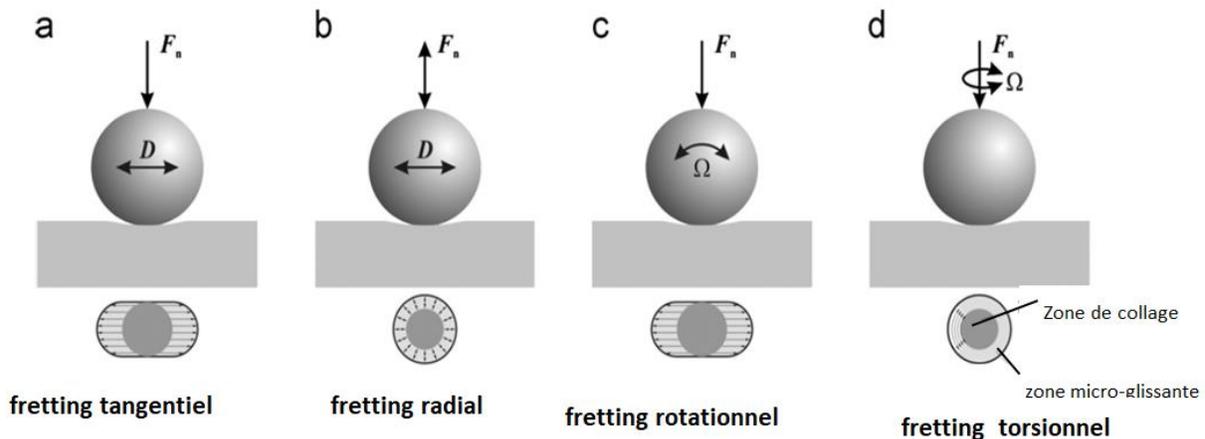


Figure.II. 2. Quatre modes de mouvement de fretting simples sous le contact de la bille sur le plan.[127]

Pour le fretting radial (fig.II.2.b) est principalement induite par la variation de la charge normale ou des cycles thermiques, les deux surfaces restent en contact et aucun effet d'impact ne se produit [128]. Le fretting de torsion peut être défini comme le mouvement relatif qui est induit par la torsion alternative dans l'environnement vibratoire oscillatoire [129], comme on le voit sur la fig.II.2.d. De même, le fretting rotationnel (fig.II.2.c) est le mouvement relatif de rotation alternative dans l'environnement vibratoire oscillatoire [130].

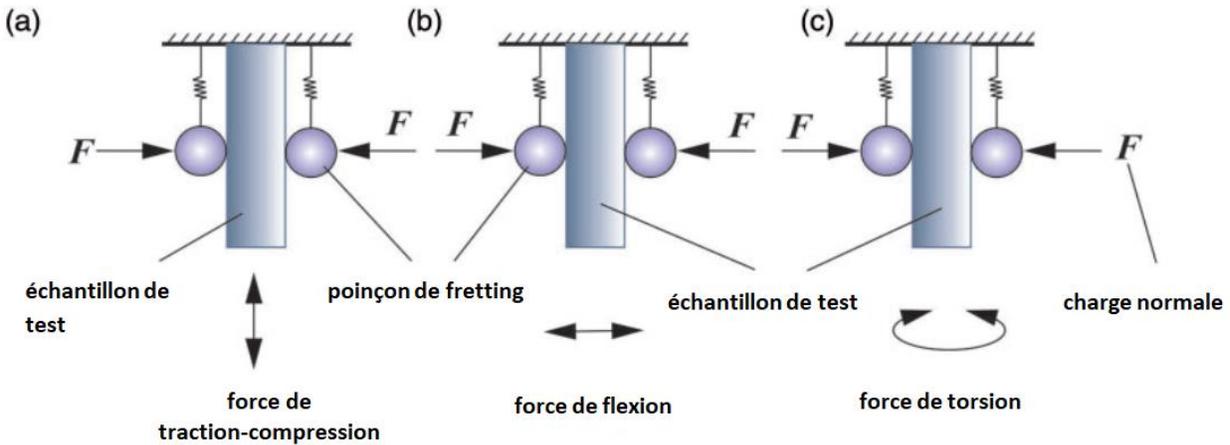


Figure.II. 3. Trois modes de fretting fatigue simples.[131]

Le comportement de fretting fatigue est affecté par de nombreux facteurs, tels que le type de contrainte appliquée, la pression de contact et la géométrie de contact. Le type de contrainte appliquée peut être principalement divisé en axial, en flexion ou en torsion [132]. Selon les différentes sollicitations cycliques du corps, le fretting fatigue peut être divisée en trois catégories : fatigue de traction-compression, de flexion, et de torsion (voir fig.II.3) [133]. La fatigue de traction-compression et de fretting en flexion ont été étudiées de manière intensive [134–137], alors que peu d'études sur le fretting fatigue en torsion ont été menées.

II.3 Conditions de chargement

Tout appareil d'essai de fretting fatigue doit être conçu pour application d'une charge normale (P) dont le but d'avoir un contact entre les deux surfaces et ensuite un cisaillement ou un chargement tangentiel (Q) est appliqué ce qui d'induire un mouvement relatif à l'interface des surfaces de contact, comme illustre la fig.II.4. La distribution et l'amplitude du déplacement relatif entre les surfaces de contact dépend fortement de l'amplitude de la force tangentielle. De la considération d'une loi de frottement d'Amontons ou de Coulomb sur une échelle globale, il est clair que le mouvement relatif des corps ne peut se produire que lorsque le rapport entre la force tangentielle divisée par la force normale, Q/P , atteint le coefficient moyen de frottement à la surface de contact, μ_m .

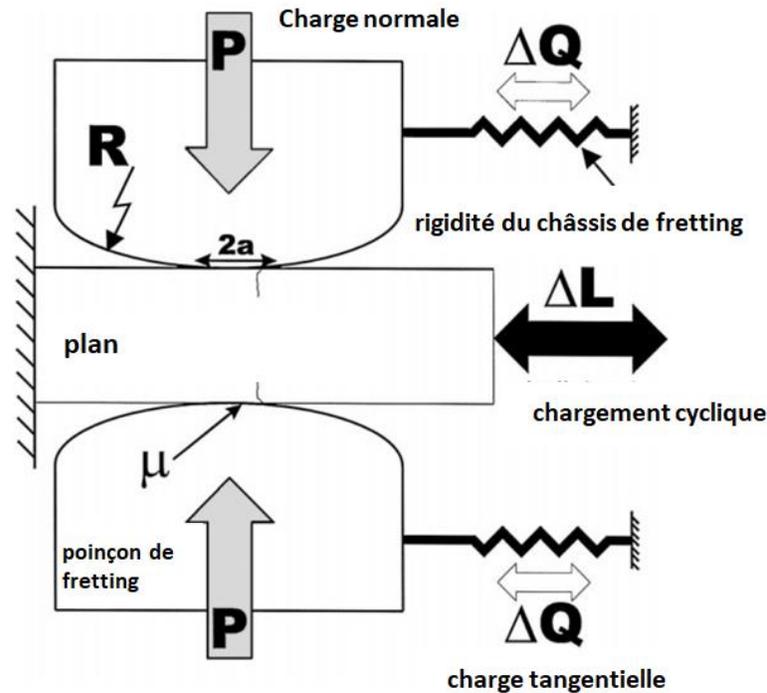


Figure.II. 4. Schéma d'un montage de fretting fatigue [138]

II.4 Conditions de glissement

II.4.1 Caractéristiques de glissement

Le fretting est caractérisé par de petits déplacements cycliques, une difficulté principale souvent rencontrée est de distinguer le fretting des conditions de glissement alterné observées pour des amplitudes de déplacement plus importantes. Cette transition peut être définie à l'aide d'une variable glissante caractérisant l'exposition de l'interface :

$$e = \frac{\delta^*}{a} \quad (\text{Eq.II. 1})$$

Avec a , la demi-longueur hertzienne du contact dans le cas d'une configuration cylindre/plan. Dans le cas d'une charge de fretting, ce rapport est souvent considéré comme inférieur à 1 ($e < 1$), et la zone centrale de l'interface n'est jamais exposée à l'environnement extérieur. En cas de conditions de glissement alterné, toute l'interface est exposée. La fig.II.5 montre la frontière ($e = 1$) entre ces deux conditions de glissement dans un diagramme $\delta^* - P$. Pour la configuration de contact élastique, cette limite peut être déterminée à l'aide de la théorie de Hertz [116]

II.4.2 Régimes de glissement et carte de fretting

Vingsbo et al. [1] ont proposé indépendamment deux sortes de carte de fretting. La première est la carte de sollicitation locale de fretting (Running Condition Fretting Map, RCFM), où on peut différencier les trois régimes (adhérence, glissement et mixte : adhérence-glissement) dans un essai de fretting. La construction de RCFM est basée sur

l'observation de la forme de boucle d'hystérésis (F-D). La deuxième est la carte de réponse de matériau en fretting (Material Response Fretting Map, MRFM) [139], cette dernière est déduite après l'expertise de traces de fretting, où on peut voir les trois modes de dégradation des surfaces de contact (non dégradation qui correspond à l'adhérence, fissuration correspond au régime mixte et l'usure formé par des débris qui correspond au mode de glissement totale) dans un essai de fretting usure. Dans cette carte, la force normale est tracée en fonction de l'amplitude de déplacement permettant d'identifier trois régimes de fretting (fig.II.6) :

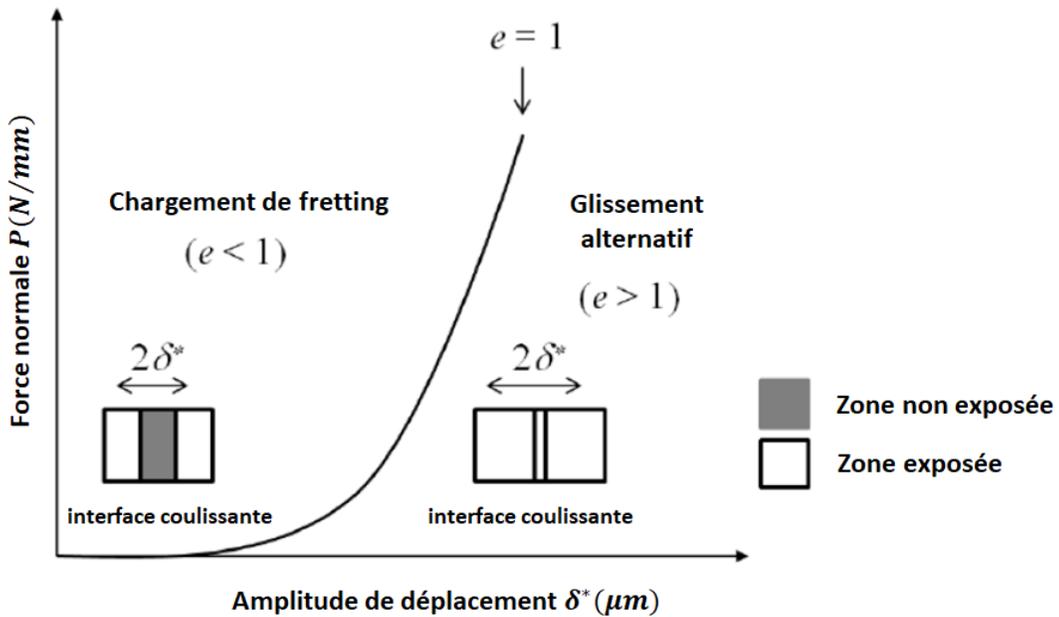


Figure.II. 5. La frontière ($e = 1$) entre ces deux conditions de glissement

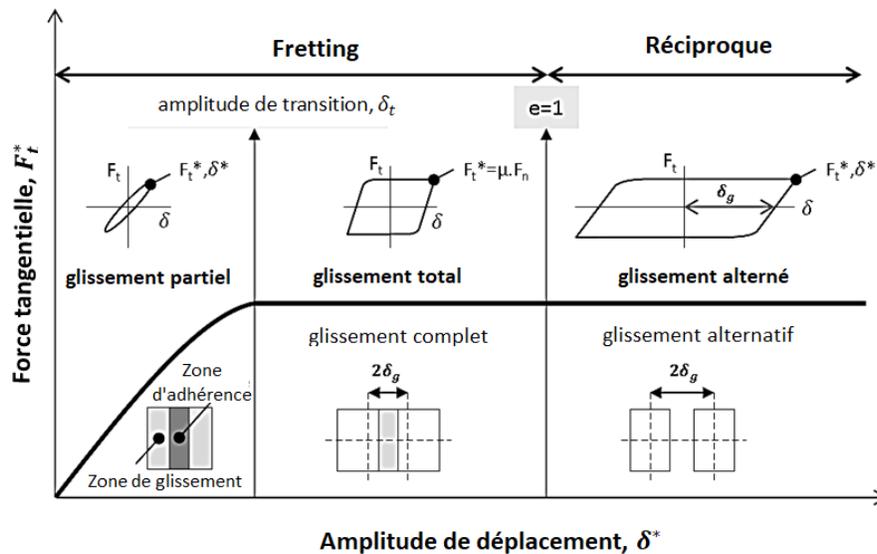


Figure.II. 6. Transition entre le glissement partiel et le glissement total en fretting.

- Régime de glissement partiel (PSR) : il intervient lorsque l'amplitude de déplacement est systématiquement inférieure à une valeur seuil appelée déplacement de transition δ_t .
- Régime de glissement total (GSR) : il est activé lorsque l'amplitude de déplacement est systématiquement supérieure au seuil de déplacement δ_t . Dans ce cas, la condition de glissement total contrôle l'interface sur toute la durée de l'essai, et la force tangentielle F_t^* est indépendante de l'amplitude de déplacement δ^* .
- Régime de fretting mixte (MFR) : il intervient pour des amplitudes de déplacement intermédiaires entraînant l'apparition de conditions de glissement total et de glissement partiel au cours d'un même essai.

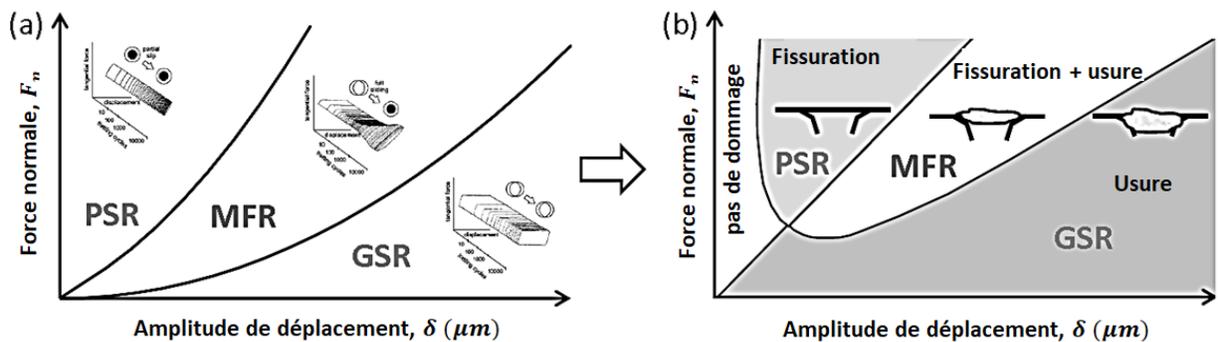


Figure.II. 7. Cartes de fretting : (a) carte de fretting en condition de fonctionnement (RCFM) ;
(b) fretting de réponse matérielle carte (MRFM).[140]

Une carte de fretting supplémentaire a été introduite par Blanchard et al. [141] qui ont étudié la carte de réponse de matériau en fretting et sa dégradation due au fretting en introduisant à leur tour des MRFM (fig.II.7.b). Dans le cas où les déplacements dans des conditions de glissement partiel sont faibles, les contraintes de contact ne pourront pas initier de fissures, ce qui conduit à un "état sans dommage". A partir d'une certaine valeur seuil, les contraintes deviennent suffisamment importantes pour pouvoir s'initier la fissure. Pour le régime de glissement total, les amplitudes de déplacement deviennent suffisamment élevées pour induire une usure de surface. En revanche, les amplitudes intermédiaires de déplacement en régime de fretting mixte induisent une compétition entre l'amorçage des fissures et l'usure de surface.

II.4.3 Fretting tangential ou fretting classique

Les courbes F-D sont les informations cinétiques les plus importantes obtenues à partir des tests d'usure par frottement tangential. Il y a seulement trois types de courbes de force de frottement (dans l'interprétation la plus stricte, il s'agit ici de la force tangentielle) en fonction de l'amplitude de déplacement (courbes F-D) dans tous les résultats de test [142] comme le montre la fig.II.8. Les cartes de fretting proposées par Vingsbo et Söderberg et développées par Zhou et Vincent sont aujourd'hui utilisées pour représenter les régimes de fretting et les dommages en fonction de la charge normale et de l'amplitude de déplacement. La relation entre la force tangentielle et

l'amplitude de déplacement imposée, la soi-disant «boucle de frottement », était fermée, elliptique et parallélogramme pendant les conditions de glissement partiel et de glissement total, respectivement. Par ailleurs, Varenberg et al. [142] introduit une nouvelle terminologie « indice de glissement » pour identifier tous les différents régimes de fretting. L'indice de glissement sans dimension est obtenu à partir d'une boucle de frottement qui est représentée schématiquement sur la figure .II.8. L'amplitude de glissement est une fonction de tous les paramètres directeurs indépendants, tels que l'amplitude de déplacement imposé, la charge normale, P , et la pente élastique de la boucle de frottement. Selon leur étude, le fretting existe lorsque $\delta < 1$. Le glissement partiel est présent dans les valeurs de δ comprises entre 0.5 et 0.6, tandis que le glissement total prévaut dans la plage de 0.8 à 1. Au-delà de cette plage, un glissement réciproque se produit ($\delta > 1$). La zone fermée par la boucle de fretting correspond à l'énergie dissipée qui est liée à l'usure produite pendant un temps de fretting particulier. Le comportement d'usure par frottement des matériaux est également un phénomène très compliqué dans lesquels différents mécanismes d'endommagement (adhérence, déformation plastique, abrasion, fissure de fatigue, délaminage et oxydation) et facteurs (géométries de contact, propriétés des matériaux et conditions environnementales) sont impliqués [143–145]. Selon les conditions de roulage, les réponses du matériau peuvent être une adhérence déformée des aspérités, l'initiation et la propagation de fissures en régime de glissement partiel (PSR) et la perte de matière par usure en régime de glissement total (GSR) [143–145]. L'enlèvement de matière est généralement un processus très lent dans des systèmes tribologiques bien conçus ; cependant, il est très stable et continu. Les surfaces de contact soumises au fretting présentent un aspect spécifique avec des taches rouge-brun sur les métaux ferreux suite au rodage par des débris d'oxydes métalliques. On remarque également que l'usure des surfaces qui subissent le fretting est fortement affectée par l'environnement, c'est-à-dire que la quantité d'usure de fretting en air humide est nettement supérieure à celle observée en air sec. Les effets de différents paramètres de frottement (par exemple, l'amplitude de glissement, la charge normale et la température) et les propriétés des matériaux (par exemple, le traitement thermique, les carbures précipités, la taille des grains, la dureté et les caractéristiques microstructurales) ont été étudiés dans leur étude pour évaluer différents mécanismes de dégradation et comportements de fretting. Dans la mesure où ces facteurs font du fretting une propriété du système, la complexité des interactions de contact doit être clarifiée par des alignements précis des échantillons et un environnement de laboratoire approprié.

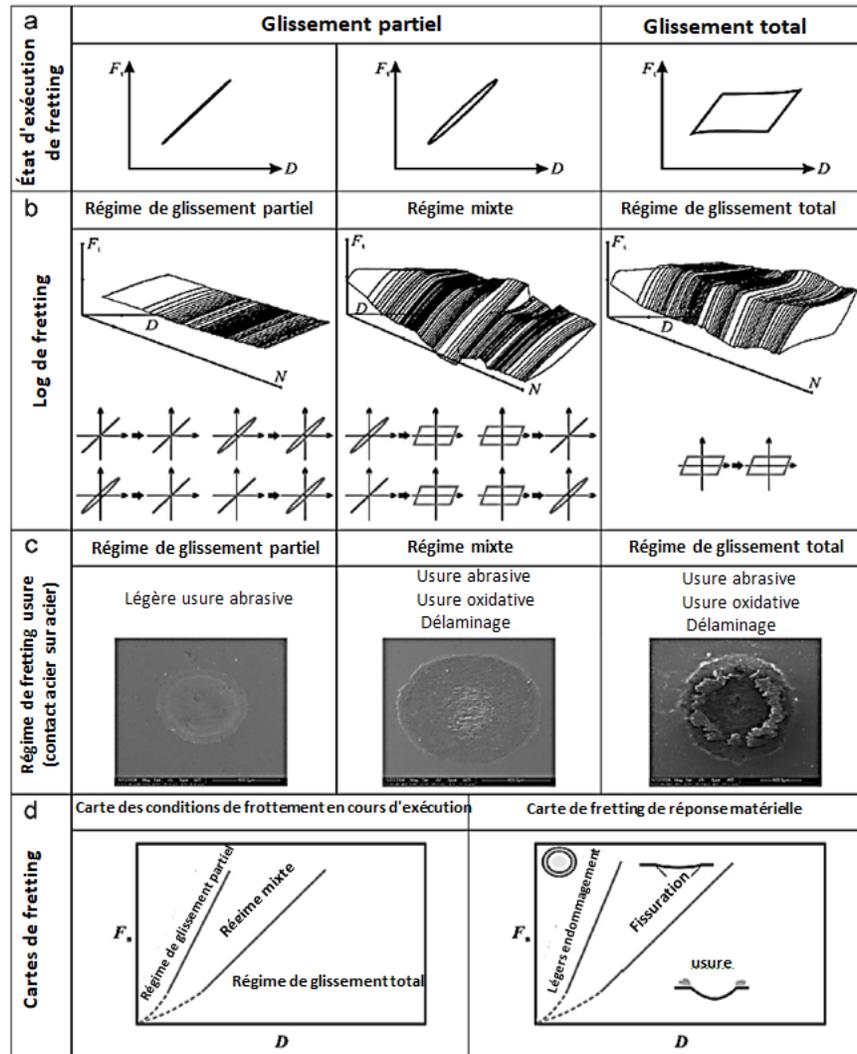


Figure.II. 8. Contour pour l'usure tangentielle : plan en acier au carbone moyen contre bille en acier à roulement 52100 [127]

II.4.4 Cycle de fretting

La figure II.9 montre un cycle de fretting à glissement total représentant la force tangentielle F_t tracée en fonction de micro-déplacement δ_0 . De la boucle de fretting, les paramètres suivants peuvent être extraits :

- Amplitude de déplacement δ^* : c'est le déplacement maximum atteint dans un cycle. En fait, δ^* ne reflète pas le déplacement réel à l'interface en raison de l'accommodation tangentielle du banc d'essai.
- Ouverture du cycle δ_0 : elle est égale au déplacement résiduel lorsque $F_t=0$. Cela correspond au déplacement réel ayant lieu à l'interface car il est indépendant de l'accommodation tangentielle du banc d'essai. Ainsi, les tests de fretting sont

généralement contrôlés par δ_0 au lieu de δ^* comme cela permet de comparer les tests de fretting quelle que soit la conformité du système de test.

- Amplitude de transition δ_t : elle définit la transition entre les conditions de glissement partiel et de glissement grossier (Voir fig.II.9). Dans des conditions de glissement grossier, le contact subit d'abord un glissement partiel avant atteignant un plateau glissant complet. Par conséquent, δ_t peut être exprimé comme la valeur de la différence entre l'amplitude de déplacement δ^* et l'ouverture du cycle δ_0 (Équation II.2). Notez que δ_t inclut le contact mais aussi l'hébergement du système de test ; par conséquent, cela dépend de la rigidité du banc d'essai.

$$\delta^* = \delta_0 + \delta_t \tag{Eq.II. 2}$$

Amplitude de glissement δ_g : c'est la distance de glissement de fonctionnement des corps en contact. Il est considéré égale à l'ouverture du cycle ($\delta_g \approx \delta_0$).

La raideur tangentielle K_s : elle est déterminée par la pente du cycle de fretting après changement le sens de glissement. Cette valeur est représentative de la conformité mécanique de l'essai plate-forme. Pour une amplitude de déplacement de contact δ_c à l'instant (t), K_s est estimée comme suit :

$$K_s = \frac{\Delta F_t}{\Delta \delta} = \frac{\Delta F_t(t)}{\delta(t) - \delta_c(t)} \tag{Eq.II. 3}$$

Amplitude de la force tangentielle F_t^* : correspond à la force tangentielle maximale transmise dans l'interface. Cela permet de calculer le coefficient de frottement conventionnel μ qui est égal au rapport de F_t^* à la charge normale F_n

$$\mu = \frac{F_t^*}{F_n} \tag{Eq.II. 4}$$

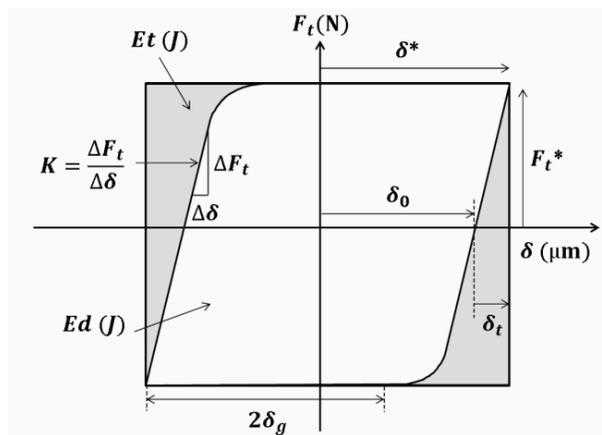


Figure II. 9. Représentation schématique du cycle de fretting

L'énergie de frottement dissipée E_D : elle correspond à l'aire du cycle (Eq.II.5). E_D constitue des différents phénomènes dissipatifs tels que les déformations élastiques et plastiques des corps en contact, fissures, transformations physico-chimiques, corrosion, création et éjection de débris, thermodynamique de contact, etc.

$$ED = \int_{-\delta^*}^{\delta^*} F_t(\delta) d\delta \approx 4\delta_g F_t^* \quad (\text{Eq.II. 5})$$

Coefficient de frottement énergétique μ_e : l'introduction d' E_D permet le calcul d'une énergie moyennée coefficient de frottement (Équation II.6). μ_e est considéré comme plus précis que le classique coefficient de frottement μ surtout en cas de labour. Ce dernier est causé par le plastique les dépouilles générées aux frontières de contact résultant en une valeur maximale de la force tangentielle.

$$\mu_e = \frac{ED}{4F_n \delta_g} \quad (\text{Eq.II. 6})$$

Énergie totale E_t : elle correspond à l'aire de la région rectangulaire englobant le fretting cycle.

$$Et \approx 4\delta^* F_t^* \quad (\text{Eq.II. 7})$$

II.5 Dommages superficiels

Sous chargement de fretting, des fissures et des dégradations de surface apparaissent à la suite d'un phénomène de fatigue, de nucléation et de propagation de fissures sous la surface [146,147]. Dû au frottement et au gradient de contrainte au contact, les deux phénomènes principaux que sont l'usure et l'initiation des fissures, sont d'origine superficielle. Précisions sur ces deux phénomènes d'endommagement sont brièvement rappelés dans la sous-section suivante.

II.5.1 Quantification de l'usure induite par le fretting Archard approach

Le modèle d'usure le plus couramment proposé en tribologie est le modèle d'Archard qui relie le volume d'usure au produit de la distance de glissement par la force normale. Un coefficient d'usure (K) est généralement extrapolé à partir des relations suivantes [44] :

$$K = \frac{V}{P.S} \quad (\text{Eq.II. 8})$$

Avec :

K : coefficient d'usure Archard,

V : Volume de la cicatrice de fretting défini par des profils de surface,

P : force normale,

S : distance de glissement.

Confirmant les études précédentes, la réponse à l'usure en condition de glissement total montre que pour un même matériau, le facteur K dépend fortement du mode d'usure, de l'amplitude de déplacement, de la géométrie de contact et du coefficient de frottement (Fig. II.10). Pour interpréter les différents comportements à l'usure, il est fondamental de considérer la réponse élasto-plastique d'un matériau métallique. Une structure élasto-plastique telle qu'un contact sous sollicitation de fretting peut répondre à une charge cyclique de trois manières identifiables [148,149]. Sous des charges suffisamment faibles, telles qu'aucun élément de la structure n'atteigne la limite d'élasticité, la réponse est parfaitement élastique et réversible. Pour des conditions de chargement plus élevées, un écoulement plastique peut avoir lieu au cours des premiers cycles, mais la déformation plastique, les contraintes résiduelles et l'écroutissage peuvent permettre à la structure d'atteindre une réponse élastique parfaitement cyclique communément appelée « adaptation élastique ». La charge maximale pour laquelle cette évolution est possible est appelée limite d'adaptation élastique. Au-dessus de cette limite, une déformation plastique se produit à chaque cycle de chargement.

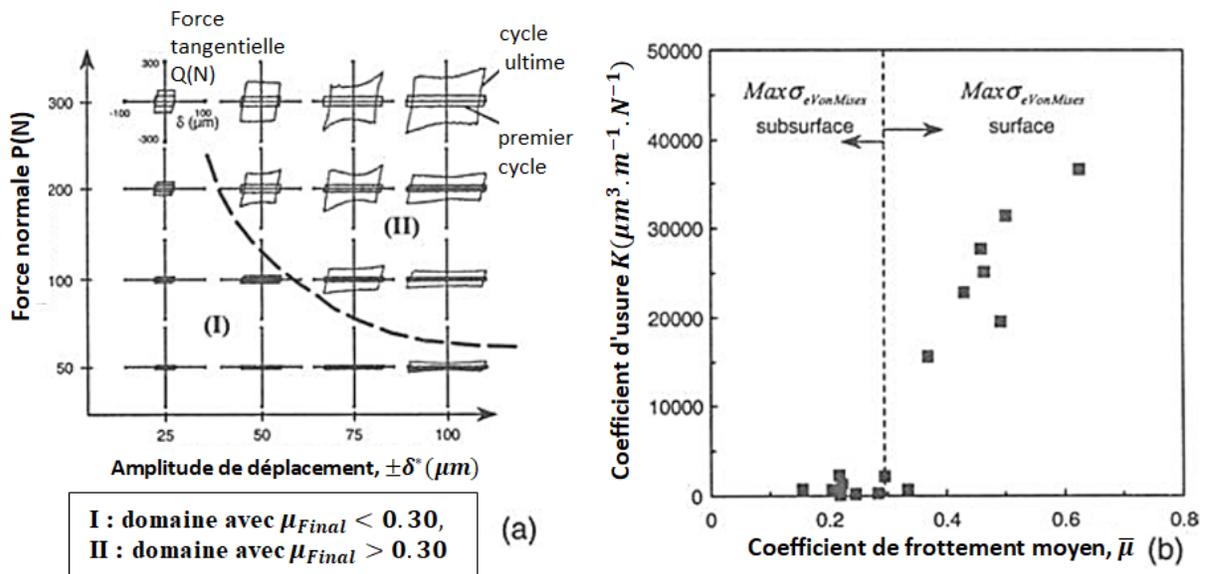


Figure.II.10. Comportement tribologique et à l'usure d'un acier fritté DC1 présentant une surface porosité contenant du lubrifiant (20000 cycles) : a) Evolution du coefficient de frottement (premier et dernier cycles de fretting) ; b) Coefficients d'usure en fonction des valeurs moyennes de frottement.

Deux comportements sont alors observés :

- ✓ lorsqu'un cycle stabilisé et fermé de déformation plastique est atteint ; cette condition est appelée "mise en place plastique"
- ✓ Si une accumulation répétitive de déformations plastiques unidirectionnelles incrémentales est observée. Ces différentes évolutions plastiques ont été analysées par Johnson et Hills [150] dans des conditions de glissement unidirectionnels répétés.

II.5.2 Morphologie des fissures de fretting

De multiples fissures s'amorcent dans la zone de micro-glissement de la zone de contact (Fig.II.11), comme l'a révélé l'examen métallographique. Les sites de fissures, les angles d'initiation, les profondeurs de fissure, les angles de Stade I propagation sont identiques dans les échantillons. La seule différence est que des fissures plus petites et moins nombreuses sont observées dans les échantillons. Le réseau de fissures est symétrique par rapport au centre de contact. Deux fissures principales se développent à partir de ce réseau tandis que la plupart des autres fissures s'auto-arrêtent. A la surface de contact, les fissures se propagent selon une trajectoire semi-elliptique tandis qu'en profondeur de l'échantillon elles progressent selon deux directions macroscopiques distinctes respectivement du « Stade I » et du « Stade II » macroscopiques. La transition entre ces deux périodes est révélée par un branchement des fissures. Selon la direction de propagation du Stade II. Deux types de fissures sont observés au cours du Stade I [151] :

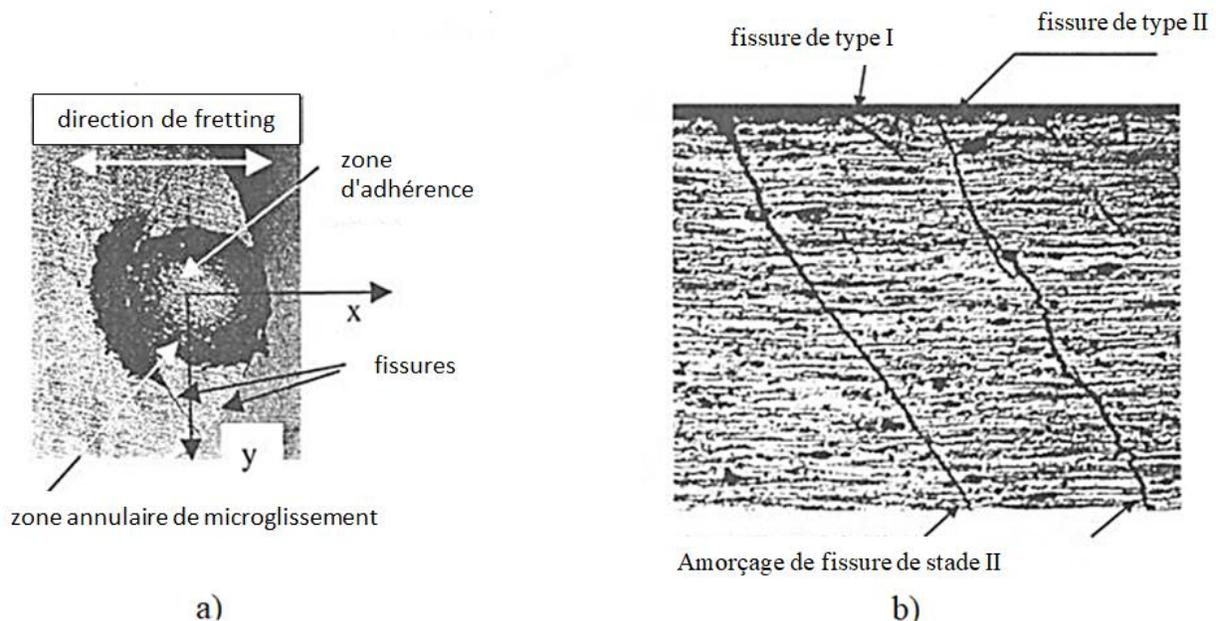


Figure II.11. (a) Fissures elliptiques à la surface de contact (b) Fissures de type I et II dans le plan méridien $y = 0$ [151]

- La fissure de type I se développe initialement à un angle faible par rapport à la surface de l'échantillon avec une direction de propagation allant de 15° à 35° par rapport à la surface et se produit principalement au milieu de la zone de contact micro-glissant,
- La fissure de type II se développe le long d'une direction approximativement perpendiculaire à la surface avec une direction allant de 75° à 90° à la surface et apparaît près du bord de la zone de contact dans la zone de micro-glissement, à l'intérieur et/ou à l'extérieur de la zone de contact. De plus, il a été observé que plus les fissures sont proches du centre de contact, plus la direction de croissance initiale des fissures est faible à la surface, pour les deux types de fissures. Ensuite, au cours de

l'étape II, les deux types de fissures dans les deux éprouvettes se propagent le long d'une direction d'environ 65° vers la surface. La profondeur de branchement correspond approximativement à une longueur de fissure maximale de $160 \mu\text{m}$ [151].

II.6 Essais expérimentaux

II.6.1 Appareil expérimental à actionneur unique

Les expériences de Bramhall ont été menées à l'aide d'une machine d'essai à actionneur unique et les poinçons ont été pressés sur l'échantillon par une force constante, exercée par des ressorts, tandis que la force tangentielle a été développée en limitant le mouvement tangentiel des poinçons, parallèlement à la surface de l'échantillon, toujours à l'aide de ressorts.

Selon Bramhall à montrer un effet de taille distinct, les éprouvettes chargés par des contacts plus petits vivaient plus longtemps que ceux chargés par des contacts plus grands donnant lieu au même champ de contrainte, et son travail a été révisé par Nowell [113]. Une décennie plus tard en utilisant un forme très similaire d'appareil utilisant des ressorts hélicoïdaux pour exercer la charge normale et des ressorts à poutre pour développer la force de cisaillement sur le contact, Figs.II.12 et II.13. Il convient de noter que ces essais, qui ont été effectués sur un alliage d'aluminium courant, ont montré une dispersion relativement faible en termes de durée de vie total par rapport aux expériences de fatigue simple avec des fissures librement initiées, ce qui illustre que le fretting, en tout cas avec des contacts hertziens en glissement partiel, produit un ensemble bien mieux défini de conditions de nucléation de fissure que celles associées à l'amorçage libre.

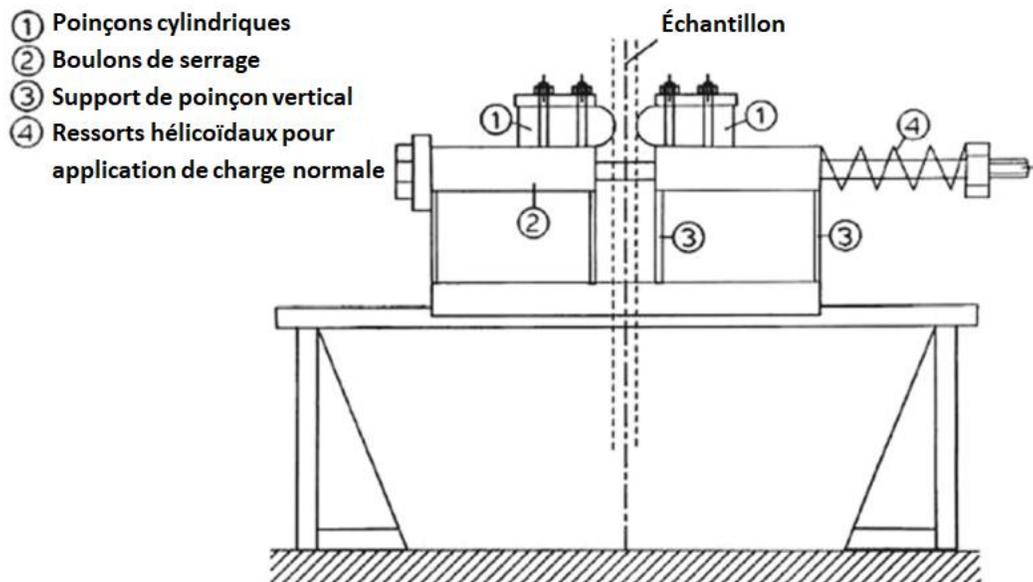


Figure.II.12. Schéma de la machine d'essai à un seul actionneur utilisée par Nowell

L'analyse de l'appareil Nowell-Bramhall a suscité des considérations de glissement partiel sous les effets combinés d'une force de cisaillement et d'une tension. Le chargement de l'éprouvette provoque un déplacement de la zone de contact. Un glissement se produira entre le tampon et l'échantillon. Ce glissement est en phase avec la force de fatigue appliquée. Contrairement aux ponts de fretting flottants, le poinçon de fretting fixes ont la capacité de mesurer le glissement et la force tangentielle. La force tangentielle peut être mesurée par des jauges de contrainte sur le pont fixe de fretting qui agissent comme un ressort taré [152–154]. Comme la charge normale de contact est développée par les ressorts, elle est nécessairement constante dans le temps.

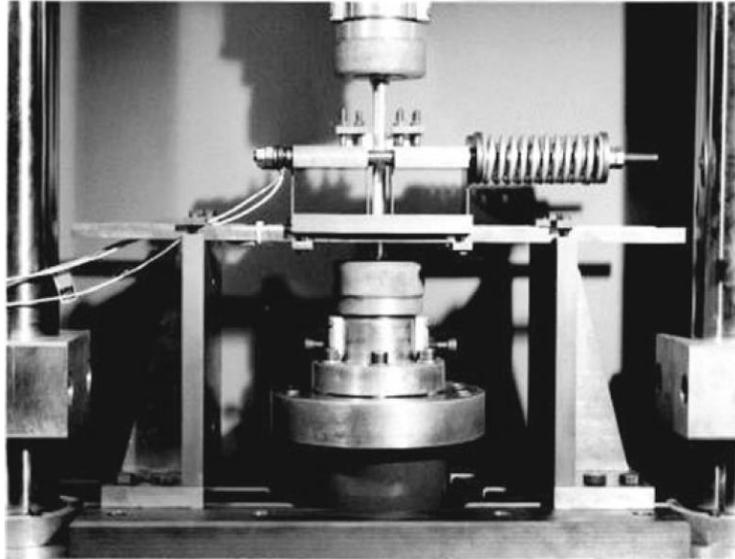


Figure.II.13. Machine d'essai à actionneur unique de Nowell [113]

II.6.2 Appareil expérimental à deux actionneurs

Bien que d'une grande valeur scientifique, les essais effectués à l'aide de l'appareil à ressort étaient nécessairement limités, et des pressions de contact réalistes ne pouvaient être exercées par cette méthode que pour des contacts hertziens. Un montage d'essai de fatigue par frottement a été développé par les auteurs dans cette étude. Comme le montre la figure II.14, le schéma de l'appareil se compose principalement de deux supports fixes, de deux poutres, de deux cellules de charge normales, de deux vis de réglage de charge, de deux supports de vis, de deux supports de patins de fretting et de deux poinçons de fretting, etc. Les supports fixes et les poutres constituent la plate-forme de support de la fixation de fretting fatigue, qui est complètement serrée sur les deux colonnes principales de la machine d'essai servo-hydraulique par les vis. Les autres parties de l'appareil sont installées sur la plate-forme. Les poinçons de fretting sont fixés sur les porte-patins, qui peuvent toujours se déplacer le long des poutres. Les porte-vis de réglage peuvent également se déplacer le long des poutres, pour faciliter la mise en place de l'éprouvette avant l'essai. Lorsqu'un spécimen est installé par la pince à coin hydraulique sur la machine d'essai de fatigue, les supports de vis et les supports de patin glissent juste pour faire le patin

contre le spécimen plat. Ensuite, les supports de vis sont fixés sur les poutres. Les charges normales, qui sont mesurées en temps réel à l'aide de deux cellules de charge, sont induites par deux vis de réglage, qui poussent le poinçon de fretting à serrer fermement l'échantillon. Les lectures numériques de la cellule de charge peuvent garantir que les charges de contact dans deux directions opposées sont égales et suffisamment précises.

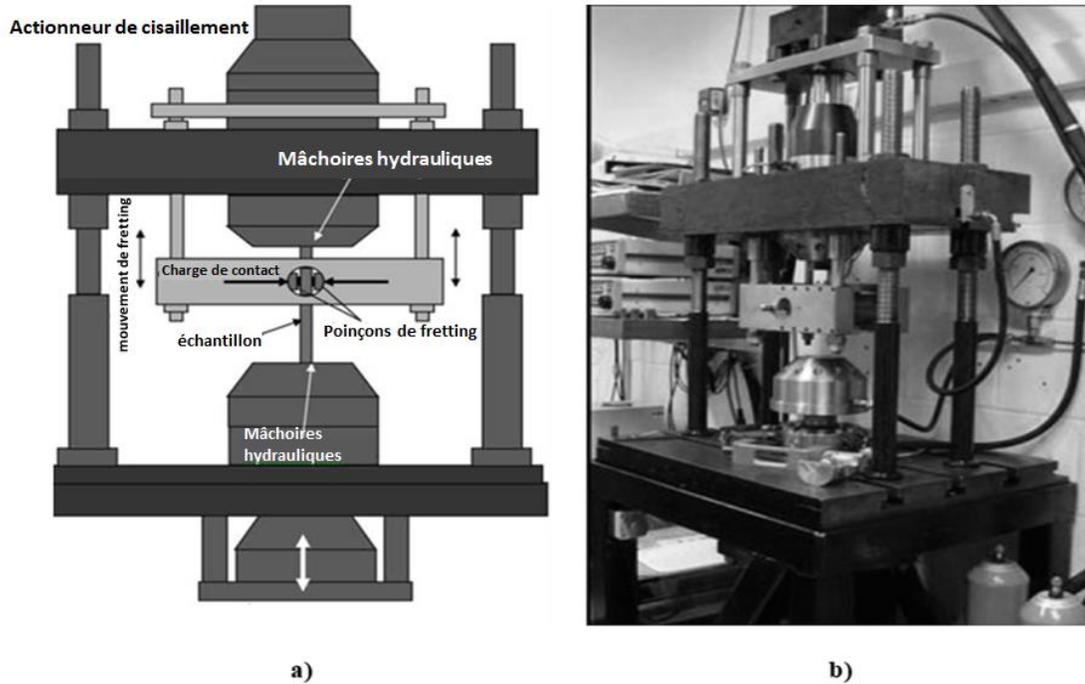


Figure.II.14. Appareil à deux actionneurs, a) schéma, b) photographie

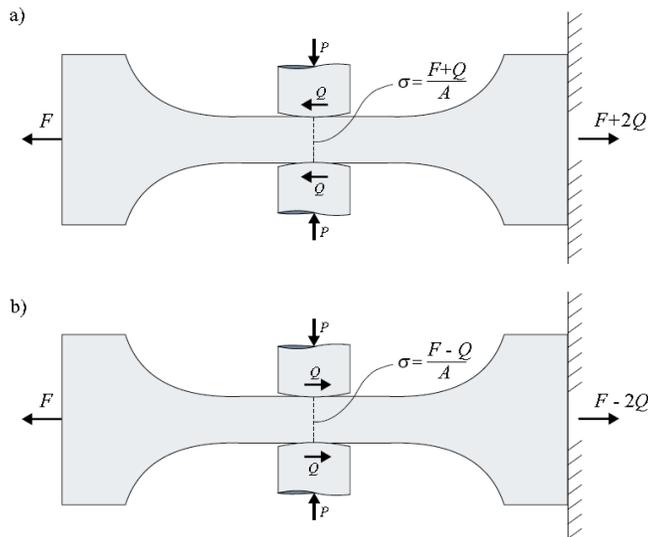


Figure.II.15. Actionneur induisant une force de traction, F, et un deuxième actionneur induisant les forces de cisaillement, Q, qui, ensemble, entraînent une tension globale qui varie tout au long du chargement périodique, voir (a) et (b)

La figure II.15 montre la géométrie du poinçon de fretting, y compris les détails de l'usinage et de l'état de surface. Les surfaces de contact du poinçon sont rectangulaires avec un grand rayon de courbure dans la zone de contact. Pour rendre les conditions de laboratoire plus proches des conditions de travail réelles, le parallélisme entre les surfaces de contact de l'échantillon et du poinçon a été maintenu et un contact complet a été obtenu. Le montage de fretting fatigue présente les caractéristiques suivantes : (i) il peut simuler des états de contact rond-plat entre éprouvettes et poinçon en utilisant différentes géométries cylindriques ; (ii) il produit une force normale constante de maximum entre le poinçon et les éprouvettes ; (iii) sa charge normale peut être mesurée à l'aide de cellules de charge de compression avec précision.

Notez que la force F est donnée par :

$$F = Q + A\sigma. \quad (\text{Eq.II.10})$$

Avec Q est la force axiale et σ la tension apparente.

Le principal avantage de cette forme d'appareil est celui de la stabilité ; Une vue schématique d'un banc d'essai réel est illustrée à la figure II.16. Deux poinçons sont utilisés pour des raisons de symétrie, et sont installés sur un montage de fretting.

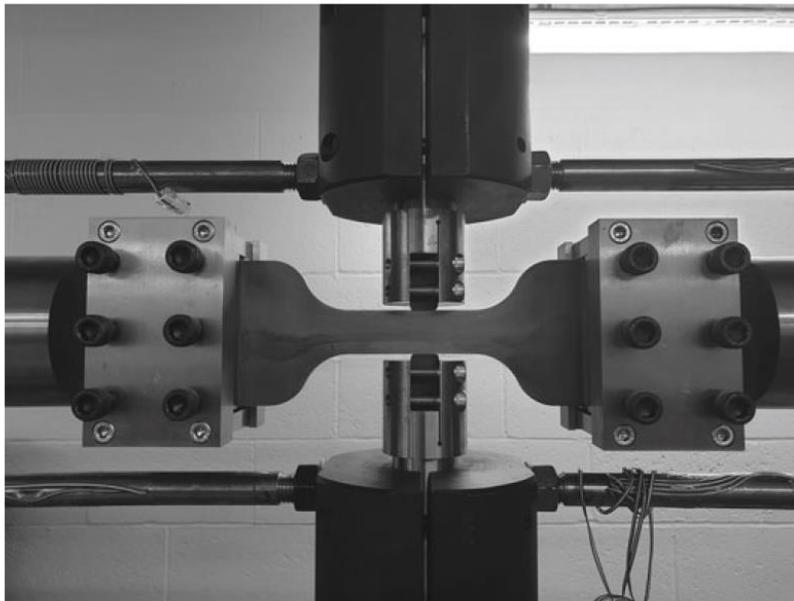


Figure.II.16. Essai de fretting fatigue avec deux poinçons plats et arrondis en contact avec une éprouvette [155]

Ce montage de fretting est relié à un actionneur hydraulique au moyen d'un cadre structurel. Le dispositif de fretting est déplacé pour contrôler le glissement entre le poinçon et l'échantillon. Cependant, le déplacement de l'appareil dépendra du déplacement de l'actionneur hydraulique et de la conformité du cadre structurel. Cette conformité garantira que le glissement ne peut pas être

contrôlé avec précision. Pour contourner cela, et également comme étape vers un développement ultérieur, une disposition alternative consiste à maintenir les poinçons fixes et à disposer des actionneurs servo-hydrauliques pour appliquer des forces à chaque extrémité d'éprouvette. Pour maintenir la stabilité du positionnement d'éprouvette, un actionneur sera normalement mis en commande de déplacement, tandis que l'autre est en commande d'effort. Les forces sont enregistrées à partir des cellules de charge dans chaque actionneur, et leur valeur moyenne fournit la tension globale tandis que la différence donne la force de cisaillement de contact [155]

II.7 L'effet de différents paramètres sur le comportement des matériaux en fretting fatigue

Les dommages de fretting fatigue se produisent dans les composants en contact lorsqu'ils sont soumis à des charges oscillantes et des mouvements de glissement en même temps. Ce phénomène est schématisé sur la fig.II.17 La résistance aux fretting fatigue des matériaux peut être affectée par de nombreux paramètres tels que la pression de contact, p , contrainte axiale, σ , frottement entre le poinçon et l'éprouvette, géométrie de contact et amplitude de glissement [156].

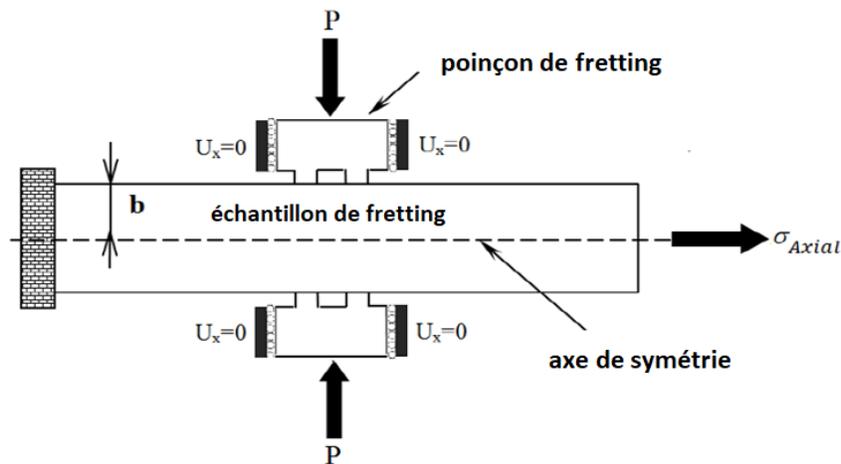


Figure.II.17. Illustration schématique de le fretting fatigue

II.7.1 Fretting fatigue du FGM

Xuejun et al. [157] utilisé un modèle cylindrique poinçon/plan, comme le montre la figure II.18, pour étudier le comportement du revêtement/substrat FGM sous sollicitation de fretting fatigue. La force normale P est appliquée au sommet du poinçon cylindrique de rayon R , qui amène le poinçon à entrer en contact avec la surface du revêtement FGM. La force tangentielle Q est appliquée sur le côté gauche du poinçon cylindrique et la contrainte apparente cyclique σ_A est appliquée sur le côté droit du revêtement/substrat FGM. Sous l'action combinée de P , Q et σ_A , la contrainte normale $p(x)$ et la contrainte tangentielle $q(x)$ le long de la surface de contact sont générées entre le revêtement et le poinçon.

Le rapport de la force résultante à la force tangentielle distribuée le long de la surface de contact à celle de la force normale est réglé pour être inférieure au coefficient de frottement moyen μ . Selon la loi de frottement de Coulomb, il n'y a pas de glissement relatif entre le poinçon et le système de revêtement/substrat FGM. Cependant, la répartition de la force normale $p(x)$ n'est pas uniforme, de sorte que le micro-glissement se produit sur le bord de contact et qu'aucun glissement relatif ne se produit sur le contact restant surface. La région qui produit le micro-glissement est appelée zone de glissement, et la région sans déplacement relatif est appelée zone d'adhérence. Le poinçon et le système revêtement/substrat produit le phénomène de fretting sous l'action combiné de la force cyclique Q et σ_A . Le revêtement FGM d'épaisseur h_f est idéalement collé au substrat sur les côtés supérieur et inférieur. Les matériaux de revêtement FGM et substrat sont à la fois isotropes et linéairement élastiques. Le module élastique du substrat et le revêtement FGM sont respectivement désignés par E et E_c ce dernier variant exponentiellement dans le sens de l'épaisseur [158], c'est-à-dire

$$E_c(y) = E_f \times \exp[\gamma + h_f] \quad (\text{Eq.II.11})$$

Où E_f est le module d'élasticité du revêtement FGM à l'interface ($y=-h_f$). γ est un indice d'inhomogénéité qui caractérise la non-homogénéité du revêtement FGM. Les coefficients de Poisson du substrat et Les revêtements FGM sont respectivement définis par ν et ν_f , qui sont supposées être des valeurs constantes.

Lorsque le rapport de rigidité de l'interface diminue, la contrainte de surface et la largeur de contact diminue mais le rapport adhérence-glissement (stick-slip) reste constant. La position d'initiation des dommages de fretting est plus éloignée du centre de contact et les contraintes inter-faciales sont faibles. Le niveau de la contrainte maximale peut être ajustée par l'interface rapport de rigidité.

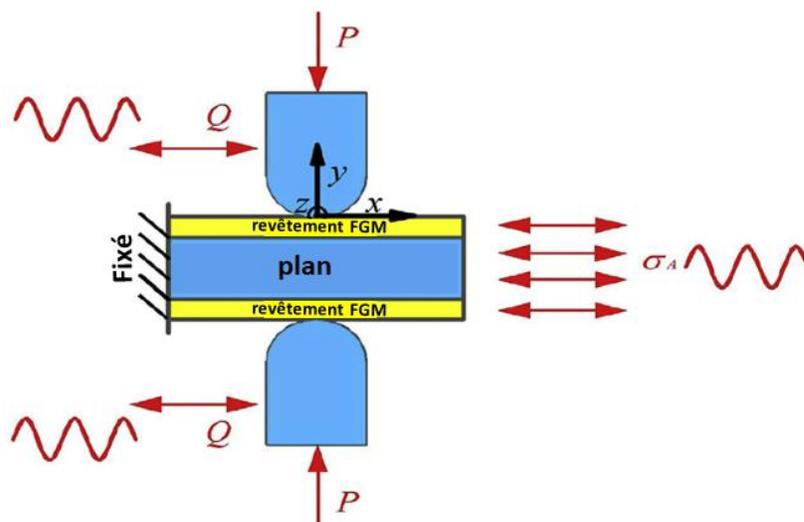


Figure.II. 18. Le modèle de fretting fatigue cylindrique sur plan avec revêtement de FGM

La non-homogénéité du revêtement FGM affecte l'emplacement de l'initiation des dommages. La contrainte de Von-Mises maximale du revêtement apparaît à la surface du revêtement, tandis que celle de l'adoucissement se produit à l'interface. Par rapport à un corps homogène, le revêtement adoucissant conduit à une contrainte faible en surface.

II.7.2 Effet du coefficient de frottement (COF et VCOF)

En 2017 Yue et all [159], étudie le contact cylindre/plan à déformation plane bidimensionnelle (2D) le modèle est généré pour les simulations FE par un logiciel FE commercial ABAQUS. La géométrie et les dimensions du modèle EF. Ces dimensions sont les mêmes que celles données dans la littérature [160], puisque le la cicatrice d'usure prédite pourrait être validée à l'aide de résultats expérimentaux. Deux modèles de fretting FE sont générés : CoF constant modèle (modèle CoF) avec une valeur constante de CoF, soit 0,88, et le modèle CoF variable (modèle VCoF), dont la description de CoF est résumées dans le tableau.II.1 , pour $P = 185 \text{ N}$, $D = 25 \mu\text{m}$. Sur la base des résultats expérimentaux de [160] un régime de glissement total existe lorsque $P = 185 \text{ N}$ et $D = 25 \mu\text{m}$. Bien que le CoF dépende également du déplacement même sous un couple de frottement donné avec la même normale charge, tendance similaire du CoF par rapport aux cycles de fretting en glissement partiel une condition similaire à la fig.II.19 a été trouvée dans [161] Ainsi, afin de comprendre les effets fondamentaux du CoF à la fois sur le glissement total et régimes de glissement partiel, la même définition de CoF que celle donnée dans le tableau.II.1.

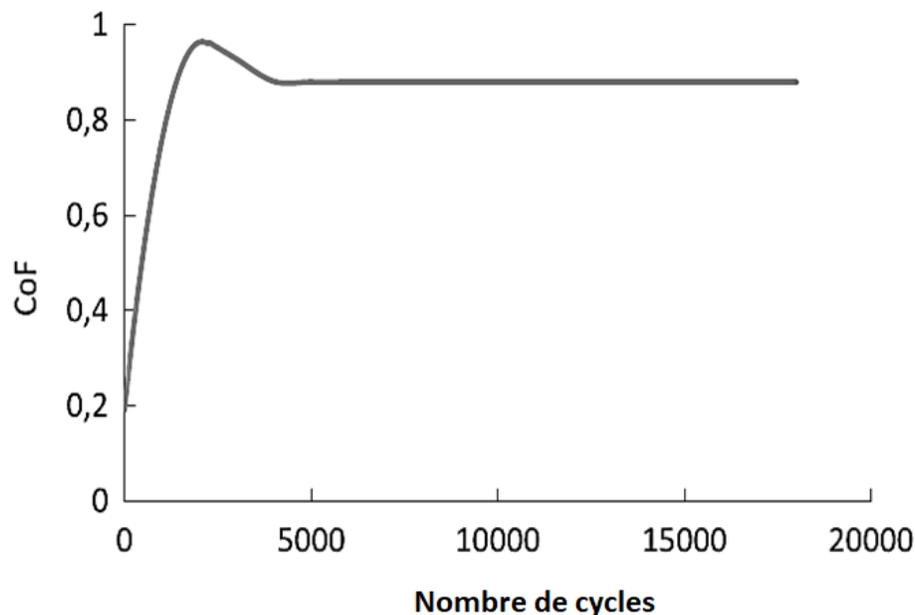


Figure.II. 19. Évolution du CoF lors du test de fretting wear, $P=185 \text{ N}$, $D =25 \mu\text{m}$ et $N=18000$ cycles [160]

Tableau.II. 1. Définition de CoF utilisée dans le modèle CoF variable[160]

Période de fretting	COF
0-2500 cycles	$(-1.784) \times 10^{-7} N^2 + 0.000743N + 0.1912266$
2500-3000 cycles	$(-4.71) \times 10^{-5} N + 1.07$
3000-18000 cycles	0.88

Le volume d'usure en condition de glissement partiel est inférieur à celui en condition de glissement total, comme illustré à la fig.II.20. Le volume d'usure calculé par le modèle CoF conserve également une relation linéaire avec le nombre de cycles d'usure, indiquant un taux d'usure constant comme le cas de la condition de glissement total. La raison de cette différence est qu'un faible coefficient de frottement permettrait plus de glissement et donc plus d'usure. Cependant, l'évolution du volume d'usure obtenu à partir du modèle VCoF est plus compliqué. Deux modèles FE à CoF constant et CoF variable ont été utilisés pour définir le nombre de cycle basé sur des mesures expérimentales. Ils ont été développés sous différentes valeurs de déplacements allant du glissement partiel vers la condition de glissement total. Ils ont conclu que : Le volume d'usure après 18 000 cycles. En régime de glissement total avait peu d'influence sur le volume d'usure prévu. Lorsque le déplacement appliqué diminue et conduit à un glissement en régime partiel, les marques d'usure du modèle VCoF ont une forme de « W » au lieu de la forme "U" pour le cas d'un CoF constant. Le volume d'usure prévu par le modèle VCoF était de 48 % supérieur à celui au volume d'usure de Modèle CoF après 18000 cycles.

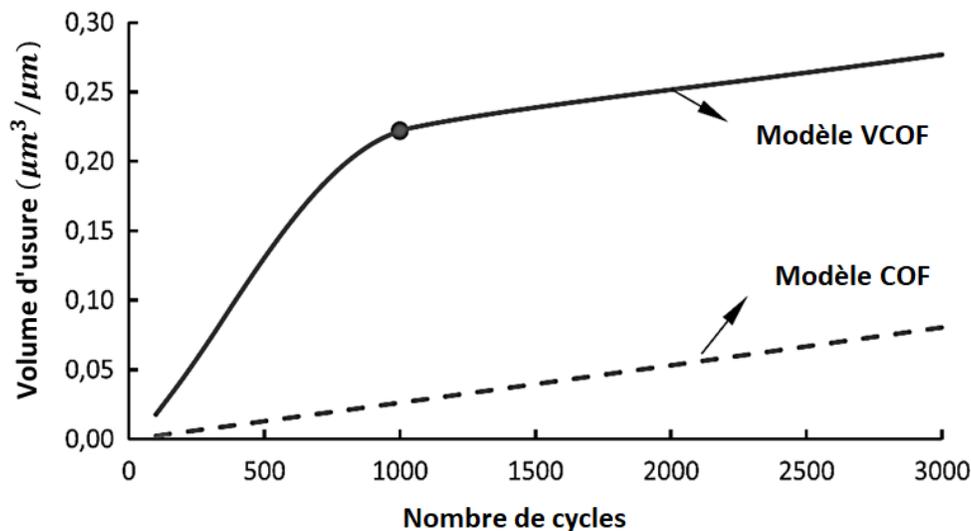


Figure.II. 20. Evolution du volume d'usure en phase en glissement partiel

Le volume d'usure en condition de glissement partiel est inférieur à celui en condition de glissement total, comme illustré à la Fig. II.20. Le volume d'usure calculé par le modèle CoF conserve également une relation linéaire avec le nombre de cycles d'usure, indiquant un taux d'usure constant comme en cas de condition de glissement. La raison de cette différence est qu'un faible coefficient de frottement permettrait plus de glissement et donc plus d'usure. Cependant,

l'évolution du volume d'usure obtenu à partir du modèle VCoF est plus compliquée [159]. Un point tournant existe lorsque $N = 1000$, après quoi un glissement partiel se produit. Au début de l'usure par frottement, le taux d'usure augmente à mesure que l'usure par frottement se poursuit jusqu'à ce que le CoF soit suffisamment élevé pour provoquer une adhérence au centre de la surface de contact. Par la suite, le taux d'usure diminue puisque la zone de d'adhérence est élargie en raison de la croissance continue de CoF en condition de glissement partiel.

II.7.3 Déplacement tangentiel

Le fretting usure entre le cylindre et le contact plat est simulée à l'aide de FEA dans différentes tailles de maille. La singularité des paramètres de fretting dans la zone de contact sont utilisées pour identifier si une singularité de contrainte existe selon divers paramètres, c'est-à-dire le déplacement appliqué, le COF et l'usure par frottement. La variation du glissement relatif et de la contrainte de cisaillement avec différents déplacements est illustrée à la Fig. II.21.

La Fig. II.21.a montré qu'un glissement partiel se produit lorsque le déplacement est de 4 mm, 5 mm ou 6 mm. Lorsque le déplacement appliqué est augmenté à 7 mm, un glissement total aura lieu. De même, en régime de glissement partiel, la loi de frottement statique n'est applicable dans la zone d'adhérence, tandis que la loi de frottement de Coulomb est applicable dans la zone de glissement. Dans le cas d'un glissement total, la répartition des contraintes de cisaillement le long de la ligne de contact obéit à la loi de frottement de Coulomb, visible sur la figure II.21.b. En régime de glissement partiel, la répartition des contraintes de cisaillement change avec le déplacement en raison de l'évolution du rapport entre la surface d'adhérence et la surface de glissement. Dans des conditions de glissement total, toute la zone de contact est en régime de glissement de sorte que la contrainte de cisaillement suit la loi de frottement de Coulomb. C'est pourquoi le déplacement n'a aucune influence sur la valeur de la contrainte de cisaillement maximale en condition de glissement total. [162]

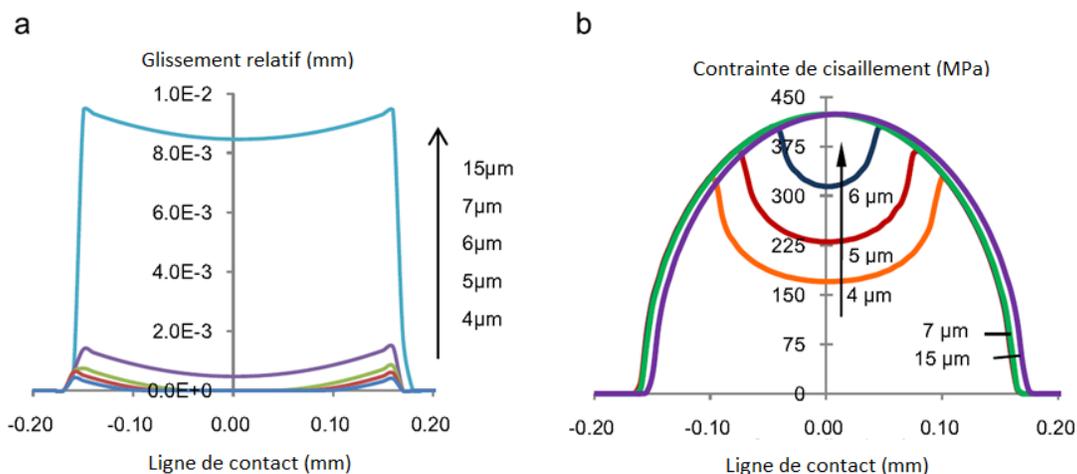


Figure.II. 21. Évolution du glissement relatif et de la contrainte de cisaillement pour différents déplacements, (a) glissement relatif, (b) contrainte de cisaillement [162]

Ce phénomène peut s'expliquer par la valeur maximale de la contrainte normale le long de la direction x , c'est-à-dire la σ_{xx} et la contrainte de cisaillement maximale σ_{xy} à différentes tailles de maille et déplacements, est comparée. La contrainte normale mentionnée ici est la valeur absolue de la contrainte normale, à savoir la direction de celle-ci est ignorée, car la divergence de la contrainte normale maximale est focalisée sur la place de sa direction. Les emplacements de σ_{xx} et σ_{xy} sont près du bord de contact à la fois en condition de glissement total et en condition de glissement partiel ce qui indique également que la taille du maillage a peu d'influence sur l'emplacement de la largeur de contact. Les emplacements de la contrainte de cisaillement maximale sont proches du point de transition entre glissement total et de glissement partiel, ce qui signifie que les emplacements sont différents pour divers déplacements appliqués. Alors que dans des conditions de glissement total, le frottement suit la loi de frottement de Coulomb, la contrainte de cisaillement maximale se situe au centre de la ligne de contact. [162]

II.7.4 Amplitude de glissement

L'amplitude de glissement est un paramètre important à prendre en compte lors de la modélisation numérique du fretting fatigue. En effet, l'amplitude de glissement influence directement sur le niveau des contraintes interfaciales dans la surface en contact. Plus l'amplitude de glissement est élevée, plus les contraintes seront importantes, ce qui peut accélérer le processus de fissuration. Plusieurs études ont été menées pour évaluer l'effet de ce paramètre sur la durée de vie en fretting fatigue. Wang et al [163] ont utilisé la méthode des éléments finis pour modéliser le fretting fatigue de fils d'acier utilisé en construction. Le tableau II.2 regroupe la composition chimique du matériau du fil. Les paramètres du test de fretting fatigue sont indiqués dans le tableau II.3.

Tableau II.2. Composition chimique du fil d'acier

Éléments	Zn	C	Mn	Si	Ni	Fe
Fraction massique (%)	4.53	0.84	0.39	0.02	0.01	balance

Tableau II.3. Paramètres d'essai de fretting fatigue multiaxial

Amplitude de fretting D (μm)	Rapport de contrainte	Contrainte moyenne (MPa)	Angle de croisement ($^\circ$)	Angle de torsion ($^\circ$)	Charge de contact Fn(N)	Fréquence f (Hz)	Cycles de fatigue
100	0.5	190.5	90	± 4	25	5	5000,10000, 15000,20000

La figure II.22 présente l'évolution de la boucle d'hystérésis de la force tangentielle en fonction de l'amplitude de glissement. On observe clairement que les boucles d'hystérésis de la force tangentielle en fonction de l'amplitude de glissement présentent toutes des formes non linéaires, ce qui est attribué à la force tangentielle en retard sur la déformation due au frottement interne du matériau métallique. Lors de la phase initiale (cycle 1), la boucle d'hystérésis présente le parallélogramme, qui révèle le glissement total au niveau de la zone de contact de fretting. Une augmentation des cycles de fatigue (cycle 100 jusqu'à 20000) induit le changement de la forme de la boucle d'hystérésis du parallélogramme à l'ellipse et donc la diminution de l'amplitude de glissement et la diminution de l'amplitude d'adhérence (stick), ce qui révèle l'état de glissement partiel [163]. La boucle d'hystérésis maintient l'ellipse stabilisée avec des cycles de fatigue croissants, ce qui indique l'état de glissement partiel. L'aire du cycle d'hystérésis désigne l'énergie dissipée lors d'une fretting-fatigue multiaxiale. De grandes quantités d'énergie consommées pendant le frottement se dissipent sous forme de chaleur de frottement induite par l'enlèvement de matière. Par conséquent, une énergie dissipée plus importante provoque des dommages de fatigue par frottement multiaxial plus importants.

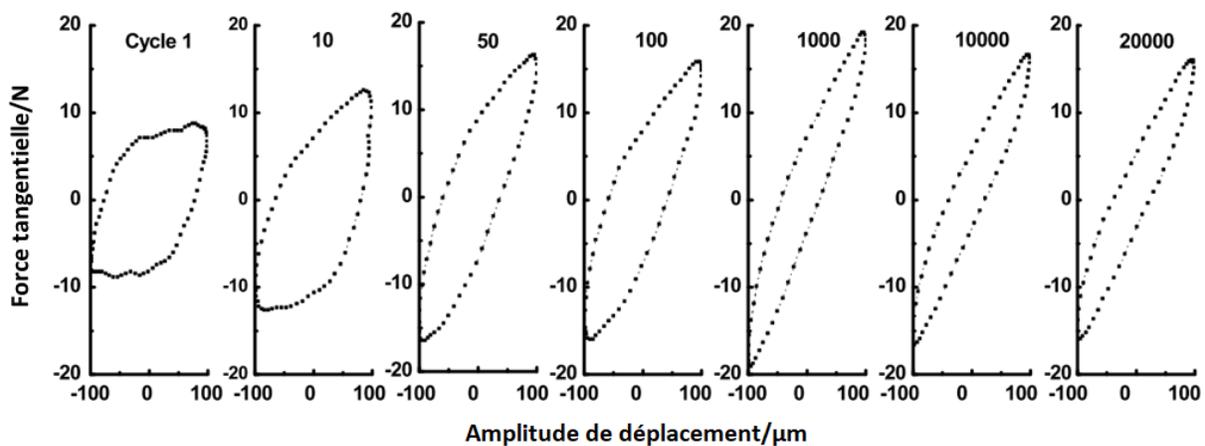


Figure II.22. L'évolution de la boucle d'hystérésis force tangentielle-amplitude de déplacement.

Une autre étude a été menée par Sikdar et al.[164] afin d'examiner l'effet de l'amplitude de glissement sur le fretting usure des alliages à base de Mg-Li-Al, LAT971 et LATZ9531. Comme le montre la figure III.23, le volume d'usure augmente progressivement avec l'amplitude de déplacement. On peut observer que le volume d'usure n'augmente que marginalement d'une amplitude de déplacement de 80 mm à 120 mm. Après cela, AZ31 présente une augmentation importante du volume d'usure, tandis que LATZ9531 montre une augmentation linéaire continue de la perte de volume d'usure. Pour comprendre le comportement de fretting dépendant du glissement, il est essentiel d'analyser le mécanisme de fretting pour des amplitudes de glissement élevées et faibles à travers l'étendue des aspérités de surface réduites par la déformation plastique, l'adhérence, en particulier au stade initial d'usure.

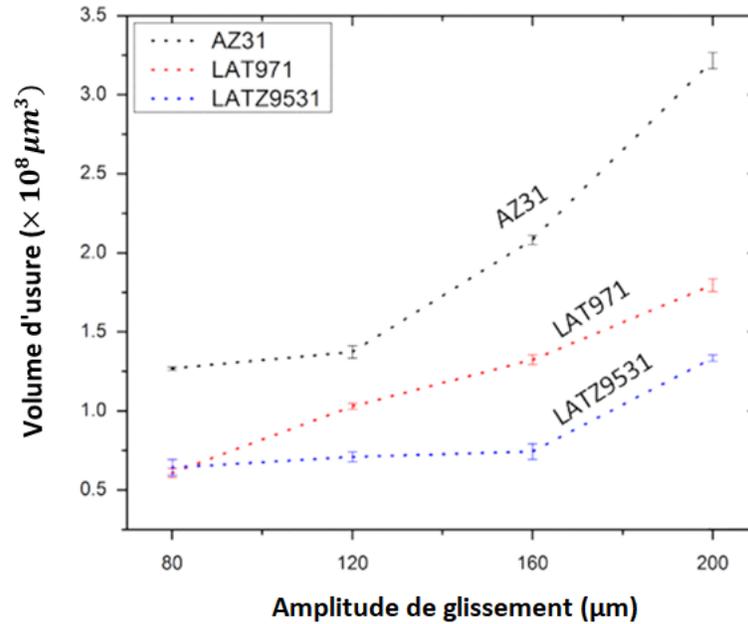


Figure.II.23. Changement du volume d'usure à différentes amplitudes de déplacement [164]

Généralement, lorsque deux surfaces se déplacent l'une contre l'autre, les débris d'usure se déplacent d'une surface et se rattachent à l'autre. Le degré de rugosité de la surface détermine la sévérité du mouvement du matériau dans la zone plastique qui se forme entre les deux surfaces lors de l'usure adhésive. En revanche, l'usure abrasive se produit lorsqu'une surface plus dure se déplace par rapport à une surface plus douce. Dans ce cas, seule la surface la plus douce perdra de la matière en raison de la rugosité de la surface la plus dure. L'usure abrasive peut être classée selon son mode : usure abrasive à deux corps ou à trois corps. L'usure à deux corps se produit lorsque des particules sur la surface plus dure, ou des grains, enlèvent de la matière de la surface plus douce. L'usure à trois corps se produit lorsque les particules ne sont pas contraintes et roulent ou glissent librement sur une surface. On observe également que le volume d'usure (figure II.23) n'augmente pas de manière monotone avec l'amplitude du glissement, ce qui peut être attribué au déplacement du mécanisme de frottement du glissement vers l'usure.

II.7.5 Nature de matériau

Nous rappelons que le fretting est associé au mouvement oscillatoire relatif de faible amplitude entre deux surfaces solides en contact. Vu le grand nombre de variables en interaction qui affectent le fretting fatigue rend les essais expérimentaux difficiles. Par conséquent, des efforts importants pour établir des normes d'essais de fretting fatigue sont en cours depuis la fin des années quatre-vingt. Parmi ces variables la nature des matériaux en contact. Walvekar et al. [15] ont présentés des résultats expérimentaux pour le contact linéaire entre un spécimen plat AISI 4140 et des poinçons de contact cylindriques Ti-6-4 pour la configuration de chargement de fretting fatigue.

Comme décrit précédemment, l'éprouvette de traction subit des dommages de fatigue pendant la fretting fatigue et la majeure partie de la durée de vie en fatigue est consacrée à l'initiation de la fissure près de la région de contact. Par conséquent, l'endommagement est évalué uniquement pour la région de contact de l'éprouvette de traction. Les propriétés dépendantes du matériau nécessaires pour le modèle d'endommagement par fatigue sont évaluées pour l'AISI 4140. L'endommagement critique à la rupture peut être trouvé en mesurant la diminution du module d'élasticité du matériau lors d'un essai. Des mesures de déformation précises sont importantes pour le calcul de l'endommagement, c'est pourquoi une jauge de contrainte est installée dans la zone de section transversale constante de l'échantillon.

La Figure II.24 montre la position de la jauge de déformation dans l'éprouvette. Dans chaque cycle, le déplacement est progressivement augmenté jusqu'à ce qu'une déformation plastique se produise. Ensuite, le déplacement a été diminué jusqu'à ce que la force (c'est-à-dire la contrainte dans l'échantillon) revienne à zéro. Au cours du cycle suivant, le déplacement a encore été augmenté pour créer progressivement plus de déformation plastique. Cette procédure a été répétée jusqu'à la rupture. La Figure II.25 représente l'évolution de la contrainte en fonction de la déformation pour chaque cycle de l'essai. Le module d'élasticité a été calculé à partir de la pente de la courbe de décharge. Comme prévu, le module d'élasticité diminue à mesure que la déformation plastique augmente (c'est-à-dire que l'échantillon est de plus en plus endommagé). Le tableau II.4 regroupe la diminution du module d'élasticité à mesure que l'endommagement augmente. La valeur de dommage critique ou au moment de la rupture est de 0,12. Des autres auteurs ont trouvés que la valeur de dommage critique de l'AISI 4142 était de 0,11.

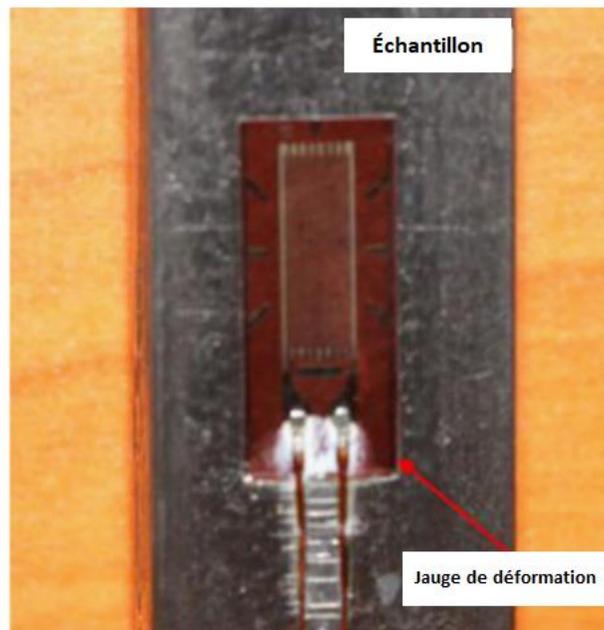


Figure.II.24. Jauge de déformation montée sur l'éprouvette de traction pour « Essai de variation du module d'élasticité ».[15]

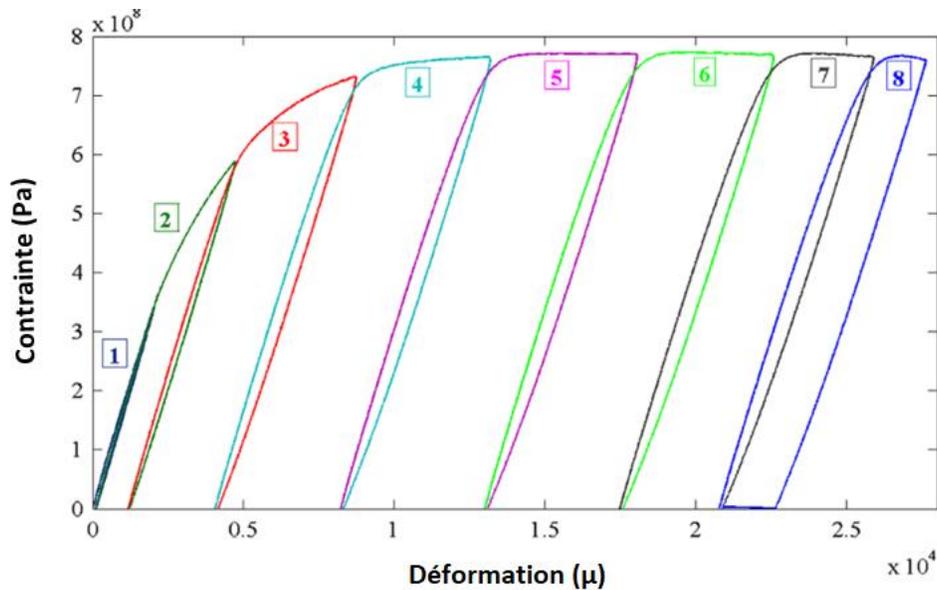


Figure.II.25. Tracé contrainte/déformation à différents cycles pour le test de variation du module d'élasticité.[15]

Tableau.II.4. Variation du module d'élasticité [15]

Cycle no.	$E(1 - D)$ (GPa)	D
1	176.0	0
2	167.1	0.051
3	160.6	0.088
4	157.3	0.106
5	155.8	0.115
6	155.2	0.119
7	154.5	0.123
8	154.5	0.122

Des travaux similaires sont présentés par Vantadori et Zanichelli [16] qui confirme l'utilisation de ces paramètres dans des situations de fretting fatigue pour la localisation des fissures et la prédiction de la durée de vie de l'alliage de titane Ti-6Al-4V et de l'alliage d'aluminium Al7075-T651. Ils ont montré que l'utilisation de traitement de surface par grenailage mérite d'être soulignée dont le but d'améliorer la durée de vie des composants affectés par le fretting fatigue. Par conséquent, une loi théorique est proposée semble être un outil prometteur, en particulier

dans le cas où le profil réel de contrainte résiduelle par la technique de grenailage n'est pas mesuré expérimentalement.

II.7.6 Paramètre géométriques

Le fretting est défini comme un mouvement oscillatoire entre deux surfaces en contact. Cette interaction peut introduire des dommages sous la forme d'usure et d'initiation de fissures par contact. Il existe deux mécanismes d'endommagement par fretting, à savoir le fretting usure et le fretting fatigue. La rupture par fatigue due au fretting se produit normalement avec la présence de contraintes globales cycliques superposées sur l'un ou les deux composants en contact qui subissent le fretting. Les fissures sont généralement initiées à l'intérieur ou au bord des contacts. Farrahi et al. [165] indiquent que lors du fretting, de fortes déformations plastiques des surfaces ou des sous-surfaces peuvent se produire, provoquant une usure de surface. Il favorise également la germination et la propagation des fissures sur les surfaces et sur les sous-surfaces, ce qui est susceptible de conduire à une défaillance catastrophique. Ils ont conclu que le frottement favorise la création de fissures, qui endommagent le matériau et conduisent à une réduction de la durée de vie en fatigue. Le comportement à l'usure par frottement est influencé par de nombreux facteurs. Les charges externes favorisent l'initiation et la propagation des fissures. La propagation de la fissure (a) en fonction du nombre de cycle est illustrée dans la Figure II.26.

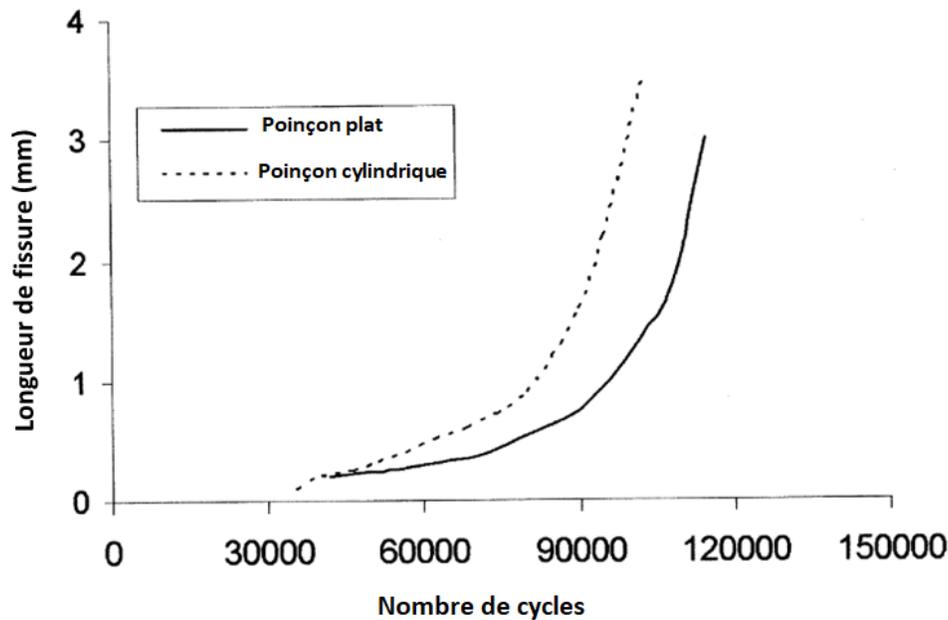


Figure II.26. Variation de la longueur de la fissure en fonction du nombre de cycles

Les résistances à la fatigue (propagation de fissure) par frottement étaient inférieures à celles de la fatigue normale. Les éprouvettes avec poinçon de contact plat avaient une résistance à la fatigue la plus élevée, suivies de celles avec d'un poinçon à contact cylindrique. Bien qu'une pression de contact moyenne similaire ait été appliquée pour les expériences, les contacts étaient

plus petits pour les spécimens avec poinçon de contact cylindrique par rapport à ceux avec poinçon de contact plat. Ainsi, les pressions de contact aux contacts cylindriques sur plat étaient plus élevées que celles au contact plat sur plat. L'influence des champs de contrainte de contact avec différentes géométries de poinçon de contact sur la nucléation et la propagation de la fissure sont relié directement à la configuration de contact. Ceux phénomène peut s'expliqué la distribution de pression de contact le long de la ligne de contact, un comportement singulier pour la géométrie plat sur plat. Cependant, pour la géométrie cylindre sur plat, il est évident qu'il n'y a pas de singularité de contrainte sur les bords de contact et que la pression de contact maximale se produit au milieu de la zone de contact.

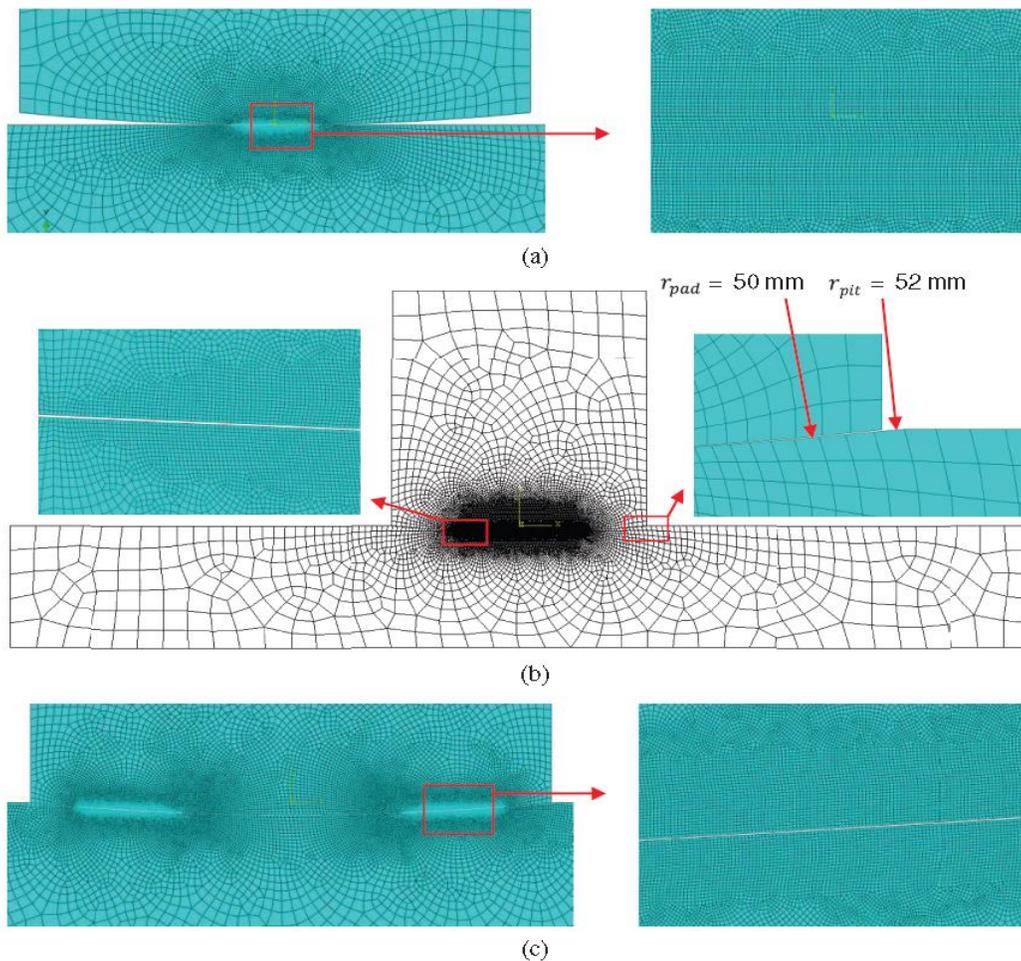


Figure II.27. (a) Les éléments proches de la surface de contact pour le modèle de type 1. (b) Modèle éléments finis de type 2. (c) Les éléments proches de la surface de contact pour le modèle de type 3

La performance des structures sous sollicitation de fretting fatigue dépendent principalement à la distribution de contraintes et de déformations à l'interface des surfaces de contact. Deng et al. [166] ont proposés des améliorations à la géométrie expérimentale standard pour les éprouvettes

plates où ils ont ajouté des piqûres cylindriques artificielles à l'éprouvette. Un modèle d'éléments finis est établi pour étudier les distributions de contraintes et de déformations de contact sous différentes configurations de contact. Le spécimen traité artificiellement, c'est-à-dire l'ajout de piqûres à la surface de la zone de contact, est étudié. La taille de maillage est choisie en fonction du rayon de contact entre le poinçon et l'échantillon sous une charge de contact de compression normale. Le modèle EF de la figure II.27 est construit dans Abaqus en état de déformation plane 2D (CPE4R). Compte tenu de l'efficacité et de la précision des calculs, le modèle d'éléments finis utilise différentes partitions pour la discrétisation. Sur la surface de contact, la taille de l'élément est de 0,002 mm, ce qui permet au maillage de converger et d'obtenir des résultats suffisamment précis. La méthode de discrétisation du modèle de type 1 est similaire à celle du type 2 comme le montre la figure II.27a. Cependant, pour le modèle de type 3, une surface de contact trop grande entraînera trop d'éléments qui affectent la convergence du calcul. Selon notre précédente étude de convergence, la taille du maillage de la zone de contact affecte principalement la précision de la contrainte au bord de contact. Ainsi pour le modèle de type 3, cette étude affine principalement les éléments proches du bord de contact, et la taille est égale à 0,002 mm comme le montre la figure II.27c. Le comportement d'interaction de contact est défini comme un algorithme de contact général. La formulation de frottement du comportement tangentiel utilise le multiplicateur de Lagrange et le coefficient de frottement est égal à 0,65.

La plus grande différence entre chaque modèle est le rayon de contact. D'après la distribution de contrainte résultante illustrée à la figure II.28, la différence de concentration de contrainte est très évidente. La forte concentration de contraintes du modèle de type 1 est proche du bord et se produit sur une très petite zone de contact. Par conséquent, cela conduit à une valeur de pointe plus élevée de la contrainte, non seulement de la contrainte de cisaillement, mais également des contraintes normales et de traction. Cependant, pour les deux autres modèles, la répartition des contraintes a lieu dans une zone de contact relativement grande. La valeur maximale absolue de la contrainte de cisaillement est également beaucoup plus petite que le type 1. Bien que la figure II.28 montre une macro-comparaison de trois modèles, il est plus important de prendre en compte la contrainte sur la surface de contact. Parce qu'il est connu des expériences précédentes et des études numériques que la fissure apparaît généralement en premier au bord de contact pour le modèle de type 1. Ceci est similaire pour les modèles de type 2 et 3 car la contrainte à la surface de contact est plus élevée qu'en dessous de la surface.

Plus tard, Ciavarella [122] a profité du modèle de fissure-analogie pour prédire les durées de vie en fretting fatigue en calculant les facteurs d'intensité de contrainte. Les résultats obtenus avec cette approche sont cohérents aux résultats de littérature. Cet aspect a été discuté par Hoepfner [151] en utilisant des méthodes expérimentales, analytiques et des calculs par éléments finis dont le but est de localiser le lieu d'amorçage de fissure dans la zone de contact. La nucléation des fissures de fatigue par frottement dans le Ti-6Al-4V lorsqu'il est frotté contre lui-même est étudiée pour déterminer l'influence de la pression de contact, de l'amplitude de contrainte, du rapport de contrainte et de la géométrie de contact sur le processus de dégradation [167]. Pour les

paramètres d'essai considérés sont en condition de glissement partiel. Les cycles de nucléation des fissures, l'évolution des forces de frottement, les orientations des fissures et leur relation avec la microstructure sont mis en évidence.

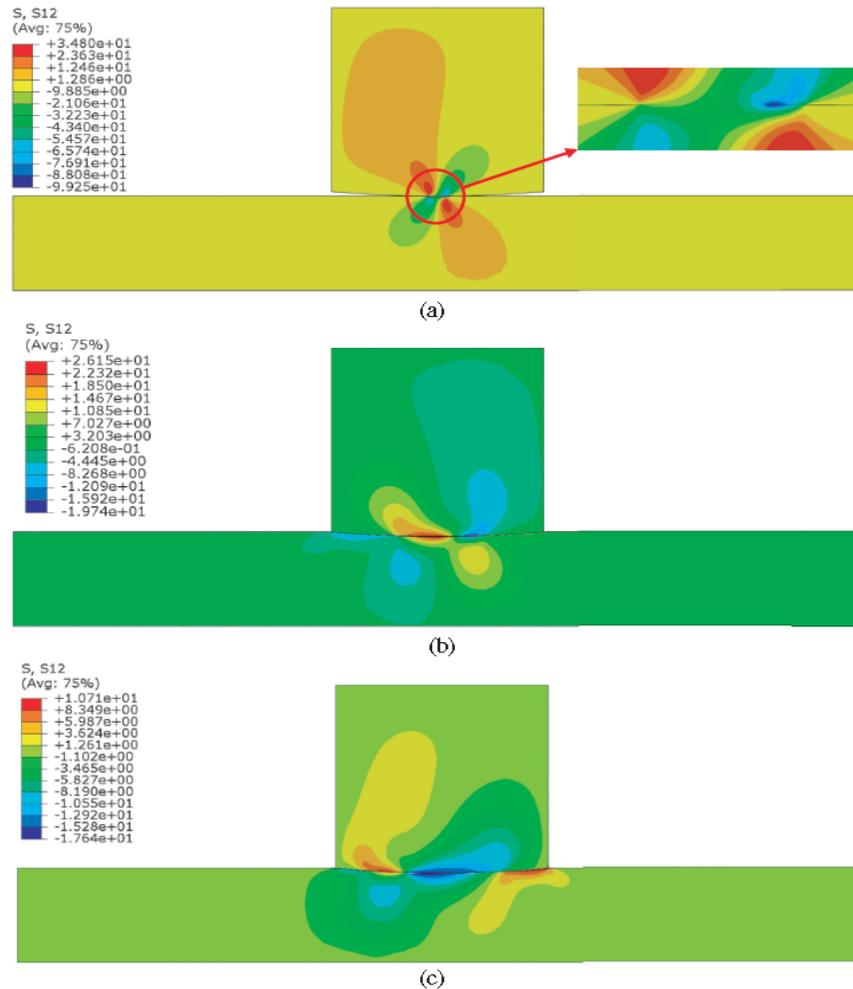


Figure II.28. Distribution des contraintes de cisaillement dans l'ensemble du modèle lorsque la charge maximale (a) de type 1, (b) de type 2 et (c) type 3 [166]

A travers de cette recherche bibliographique, nous pouvons dire qu'il est très difficile, voire impossible, de séparer les portions d'initiation et de propagation de fissures de la durée de vie totale dans les essais, car le suivi expérimental de la fissure sous fretting fatigue est une tâche très difficile. C'est parce que les fissures sont couvertes par des poinçons de fretting lors d'essais en laboratoire ou dans les accouplements dans des composants réels. De nombreux chercheurs [168–170] ont mené de nombreuses études sur le comportement en fretting fatigue où ils ont développés des formules analytiques et quasi-analytiques basées sur la solution hertzienne et des modèles d'éléments finis pour calculer les contraintes de contact et évaluer le comportement de

propagation des fissures de fretting fatigue. Ils ont supposé que la direction de croissance des fissures est régie par la contrainte tangentielle maximale.

II.7.7 Charge appliquée

Les effets de trois variables, la force tangentielle maximale (Q_{\max}), la charge de contact (P) et le coefficient de frottement (μ) sur la durée de propagation des fissures de fatigue par frottement ont également été étudiés. Ces paramètres jouent un rôle majeur sur le comportement en fretting fatigue, de sorte que l'augmentation de ces paramètres diminue la durée de vie totale en fretting fatigue selon Fadag et al. [171]. Par conséquent, il a été jugé approprié d'étudier comment ces paramètres affecteraient la durée de propagation d'amorçage des fissures par fretting fatigue. Un niveau intermédiaire de la contrainte effective a été sélectionné pour cette étude paramétrique. La figure II.29 montre la durée de propagation des fissures, N_p , en fonction de la charge de contact, P . D'autre part, La figure II.30 montre également l'effet du coefficient de frottement, μ sur la durée de propagation des fissures N_p pour une force tangentielle maximale, Q_{\max} normalisée par frottement (μ) multiplier par la pression de contact P . Nous rappelons que le rapport $Q_{\max}/\mu.P$ est un indicateur du rapport de la région de glissement et de la largeur de contact. En d'autres termes, ces figures montrent les effets de la charge de contact, P , et du coefficient de frottement, μ sur la durée de propagation des fissures, N_p . Pour un rapport donné de la région de glissement et de la largeur de contact. Lorsque ces paramètres augmentent, la durée de propagation des fissures diminue ou bien la durée d'amorçage des fissures augmente.

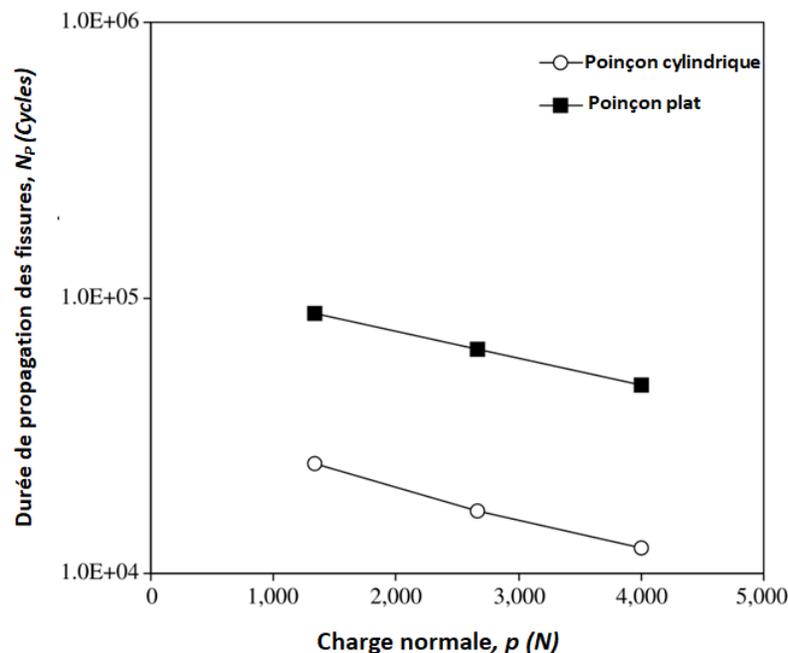


Figure.II.29. Durée de propagation des fissures en fonction de la charge normale. $a = 20 \mu\text{m}$, $\sigma_{\text{eff}} = 408\text{MPa}$ poinçon cylindrique, $\sigma_{\text{eff}} = 396\text{MPa}$ poinçon plat, $\mu = 0.5$, $Q_{\max}/\mu P = 0.85$.

De plus, ce comportement est presque similaire dans les deux géométries de contact dans le cas de la charge de contact (P) et de la force tangentielle (Q_{\max}). Cependant, le taux de diminution de la durée de propagation des fissures avec l'augmentation du coefficient de frottement, μ est relativement plus élevé dans le cas d'un poinçon cylindrique que dans le cas d'un poinçon plat.

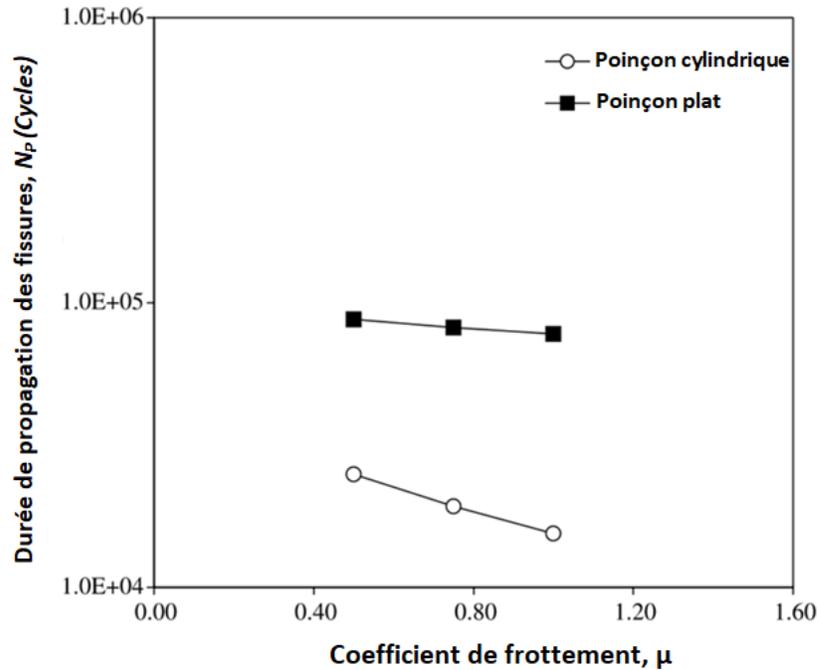


Figure II.30. Durée de propagation des fissures en fonction du coefficient de frottement. $a = 20 \mu\text{m}$, $\sigma_{\text{eff}} = 408\text{MPa}$ poinçon cylindrique, $\sigma_{\text{eff}} = 396\text{MPa}$ poinçon plat, $P = 1335\text{N}$, $Q_{\max}/\mu P = 0.85$.

Ces auteurs ont montré que la durée de propagation diminue ou alternativement la durée d'amorçage de fissure augmente avec l'augmentation de la force tangentielle pour une charge de contact et un coefficient de frottement donnés. En outre, la durée de propagation diminue ou, la durée d'amorçage de fissure augmente avec l'augmentation de la charge de contact et du coefficient de frottement pour un rapport donné de région de glissement et de largeur de contact. De plus, cette augmentation/diminution est presque similaire pour les deux géométries de contact avec la variation de la charge de contact et de la force tangentielle, mais légèrement plus grande dans la configuration de contact cylindrique que celle dans la configuration de contact plate avec la variation du coefficient de frottement. Dans tous les cas, l'influence de l'un des paramètres peut être analysée en maintenant les autres paramètres constants. Certains auteurs ont effectué une analyse similaire en contact cylindrique avec la variation d'un seul paramètre. Miller [172] a réalisé une revue approfondie sur le sujet de fretting usure et fretting fatigue. Il a observé que l'augmentation de la contrainte de contact et de la charge peut réduire la durée de vie en fretting fatigue de frottement dans différents matériaux. Cependant, la plupart des expériences se concentrent sur l'analyse fractographique après les essais. Récemment, Han et al. [172] ont étudié

la durée de vie de fretting de l'alliage de titane en tenant compte de l'effet combiné de la température et du niveau de chargement. L'analyse fractographique a démontré que l'amorçage de la fissure résultait d'un endommagement par fretting dans la zone de contact. Avec l'augmentation de la température et de la charge, le champ de contrainte interfaciale augmente de manière significative, ce qui correspond à la tendance à la diminution des durées de vie en fretting fatigue.

II.7.8 Conditions environnementales

Au cours du processus de fretting, la dureté peut varier par écrouissage ou adoucissement, un mécanisme identifié dans le fretting fatigue. La composition de l'atmosphère, l'humidité relative, la pression ambiante et la température sont les conditions environnementales qui influencent de plus à la sollicitation de fretting. La composition de l'atmosphère peut dicter les réactions chimiques dans la zone de contact et donc modifier la réponse du matériau en fretting, ainsi que l'humidité relative, ce qui peut influencer directement sur le coefficient de frottement et les transformations des débris d'usure dans la zone de contact. La pression ambiante (vide, ambiante et haute pression) et la température sont des paramètres dont la variation a une corrélation directe avec l'oxydation des particules d'usure et des films de contact et par conséquent le volume d'usure en fretting. L'influence des paramètres environnementaux atmosphériques sur le comportement au frottement de l'acier inoxydable AISI 304 a été étudiée par Esteves et al. [173]. L'appareil utilisé comme machine d'usure par frottement induit par un actionneur piézoélectrique est représenté par la Figure II.31. Ces auteurs ont conclu que l'influence de ce paramètre sur l'usure et le coefficient de frottement est évidente, suggérant que l'environnement de travail doit être un facteur dans les tolérances autorisées. Le volume d'usure augmente nettement pour des géométries élevées, essentiellement à cause de la plus grande distance de glissement, ce qui se traduit par des régimes de glissement grossiers et des cycles de fretting plus larges. Les coefficients de frottement de cycles de fretting stabilisés indiquent clairement la variation de la condition de frottement avec l'enlèvement de matière. Leurs résultats démontrent que pour les deux valeurs de déplacement faibles, le glissement ne devrait pas se produire dans toute la zone de contact, ce qui induit de faibles valeurs de frottement. En fait, la forme des boucles de frottement change avec l'augmentation de l'amplitude de déplacement. Les boucles présentent une forme elliptique qui correspond à un régime de fretting à glissement partiel. L'augmentation du glissement dans la zone de contact induit une augmentation du frottement avec un changement correspondant de la forme de la boucle vers un aspect rectangulaire. En raison du conditionnement géométrique, le volume d'usure entre les éprouvettes plates et sphériques diffère d'au moins un ordre de grandeur. Les particules d'usure de ce type de dépôt d'oxyde se détachent de la surface avec généralement quelques microns et subissent l'un des deux processus. Certains sont sortis de la zone de contact, se regroupant en périphérie. Certains des débris d'usure restent entre les deux surfaces et sont compactés en plaques, formant une couche d'oxyde fragile (très cassante) qui peut servir de couche protectrice ou nuisible des surfaces de

contact. Cette couche compactée reste adhérente principalement à l'éprouvette plane, ce qui explique la différence entre les taux d'usure dans la zone de contact.

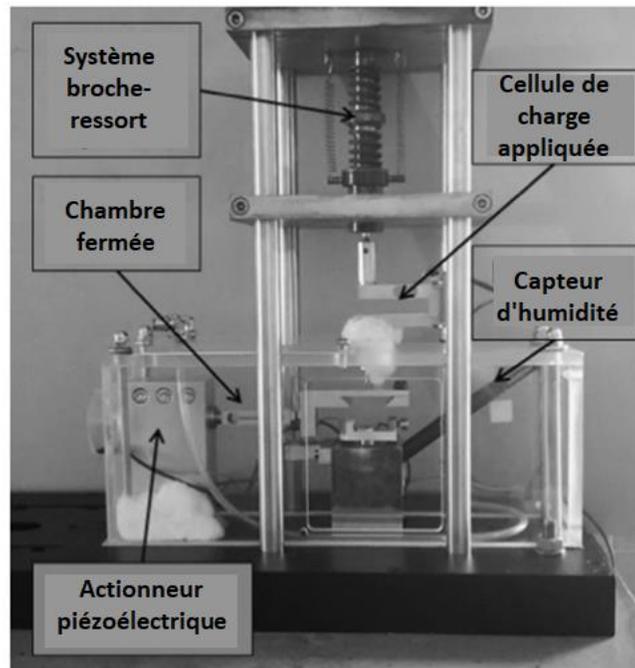


Figure II.31. Tribomètre de fretting avec capteur d'humidité [173]

En général, des températures élevées réduisent la durée de vie des composants mécaniques ainsi que leur résistance. Ce comportement est attendu car une température élevée induit une dégradation du matériau (c'est-à-dire des propriétés physiques et mécaniques) en plus des dommages causés par les charges mécaniques appliquées. Jin et al. [174] ont effectué des expériences de fretting fatigue de l'alliage Ti-6Al-4V à deux niveaux de température. Un montage de fretting pour maintenir une paire de poinçon de fretting contre les faces de l'échantillon a été construit sur un banc d'essai servo-hydraulique de 100 kN, (Figure II.32).

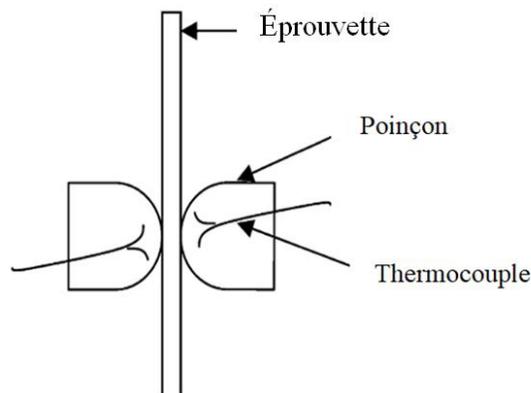


Figure II.32. Schéma de configuration du thermocouple [174]

Pour surveiller la force tangentielle (ou force de frottement) pendant le test de fretting, une cellule de charge supplémentaire (22 kN) a été fixée à l'actionneur. Cela a permis de mesurer les forces tangentielles sur le poinçon de fretting. Des essais de fretting fatigue à amplitude constante ont été effectués à une fréquence de 10 Hz, à température ambiante $T = 25\text{ °C}$ et $T = 260\text{ °C}$ sur une large gamme d'amplitude de contrainte appliquée avec un rapport de charge = 0,1. La température du test a été mesurée et contrôlée à l'aide de thermocouples fixés sur la surface du poinçon. Leurs résultats ont montré que la durée de vie en fretting fatigue diminuait de manière significative avec l'augmentation de la température (Figure II.33).

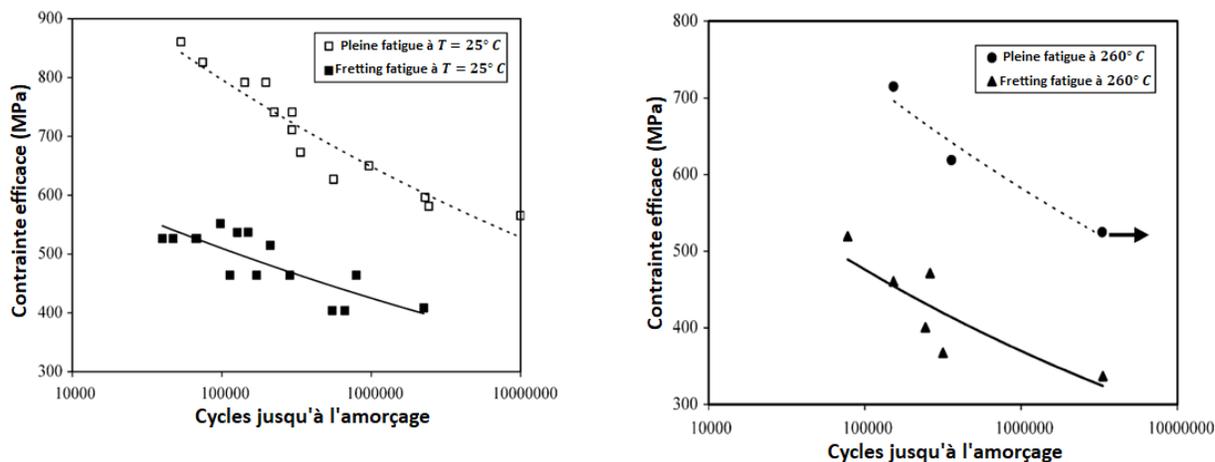


Figure II.33. Comparaison des relations S–N entre la fatigue plane et le fretting fatigue

D'autres travaux pour les mêmes auteurs ont constaté que même si le fretting à une température élevée n'affectait pas particulièrement la résistance à la fatigue, la durée de vie en fatigue diminuait à des contraintes supérieures à la limite de fatigue au fur et à mesure que la température augmente. Ils ont également confirmé que cette réduction de la durée de vie due à l'augmentation de la température résultait de la dégradation des propriétés de fatigue plutôt que de l'aggravation des dommages de fretting. Les réductions de la durée de vie en fatigue et de la résistance à la fatigue dues au fretting par rapport à leurs homologues en fatigue plane étaient significatives à 260 °C ainsi qu'à température ambiante. Cependant, il n'y avait pratiquement aucune différence entre la température ambiante et les données de durée de vie à 260 °C , que ce soit dans les conditions de fatigue simple ou de fretting fatigue.

II.7.9 La rugosité des surfaces

La réduction de la limite de fretting fatigue est généralement liée aux défaillances de surface ou de sous-surface causées par l'amplitude du mouvement relatif. Au cours des dernières années, de nombreuses recherches ont étudié le régime d'endommagement par fretting et sa sensibilité particulière à la fatigue à l'aide d'expériences et de simulations, qui ont fourni une compréhension fondamentale du comportement FF. Cependant, FF est un processus très compliqué, car il ne s'agit pas simplement d'une simple combinaison de fretting usure et de

fatigue simple, mais influencé par de nombreux paramètres, tels que les conditions de contact, les forces tangentielles, le chargement, les propriétés des matériaux et les conditions environnementales. Par conséquent, il est très important de déterminer les micro-mécanismes du FF. Comment améliorer les propriétés de surface est également un problème urgent lié à la durée de vie des FF. Une voie extrême consiste à synthétiser une structure à gradient nanocristalline, qui réduit la taille des grains de l'échelle micrométrique à l'échelle nanométrique via une déformation plastique sévère. Ce processus peut également affecter d'autres propriétés, par exemple, la contrainte résiduelle, la rugosité et la dureté. En sollicitation de fretting, des débris d'oxyde d'usure se forment. Les particules d'usure peuvent avoir deux influences contraires sur la perte d'usure ; bénéfique ou nocif [175–177]. Si l'adhérence domine les débris d'usure diminué dans les surfaces de contact, tandis que pour l'abrasion domine qui conduit à une perte de la matière. Les débris d'usure sont également liés au coefficient de frottement. De nombreuses variables (environ 50) affectent le fretting ; l'amplitude de déplacement, force normale, la fréquence et une dureté de surface semblent être les plus importantes. La topographie de surface des pièces coulissantes a probablement un effet substantiel sur l'apparition de particules d'usure et de fissuration dans la zone de contact car ces particules peuvent s'échapper vers les vallées voisines lorsque la surface est rugueuse. Par conséquent, l'augmentation de la hauteur de rugosité de surface semble être une méthode pour améliorer la résistance à l'usure par fretting.

L'importance de la rugosité des surfaces en contact dans la modélisation numérique du fretting fatigue a été soulignée dans plusieurs études [175–177]. Les surfaces rugueuses peuvent influencer la distribution des contraintes dans la région de contact, ce qui peut avoir un impact significatif sur l'initiation et la propagation des fissures de fatigue. Les paramètres de rugosité tels que R_a et R_q ont été utilisés pour représenter la rugosité des surfaces dans les modèles du fretting fatigue [178,179] avec équipement USRP (figure II.38). Ces paramètres peuvent être déterminés expérimentalement ou à partir de données de mesure de surface, tels que des images de microscopie électronique à balayage (MEB).

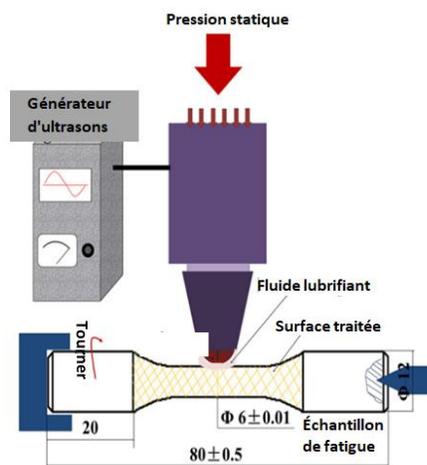


Figure II.34. Illustration schématique de l'USRP

Le traitement par impact ultrasonique des surfaces a produit une déformation plastique sévère dans Ti-6Al-4V, qui a augmenté sa micro-dureté de 65%, a diminué sa rugosité de surface d'un facteur de quatre, a induit une contrainte résiduelle très élevée en compression, une microstructure à l'échelle nanométrique, ce qui a affecté les processus d'initiation et de propagation des fissures de fatigue et de fretting fatigue. Généralement, ceux-ci ont conduit à une augmentation de leur résistance à la fatigue d'environ 60%. Les auteurs de [178,179] ont constaté que les différences de texture de surface affectaient l'usure par frottement. La durée de vie de FF a augmenté de manière monotone avec l'augmentation des temps de traitement de surface. Outre une importante contrainte de compression résiduelle, une micro-dureté élevée et une microstructure raffinée qui ont contribué à améliorer la durée de vie du FF, la topographie de surface rugueuse pourrait absorber l'énergie cinétique dans la zone de contact et atténuer les dommages des surfaces de contact pendant l'essai de fretting fatigue. Les processus de traitement de surface peuvent générer une certaine déformation plastique, qui améliore l'usure par fretting et les propriétés en fretting fatigue en raison de la micro-dureté accrue, de la microstructure raffinée et de la contrainte de compression résiduelle induite à la surface du matériau [180,181]. Actuellement, de plus en plus de recherches se concentrent sur le fretting fatigue à des échantillons traités par grenailage et re-grenailage, et son mécanisme à l'échelle microscopique a été clairement compris via le modèle aux éléments finis et les résultats expérimentaux

Chapitre III

Modélisation numérique de fretting fatigue

III.1 Introduction

Les problèmes de fretting fatigue sont caractérisés par la présence de deux ou plusieurs corps en contact, soumis à des déplacements relatifs de faible amplitude. Dans ces conditions, les contraintes présentent de forts gradients au niveau de la zone de contact. La combinaison d'un gradient de contrainte aussi élevé avec la nature cyclique du chargement conduit à la nucléation de petites fissures qui se propagent souvent jusqu'à la rupture éventuelle du composant (d'où le terme fretting fatigue). En pratique, deux étapes différentes sont distinguées au cours de ce processus : la nucléation de la fissure et la propagation de la fissure. En fretting fatigue, les processus de nucléation sont généralement relativement rapides, en raison des fortes tractions sur les surfaces en contact. Par conséquent, dans ces circonstances, la majeure partie de la vie du composant est passée au stade de la propagation. L'étape de propagation dans un problème de fretting fatigue est sensiblement différente de celle de la fatigue plane pendant la phase où la longueur de la fissure est inférieure à la dimension de la zone de contact [17]. Dans une telle situation, il est indispensable de prendre en compte l'effet du champ de contraintes de contact sur la fissure et inversement (interaction contact-fissure). En raison de la complexité intrinsèque de la modélisation du fretting fatigue, des simplifications sont souvent introduites. Une manière très efficace et pratique d'étudier ce type de problèmes est par l'analyse numérique en utilisant la méthode des éléments finis, MEF [18]. La MEF est un outil puissant pour concevoir des éléments mécaniques. La modélisation géométrique consiste en la création du modèle mathématique de l'objet ou de l'assemblage. La géométrie du solide doit être modélisée avec précision. Dans la modélisation par éléments finis, la géométrie est divisée en éléments discrets plus petits ; aussi, dans cette étape, les propriétés des matériaux et des éléments sont introduites. Cependant, la compréhension précise de l'amorçage de fissures dans le contexte de le fretting fatigue nécessite une analyse approfondie de l'effet des différents paramètres. Ces paramètres comprennent la géométrie et les propriétés des matériaux, les conditions de frottement, les sollicitations mécaniques, les caractéristiques de la surface de contact, ainsi que d'autres variables liées à l'environnement et aux contraintes opérationnelles.

Ainsi, la question centrale de ce chapitre de thèse est de déterminer comment la modélisation numérique peut être utilisée pour étudier le fretting fatigue et analyser l'effet des différents paramètres sur l'amorçage des fissures. L'objectif est de développer des modèles numériques avancés qui intègrent de manière réaliste les interactions entre les phénomènes de frottement et de fatigue, tout en tenant compte de l'influence des paramètres clés sur l'amorçage de fissures.

III.2 Modèle numérique

Un modèle paramétrique d'éléments finis 2D a été créé dans ABAQUS et une analyse du cycle de fretting a été réalisée, visant à étudier la réponse du modèle à différentes conditions de chargement. Plusieurs valeurs de coefficient de frottement (COF) sont entrepris et nous a permis d'étudier différentes configurations des surfaces de contact (adhérence-glissement) et, par conséquent, de simuler différents scénarios de fretting. La distribution des contraintes de contact, contrainte de friction, glissement produites par les modèles 2D et 3D donnent des résultats similaires selon Vázquez et al. [182]. La principale différence entre les cas 2D et 3D est une plus grande variabilité de l'orientation de la vitesse de glissement qui peut se produire en pratique, de sorte que le concept d'usure anisotrope peut être introduit dans le cas spatial. Sinon, de nombreuses caractéristiques du fretting usure ou fretting fatigue sont similaires dans les deux cas [183,184]. Le maillage éléments finis est constitué d'éléments bidimensionnels, à quatre nœuds (CPE4R). Il existe des formulations spéciales pour les éléments finis qui permettent de prendre en compte la possibilité de contact entre les surfaces dans l'analyse de fretting fatigue. Il existe deux techniques de discrétisation des surfaces de contact : nœud à surface et surface à surface. Dans les deux cas, il faut adopter une surface maître et une surface esclave qui, lors de la simulation, interagissent entre elles, créant de nouvelles conditions aux limites pour l'analyse des problèmes de contact. Dans la ligne de contact, le maillage a été construit de manière structurée, alors que dans les autres régions l'utilisation d'éléments grossiers a permis de réduire le niveau de discrétisation en dehors de la zone d'intérêt afin de réduire le temps de calcul (taille de maille de $5 \mu\text{m}$). Le modèle géométrique et les conditions de chargement sont donnés à la figure II.1. Le coefficient de frottement a été défini à 0,65. La méthode numérique de résolution de systèmes de Newton-Raphson non linéaires est utilisée pour résoudre des systèmes d'équations non linéaires. Cette méthode numérique est préférable car elle a un taux de convergence plus élevé pour la solution.

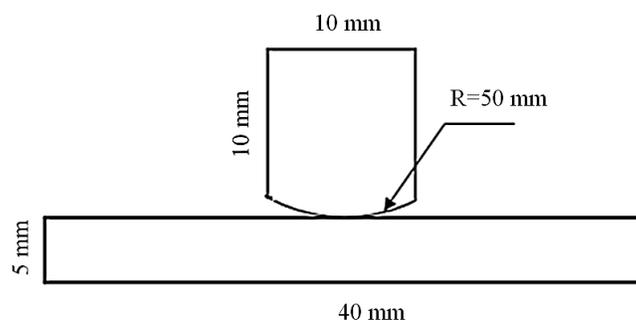


Figure.III. 1. Géométrie du modèle de fretting fatigue.

Le matériau du poinçon et de l'éprouvette est un alliage d'aluminium 2024-T3. Ce type de matériau est largement utilisé dans l'industrie aéronautique en raison de ses bonnes caractéristiques de fatigue et de corrosion. La composition chimique de ce matériau est indiquée dans le tableau III.1 Les propriétés mécaniques à température ambiante obtenues étaient : module d'Young, $E = 72100 \text{ MPa}$, coefficient de Poisson, $\nu = 0,33$.

Tableau. III. 1. Composition chimique de l'Al2024-T3 [185]

Al2024-T3	Al	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Others
Max %	Base	0.5	0.5	4.9	0.9	1.8	0.1	0.25	0.15	0.05
Min %				3.8	0.3	1.2				

Abaqus utilise un algorithme Maître/Esclave. Cela signifie que les nœuds de la surface esclave ne peuvent pas pénétrer dans la surface "maître". Par contre, la surface "maître" peut pénétrer dans la surface esclave. En général, on choisira comme surface esclave celle ayant le maillage le plus fin ou celle faisant partie du corps le plus mou. Les surfaces rigides ne peuvent être que des surfaces maîtres. Deux algorithmes existent pour suivre le mouvement relatif des surfaces. Le contact et le frottement normal peuvent être modélisés par la méthode de pénalité ou la méthode du multiplicateur de Lagrange. Afin de simuler correctement les conditions de fretting fatigue, les charges ont été divisées en trois étapes. Dans la première étape, une pression est appliquée en haut du poinçon avec une charge normale de $P = 543 \text{ N}$ pour avoir un maintien constant entre le poinçon et l'éprouvette jusqu'à la fin du cycle de fretting. Ensuite, la force tangentielle $Q = 155 \text{ N}$ a été appliquée sur les côtés du poinçon ($R_Q = -1$). Enfin, dans la troisième étape de chargement, une contrainte axiale a été appliquée à l'échantillon ($\sigma_A = 100 \text{ MPa}$ avec un rapport de charge $R_\sigma = 0,1$). Comme le montre la figure III.2, dans la région de contact, deux partitions ont été faites pour améliorer le raffinement du maillage.

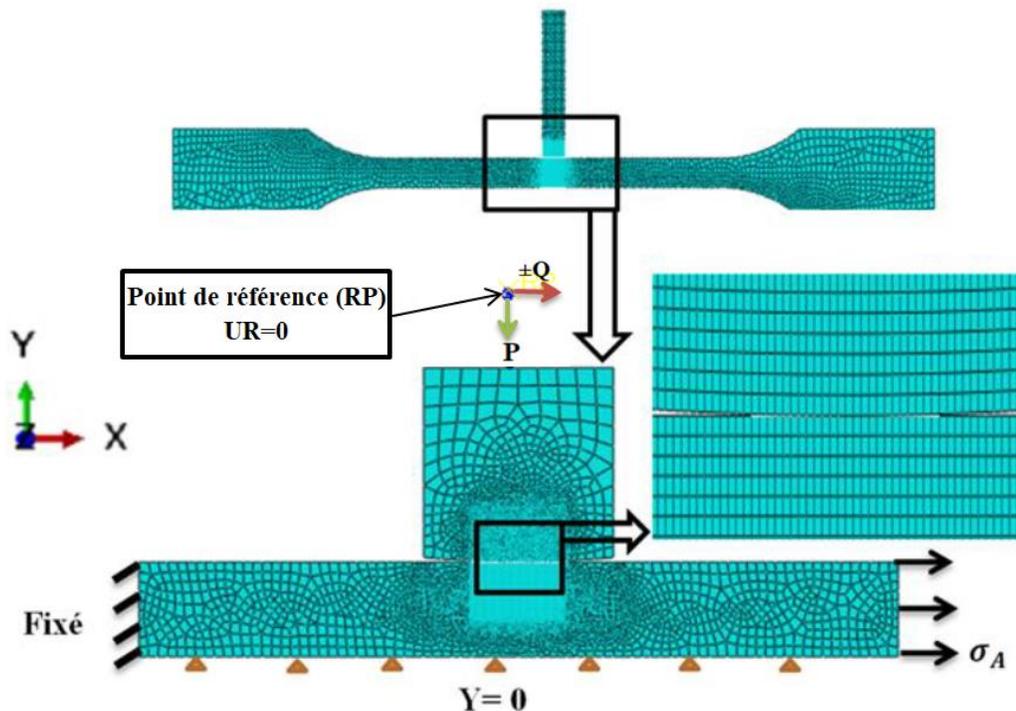


Figure.III. 2. Modèle d'éléments finis et les conditions de chargement

Le maillage est réalisé avec un élément bidimensionnel à quatre nœuds avec une taille très fine de 5 μm dans la région de contact. Dans la figure III.3, il est possible d'observer comment les conditions de chargements varient au fur et à mesure que le temps de simulation avance.

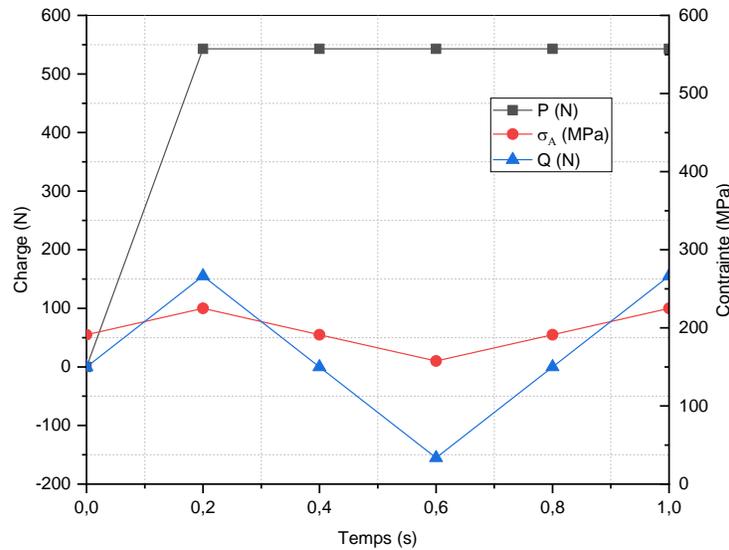


Figure.III. 3. Simulation de condition de chargement en fretting fatigue.

III.2.1 Validation du modèle éléments finis

Les modèles d'éléments finis sont vérifiés avec la solution analytique en utilisant une analyse de déformation plane. Pour calculer la solution analytique, le lecteur pourra se référer à [186,187]. Une taille de maillage de 5 μm est utilisée près de l'interface de contact pour remplir la condition de condition de déformation plane. Figs. III.5 et III.6 illustrent la comparaison entre l'analyse et le modèle pour la pression de contact et la contrainte de cisaillement à l'interface de contact en utilisant l'ensemble de données de la littérature. Ces comparaisons entre le résultat numérique et la solution analytique de Hills et Nowell [187], où $p(x)$ est la contrainte normale de contact, $q(x)$ est la contrainte tangentielle de contact.

Un diagramme schématique du problème de contact est illustré à la figure III.4. La force normale est appliquée sur la surface supérieure du demi-corps du cylindre et le glissement se produit dans le même plan dans la direction horizontale. La longueur de l'aire de contact est donnée par $2a$ et le rayon du cylindre est R . La force normale est P . En utilisant la formulation de Hertz [116], la distribution de pression et la valeur maximale peuvent être prédites. La pression de contact entre les surfaces est la suivante.

$$a = 2\left(\frac{PR}{\pi E^*}\right)^{1/2} \quad (\text{Eq.III. 1})$$

$$E^* = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)^{-1} \quad (\text{Eq.III. 2})$$

$$P_0 = \frac{2P}{\pi a} = \left(\frac{PE^*}{\pi R}\right)^{1/2} \quad (\text{Eq.III. 3})$$

$$P(x) = P_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad (\text{Eq.III.4})$$

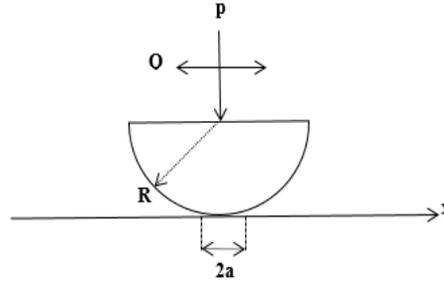


Figure.III. 4. Schéma du contact de fretting.

$P(x)$ désigne la distribution de pression et P_0 est la distribution de pression maximale qui se produit au centre de la zone de contact. E et ν c'est le module d'élasticité et la coefficient de poisson respectivement. La traction de cisaillement est donnée par :

$$q(x) = \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad \text{Si} \quad c \leq |x| \leq a \quad (\text{Eq.III. 5})$$

$$q(x) = \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} - \mu p_0 \frac{c}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c}\right)^2} \quad \text{Si} \quad |x| < c \quad (\text{Eq.III. 6})$$

Selon l'ampleur de la charge horizontale, il existe deux types de fretting différents. À de faibles charges horizontales, les deux surfaces se collent dans la zone centrale de contact ($c \leq |x| \leq b$). Aux deux extrémités de la zone de contact ($|x| \leq c$), les surfaces glissent lentement l'une contre l'autre. Ce type de fretting est appelé glissement partiel. Une fois la charge horizontale augmentée, le centre de la zone de contact devient plus petit et les deux surfaces glissent l'une sur l'autre. C'est ce qu'on appelle un "glissement total". Comme on peut le voir, la distribution de la force de frottement sur le plan présente une discontinuité à la limite de la zone collée/glissante à $x = \pm c$. C'est l'endroit le plus dangereux (point chaud) dans la zone de contact à l'accumulation de lacunes et à l'initiation de fissures. Cela signifie que les valeurs de contrainte à ces points déterminent la durée de vie des composants sous des charges de fretting.

Lorsqu'une contrainte de fatigue σ_A est appliquée, la zone d'adhérence (collée) va être décalée d'une distance e , créant ainsi une dissymétrie entre les zones d'adhérence et de glissement. La répartition des pressions ne change pas selon Cattaneo [10] et Mindlin [11], la répartition des contraintes de cisaillement en condition de fretting fatigue s'exprime par les relations suivantes :

$$q'(x) = \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad \text{Si} \quad -a \leq |x| \leq -c + e \quad (\text{Eq.III. 7})$$

$$q'(x) = \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} - \mu p_0 \frac{c}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x-e}{c}\right)^2} \quad \text{Si } -c + e \leq |x| \leq c + e \quad (\text{Eq.III. 8})$$

$$q'(x) = \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad \text{Si } c + e \leq |x| \leq a \quad (\text{Eq.III. 9})$$

$$e = \frac{\sigma_A a}{4\mu p_0} \quad (\text{Eq.III. 10})$$

$$c = a \times \sqrt{1 - \left| \frac{Q^*}{\mu \times p} \right|} \quad (\text{Eq.III. 11})$$

Il est connu qu'en charge de fretting fatigue, les champs de contraintes dans la zone de contact sont en général complexes et non proportionnels, de sorte que l'utilisation de modèles multiaxiaux basés sur la contrainte-déformation devient plus appropriée dans notre étude on a utilisé la ligne de contact pour la convergence de résultats entre la solution analytique de numérique. En général, une bonne corrélation est observée entre les solutions analytiques et par éléments finis (figures III.5 et III.6).

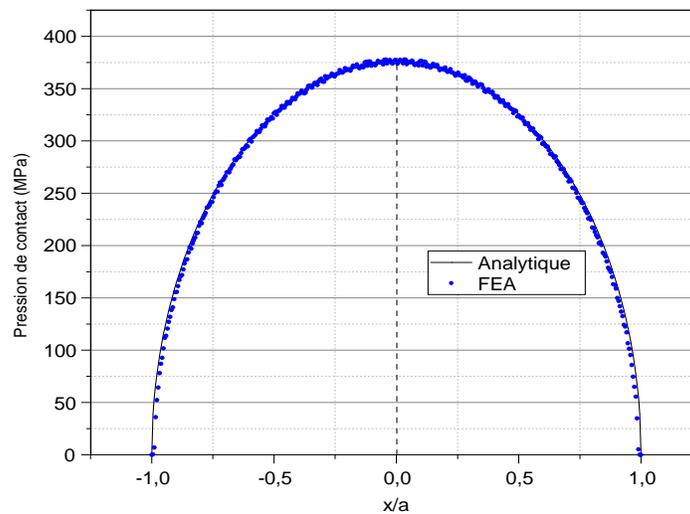


Figure.III. 5. Comparaison des pressions de contact le long de la ligne de contact ; résultats numériques et analytiques.

Le pourcentage d'erreur entre la traction de cisaillement maximale analytique et la solution par éléments finis est inférieur à 5 %, et le pourcentage d'erreur dans la largeur de semi-contact est inférieur à 2 % pour tous les modèles. Les résultats montrent un bon accord par rapport à la solution analytique, malgré quelques différences lorsque la contrainte tangentielle $q(x)$ atteint sa valeur maximale. On peut noter qu'il existe différentes régions collée/glissante correspondent à différents mécanismes physiques qui contrôlent le processus de fretting fatigue. La zone de faible niveau de traction de cisaillement correspond à l'absence de glissement relatif des surfaces en contact (zone d'adhérence).

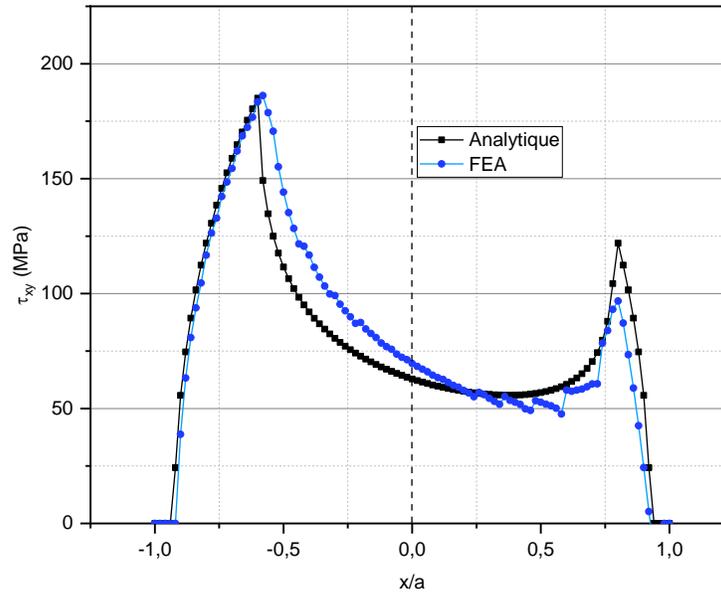


Figure.III. 6. Comparaison des contraintes de cisaillement le long de la ligne de contact ; résultats numériques et analytiques.

Dans la zone de glissement partiel, qui correspond à l'état de contact dans lequel on observe la forte traction de cisaillement, des fissures de fatigue se forment sur les zones de contact et, par suite de déformations répétées, des particules d'usure se séparent. D'un point de vue pratique, la connaissance du mécanisme d'usure par fretting est intéressante pour évaluer la durée de vie d'une structure sous sollicitation de fretting. La durée de vie la plus courte est prévue pour les connexions fonctionnant dans des conditions de transition de glissement partiel à glissement totale à l'interface collée/glissante. Ce fait peut s'expliquer par le fait que dans cette gamme de déplacements tangentiels relatifs, la formation de particules d'usure se produit de manière assez intensive, mais leur élimination de la zone de contact reste difficile.

III.3 Résultats et discussion

Dans la modélisation du fretting fatigue, il est crucial d'examiner plusieurs paramètres afin de mieux comprendre et prédire ce phénomène complexe. Parmi les paramètres importants figurent les contraintes, les déplacements, le glissement relatif, paramètre géométrique, coefficient de frottement...etc. Il convient toutefois de noter qu'il existe de nombreux autres paramètres qui peuvent également être étudiés pour approfondir notre compréhension et anticiper ce phénomène complexe.

III.3.1 Analyse des contraintes

La figure III.7 montre la distribution des contours de contrainte de Von Mises (σ_{vm}) à l'interface de contact pendant un cycle de fretting pour différents niveaux de chargement. La fig.III.7.a montré les résultats de la contrainte équivalente (σ_{vm}) à un niveau de chargement normal

maximum (étape 1). Figures III.7.b et III.7.c montre la contrainte de surface en termes de contrainte de von Mises au cycle de fretting fatigue complet, lorsque le déplacement horizontal agit sur le poinçon dans la direction de chargement étape 2 (Fig.III.7.b) et enfin lorsque le déplacement horizontal agit pour la sollicitation de fretting fatigue (Fig.III.7.c).

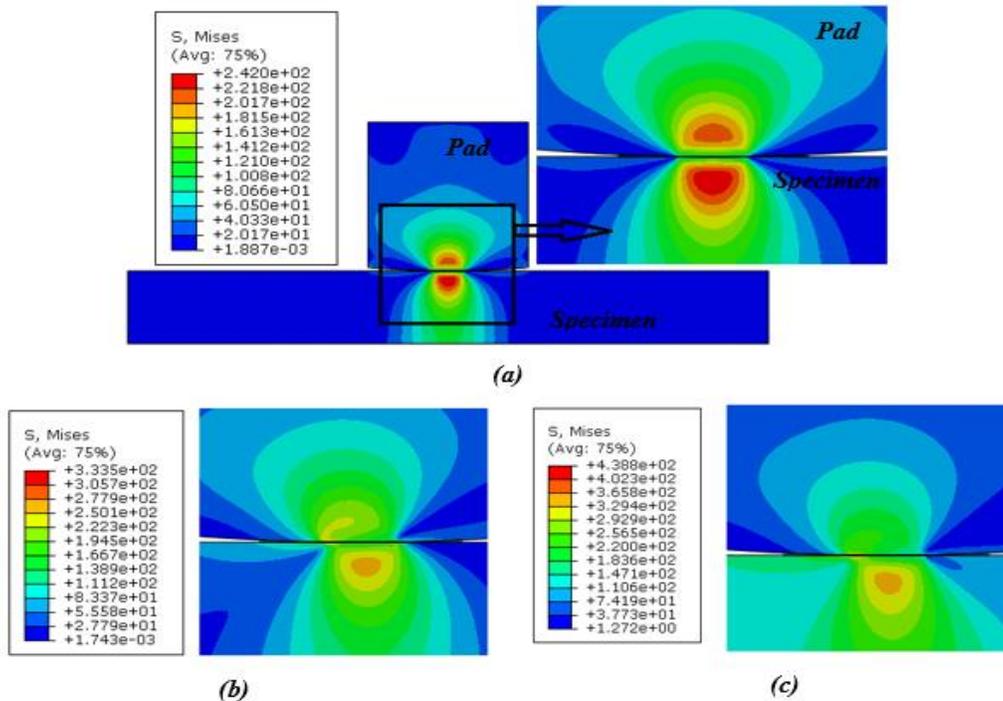


Figure.III. 7. Distributions des contraintes de Von Mises, a) étape 1 (contact hertz). b) la deuxième étape (fretting usure) ; et c) étape 3 (fretting fatigue)

Ce comportement est conforme par Mindlin [11]; le micro-glissement commence en périphérie du contact. Cette zone de micro-glissement peut être considérée comme un anneau avec un rayon intérieur et un rayon extérieur. Lorsque la contrainte cyclique est appliquée, il y a glissement avec frottement. En revanche, l'hypothèse de non glissement domine. La surface de glissement en fretting peut être décomposée en deux domaines appelés adhérence et glissement. Au centre du contact, il y a une zone centrale dite zone d'adhérence. Elle est entourée d'une zone où le glissement est important (zone de glissement). Les mêmes conclusions ont été confirmées par d'autres études pour une sollicitation de fretting [3,6].

En service sous chargement de fretting fatigue, il est connu que le contact entre deux surfaces génère des contraintes multiaxiales dans la sous-surface du matériau. Cela provoque des champs de contraintes, responsables de la nucléation des fissures qui provoquent la rupture des structures. Figure III.8a-c illustre les différents contours des contraintes normales et de cisaillement. Sur la figure III.8a, il y a une déformation plastique générée par la contrainte axiale (σ_x) au niveau de la surface de contact, mais seulement une petite couche de déformation plastique à distance de la zone de contact. Dans la figure III.8b, la distribution de la contrainte

normale (σ_y) où la contrainte de traction ne se produit pas en raison du niveau élevé de pression de contact dans cette direction. D'après la figure III.8c, l'éprouvette est sous contraintes de traction et de compression dans la zone de contact. Le champ de contraintes est important proche de l'aire de contact, et particulièrement au bord de la zone de contact (σ_{xy}) qui nécessite une attention particulière. Ce champ de contrainte est concentré dans un plan incliné par rapport au plan d'application de la charge cyclique. En conséquence, le gradient de contraintes élevé dans cette orientation augmente le risque de nucléation et de croissance des fissures, ce qui confirme l'observation expérimentale et numérique de Vázquez et al. [7].

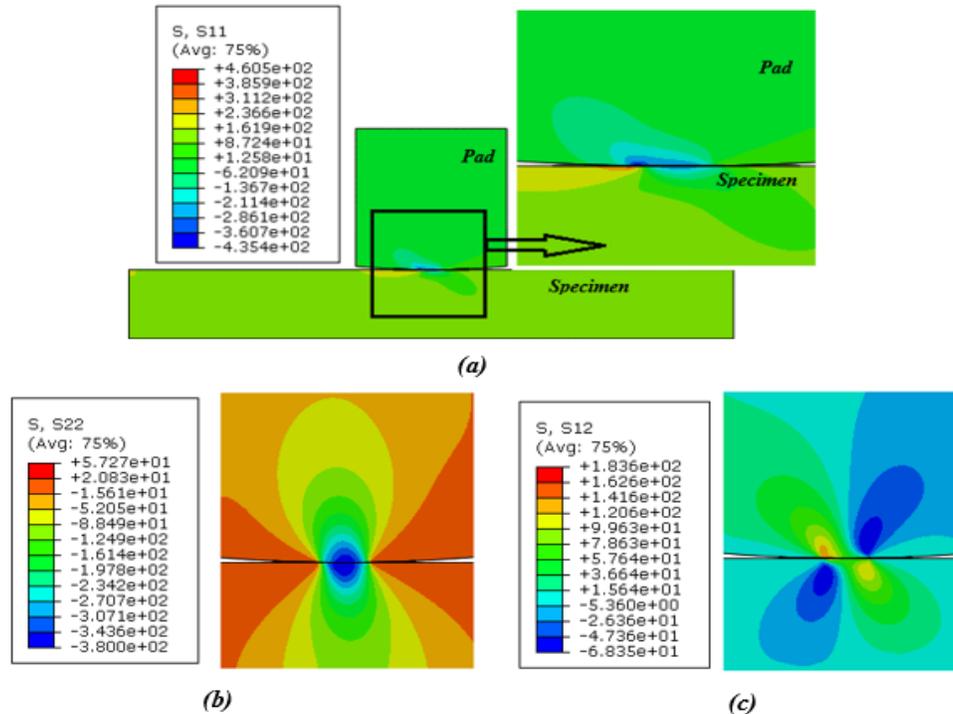


Figure. III. 8. Répartition des contraintes a) σ_{xx} (S11) ; b) σ_{yy} (S22) et c) σ_{xy} (S12)

D'après la figure III.8, on peut remarquer que le signe de toutes les composantes de contrainte au centre de la zone de contact est négatif. Ceci est évidemment dû à l'effet de la pression de contact, qui génère des concentrations de contraintes de compression en bordure de la zone de contact, pouvant initier des fissures à cet endroit. Du point de vue du phénomène de concentration en mécanique, le nœud qui correspond à une position définie par une contrainte maximale le long de la zone de contact est la position la plus critique car la composante de la contrainte qui déclenche l'amorçage de la fissure et sa croissance de l'échantillon ont atteint leur valeur maximale. Ce point sera le premier qui présente un risque d'amorçage si une charge critique est atteinte. Ces résultats sont très cohérents avec les observations expérimentales [7,8], où l'initiation de la fissure se produit dans la zone de contact. Les résultats expérimentaux montrent que le fretting est généralement sous un chargement en mode mixte produit parce que le champ de contraintes au niveau de la zone de contact est multiaxial.

III.3.2 Effet de rayon du poinçon

L'effet du rayon du poinçon sur le niveau de pression de contact et sur la contrainte de cisaillement le long de la ligne de contact sont illustrés respectivement aux figures III.9 et III.10. Six valeurs de rayon de poinçon ont été prises dans la modélisation numérique ($R = 50, 60, 70, 200, 500$ et 1000 mm). Ces résultats (figure III.9) montrent que la forme de toute pression de contact le long de la ligne de contact est similaire en ce qui concerne la taille du rayon du poinçon. On peut noter que le pic de la pression de contact diminue avec l'augmentation du rayon du poinçon alors que la largeur de contact diminue, indiquant que la pression de contact maximale est au rayon de contact minimal. Ce comportement peut s'expliquer par le fait que la diminution du rayon du poinçon conduit à une ligne de contact étroite, et par conséquent, qui conduit également à un niveau de contrainte plus élevé au niveau de la zone de contact. En d'autres termes, un transfert de niveau de pression de contact plus élevé à partir du poinçon vers l'éprouvette par le phénomène de contact, conduit à une diminution de la rigidité de l'éprouvette et, par conséquent, à la rupture et une durée de vie en fretting fatigue des composants mécaniques très courtes en service.

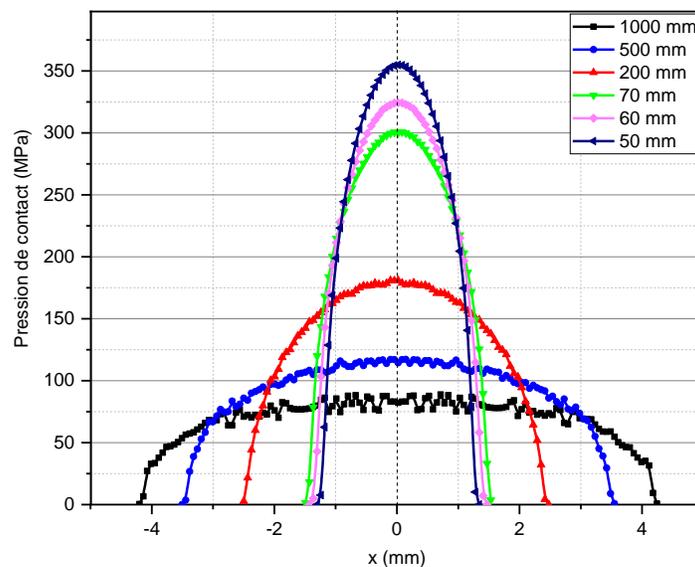


Figure III. 9. Évolution de la pression de contact sous différents rayons du poinçon

La figure III.10 montre l'évolution de la contrainte de cisaillement $q(x)$ le long de la ligne de contact à différentes valeurs du rayon du poinçon mentionnées ci-dessus. On remarque que la zone de glissement évolue en fonction du rayon du poinçon tandis que la valeur crête de la contrainte de cisaillement diminue. La même conclusion a été trouvée précédemment (voir figure III.11). Rappelons que le contact local de deux corps élastiquement similaires lors d'un chargement-déchargement cyclique par une force normale uniquement (c'est-à-dire à force tangentielle nulle) ne s'accompagne pas des déplacements tangentiels relatifs à l'interface de contact, alors qu'un certain fretting peut se produire au normal cyclique contact de corps

dissemblables. Cependant, l'inadéquation des déplacements tangentiels apparaît pour des corps élastiquement similaires même dans le cas d'un chargement tangentiel cyclique à charge normale constante. Dans un certain régime de fretting, appelé régime de glissement partiel, l'aire de contact, qui peut varier dans le temps, contient à l'intérieur une zone d'adhérence où les surfaces en contact s'adhèrent les unes aux autres, de sorte que la géométrie de contact à l'intérieur de la zone de adhérence reste intacte par l'usure, tandis que l'usure se produit dans une zone de glissement, où les surfaces en contact subissent un mouvement tangentiel relatif. Les contraintes élevées et les déplacements de glissement relatifs entraînent la formation de piqûres d'usure, ce qui réduit la zone de chargement effective et augmente les contraintes à l'interface des surfaces de contact.

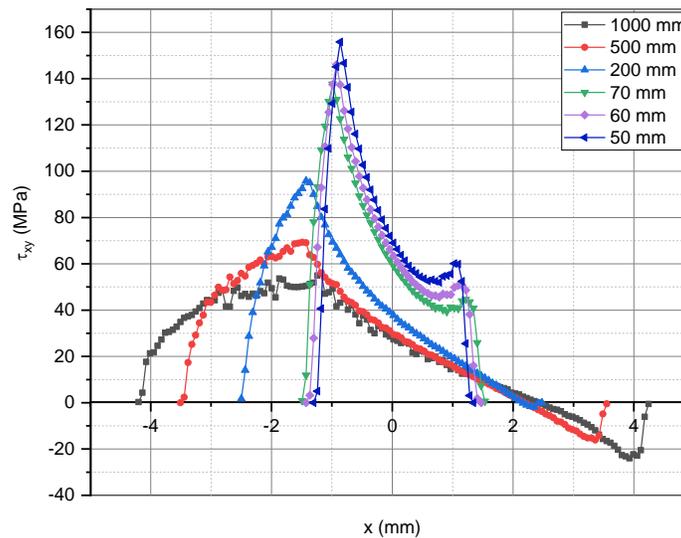


Figure III. 10. Évolution de la contrainte de cisaillement sous différents rayons du poinçon

Selon Ruiz et al. [188], l'amplitude de glissement doit être incluse dans le paramètre d'endommagement pour prédire l'amorçage des fissures en fretting fatigue. Cet auteur a formalisé le paramètre d'endommagement en utilisant la tension de cisaillement maximale et l'amplitude de glissement local. Sur la base d'expériences en queue d'aronde, il a introduit le premier paramètre de dommage

$$F_1 = \tau \cdot d_x \quad (\text{Eq.III. 12})$$

Il a été découvert que la valeur maximale du paramètre de dommage F_1 correspond étroitement à l'emplacement du dommage maximal à partir des essais expérimentaux. Il souligne également l'importance de la contrainte de cisaillement en tant qu'un variable primaire dans le processus de nucléation des fissures. Étant donné qu'un grand nombre de microfissures peuvent se former pendant le fretting fatigue, l'emplacement de nucléation maximale des dommages et l'emplacement réel d'initiation de la fissure peuvent différer. De plus, ils ont également observé que l'endommagement de surface est converti en fissure en raison de la présence d'une contrainte

de traction σ_{xx} . Par conséquent, en multipliant le premier paramètre d'endommagement F_1 par la contrainte de traction au même emplacement de surface ; un nouveau paramètre appelé paramètre d'initiation F_2 a été développé. Ce paramètre est dérivé des résultats expérimentaux et est donné par :

$$F_2 = \sigma_{xx} \tau d_x \quad (\text{Eq.III. 13})$$

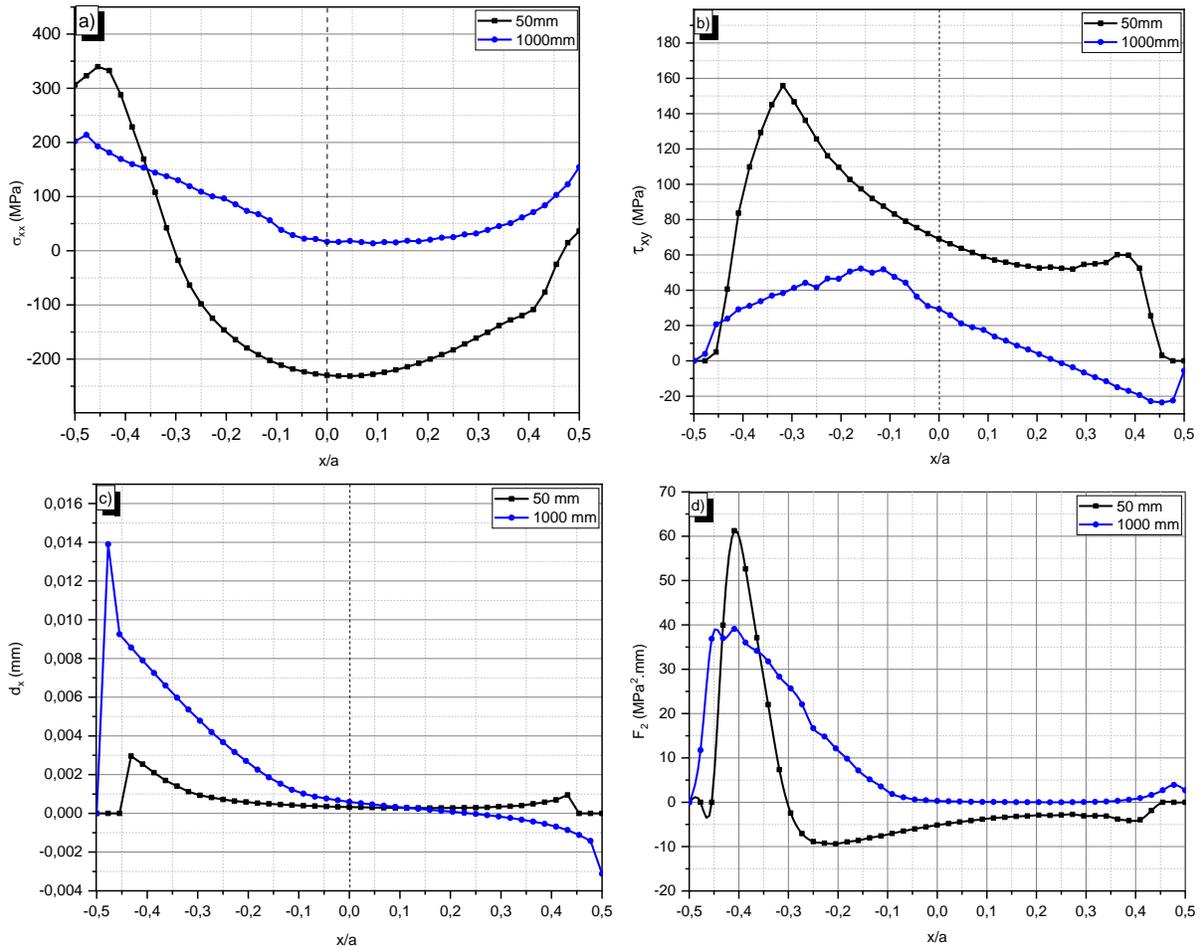


Figure.III. 11. Résultats EF pour R=50 mm et R=1000 mm : a) contrainte normale ; b) contrainte de cisaillement ; c) glissement relatif ; et d) paramètre de Ruiz F2.

D'un point de vue mécanique, un rayon de poinçon plus petit produit moins de surface de contact ainsi que des pressions de contact plus élevées pour la même charge normale. Ceci est en accord avec l'hypothèse précédente selon laquelle des pressions de contact plus élevées entraînent des valeurs de contrainte de cisaillement plus élevées et une taille de zone de contact plus faible. Cela peut s'expliquer par le fait que le rayon faible impose une pression de contact et une contrainte de cisaillement plus élevées, ce qui réduit la taille de la zone de contact. Les contraintes de cisaillement de contact deviennent nulles dans la région où le contact entre le poinçon et l'échantillon ne se produit pas, mais le fretting fatigue se produit lorsque les

composants mécaniques en contact subissent un mouvement relatif oscillatoire entre les surfaces de contact en raison du chargement cyclique. L'application de méthodologies pour estimer la nucléation de la fissure et sa localisation sous chargement de fretting fatigue est généralement basée sur la détermination des champs de contrainte et de déformation cycliques dans la région de contact. L'influence du rayon du poinçon sur la répartition des contraintes le long de la ligne de contact est visible sur les figures III.11a et III.11b et son effet principal est d'augmenter le niveau de ces composantes de contrainte à des endroits de la zone de contact proches du point caractérisé par x/a . Ces graphiques présentés ci-dessus présentent le profil attendu et sont en accord avec ce que l'on trouve dans la littérature. Les figures III.11c et III.11d montrent la variation des composantes de glissement et des paramètres de Ruiz le long de la ligne de contact, notez que F_2 est maximum à la surface de contact. La valeur absolue maximale du paramètre de Ruiz indique l'emplacement de la nucléation de la fissure dans la zone de contact [188].

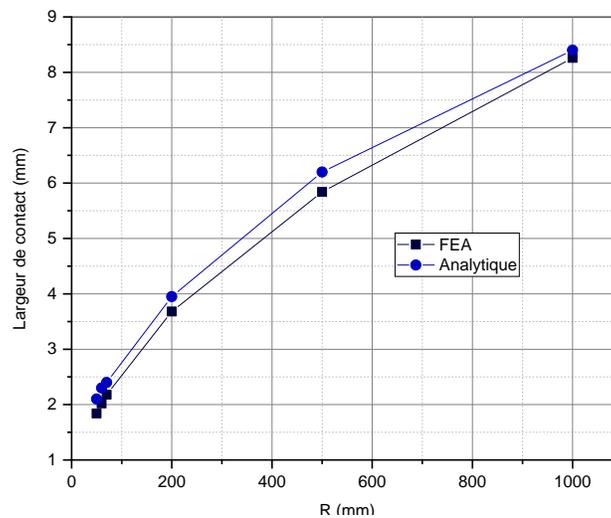


Figure.III. 12. Comparaison des largeurs de contact analytique et FEA en fonction du rayon

La valeur crête du paramètre de Ruiz dans le cas d'un poinçon avec $R = 1000$ mm est inférieure à la valeur de crête d'un poinçon avec $R = 50$ mm, donc dans ce cas, l'initiation de la fissure commence dans le modèle avec le plus petit rayon de poinçon. Les résultats de la taille de la ligne de contact sont montrés lorsque le rayon du poinçon est modifié comme illustré sur la figure III.12, le rayon du poinçon faible conduit à une diminution de la taille de la ligne de contact. Cela peut s'expliquer par le fait que des valeurs plus élevées de rayon du poinçon (R) produisent des contraintes nominales faibles dans la zone de contact pour la même condition de chargement. D'autre part, pour un rayon de poinçon faible, une pression de contact maximale qui conduit à réduire la taille de la zone de contact et donc accélère la germination de la fissure dans la zone de contact. Des comportements similaires ont été pour d'autres conditions de chargement.

La figure III.13, illustre, pour le même matériau et dans les mêmes conditions de chargement, l'effet de la variation du rayon du poinçon sur le pic de la pression de contact (figure III.13a). Plus le rayon du poinçon est élevé, plus la valeur de P_0 est faible. L'évolution de la pression

maximale (P_0) en fonction du rayon du poinçon (R) a une forme hyperbolique, ce qui signifie que l'augmentation du rayon du poinçon réduit le niveau de contrainte dans les surfaces de contact, ce qui évite le risque d'amorçage de fissure. La figure III.13b illustre les réponses obtenues à partir des termes de modélisation par éléments finis du pic de pression de contact en fonction de la taille de la ligne de contact ($2a$). D'un point de vue qualitatif, l'évolution présente un comportement similaire. Le modèle FEA concorde bien avec le modèle analytique avec une marge d'erreur de 2 %.

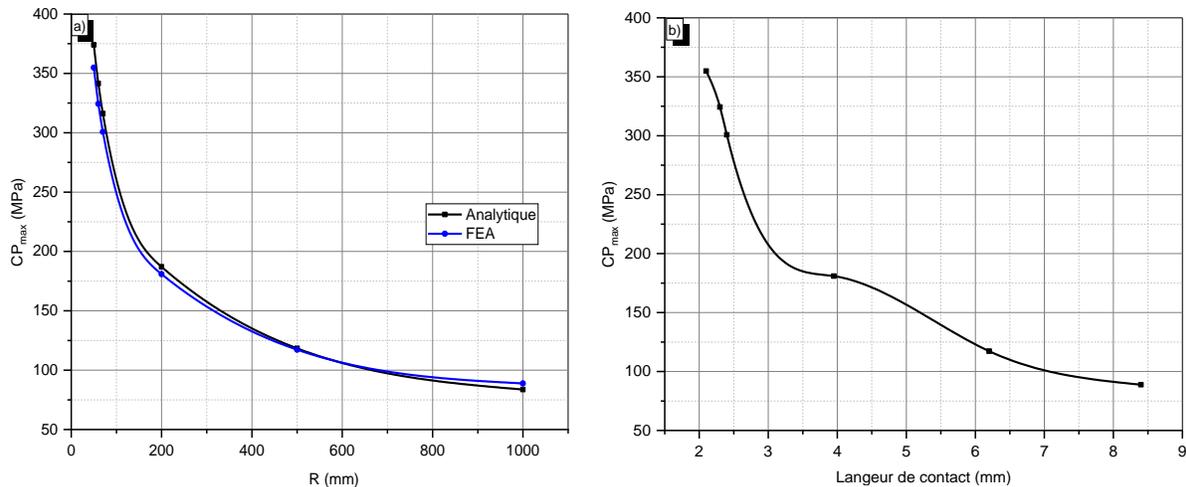


Figure III. 13. Évolution de la pression maximale de contact en fonction : a) rayon du poinçon ; et b) largeur de contact.

Il est d'une grande importance de cartographier ces variables et de comprendre l'effet du rayon du poinçon sur le pic de pression de contact et sur la taille de la ligne de contact dans le cas d'un chargement de fretting fatigue. Dans un premier temps, la répartition des pressions de contact sera évaluée sur toute la surface de contact, en considérant les trois axes suivants, en abscisse : le rayon du poinçon, en y : la taille de la ligne de contact ; et enfin, selon l'axe z : le pic de pression de contact. La figure III.14 montre le graphique de l'effet du rayon du poinçon sur la pression de contact et sur la ligne de contact. Le niveau de pression de contact maximale (355 MPa) est localisé dans le modèle avec le rayon du poinçon minimum et une largeur de contact minimum. Cela signifie que le modèle avec un rayon de poinçon plus petit provoque une concentration de contraintes sur une petite ligne de contact (inférieure à 2 mm) et que lorsque le rayon de poinçon augmente, la concentration de contraintes diminue. Par conséquent, dans ce cas, on peut dire que le modèle avec le plus grand rayon de poinçon (1000 mm) est le rayon de poinçon le plus approprié pour différents modèles car c'est le modèle avec la plus faible concentration de contraintes.

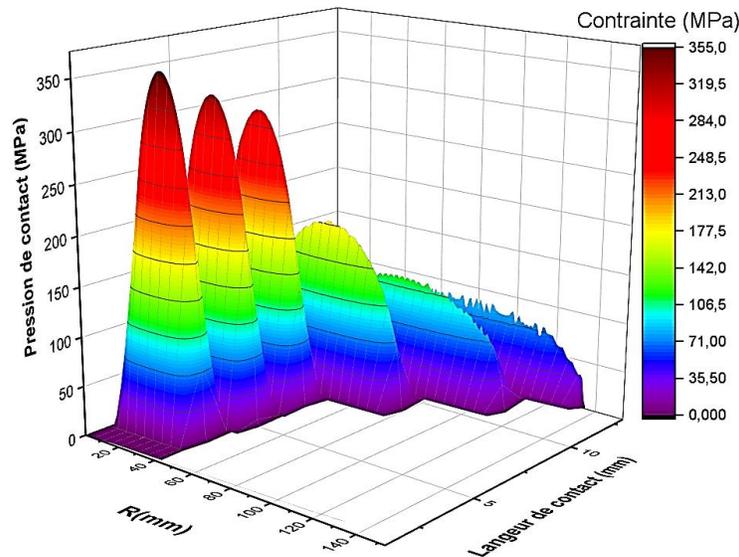


Figure.III. 14. Répartition des contraintes et largeur de contact dans différents rayons de poinçons.

III.3.3 Influence du coefficient de frottement (COF)

La variation de la contrainte de cisaillement en fonction de différentes valeurs de coefficient de frottement COF (0.5, 0.75, 1, 1.25 et 1.5) est illustrée à la figure III.15. Ces contraintes suivent la même tendance. Nous remarquons que le frottement la force augmente significativement le pic de la contrainte de cisaillement. Pour le cas d'un coefficient de frottement élevé, la distribution de contrainte de cisaillement de contact présente des pics très nets à l'interface de la zone d'adhérence et de glissement. Cela est dû au fait que la valeur du coefficient de frottement affecte la distribution des contraintes de contact et plus le coefficient de frottement est grand, plus le gradient de contrainte est très importants. La valeur du coefficient de frottement affecte également la taille de la zone d'adhérence et de glissement, qui est un paramètre important pour déterminer une taille de maille appropriée, comme expliqué par Mindlin. Un inconvénient de l'utilisation d'un COF prescrit plus élevé est que les forces de frottement globales sont surestimées [189]. Ici la question de l'échelle dans la prédiction des fissures de fretting fatigue est la plus importante. Évident sur un volume beaucoup plus important et un noyau de fissure taille, en utilisant le COF moyen approximé en régime permanent ou des conditions de glissement brut est plus approprié.

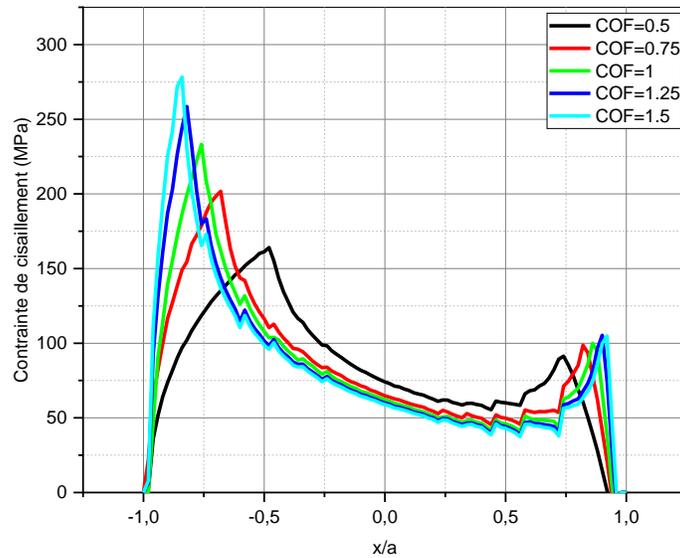


Figure III. 15. Contraite de cisaillement en fonction du coefficient de frottement (COF)

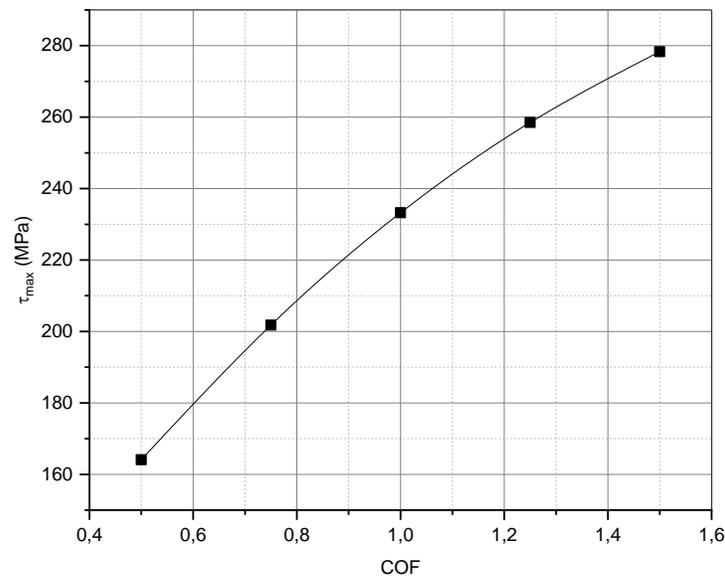


Figure.III. 16. Contraite de cisaillement maximale en fonction du coefficient de frottement

La Figure III. 16 répertorie uniquement l'évolution de la contrainte de cisaillement maximale (τ_{max}), en fonction du COF dans la condition de glissement partiel. L'effet de COF apparaît en raison des effets combinés des chargements normaux et tangentiels de frottement. En général, en gardant les autres paramètres inchangés, le coefficient de frottement augmente de 0,5 à 1,5 ; la contrainte de cisaillement maximale augmente de 160 à 280 MPa. Séparément, avec l'augmentation du coefficient de frottement, les valeurs de chaque paramètre augmentent également. On peut voir que cette variation est suivie d'une forme de puissance. L'ajustement de ces résultats nous a permis de trouver un polynôme reliant le CoF et τ_{max} exprimé par l'équation suivante :

$$\tau_{max} = 231.09(COF)^{0.4847} \approx \tau_{max(1)}(COF)^{0.5} \quad (\text{III. 14})$$

Où τ_{max} signifie contrainte de cisaillement maximale en (MPa), et $\tau_{max(1)}$ est la contrainte de cisaillement pour $CoF=1$.

Des études montrant que les fissures de fretting fatigue se propagent aux ruptures finales du matériau, prennent naissance au bord de la zone de contact, tandis que les petites fissures arrêtées sont initiées près de la traction de cisaillement maximale. La raison peut être liée à la contribution de la contrainte principale et la contrainte tangentielle à l'état de contrainte à l'interface de contact. La force de frottement entre les surfaces est générée en raison de l'interaction entre les aspérités des surfaces. Cette force de frottement s'oppose au mouvement relatif des surfaces et crée une contrainte tangentielle le long de la surface de contact. Le coefficient de frottement entre les surfaces dépend des propriétés des matériaux en contact ainsi que de la rugosité des surfaces. Si le coefficient de frottement est élevé, la force de frottement est également élevée, ce qui augmente la contrainte tangentielle (figure III.17).

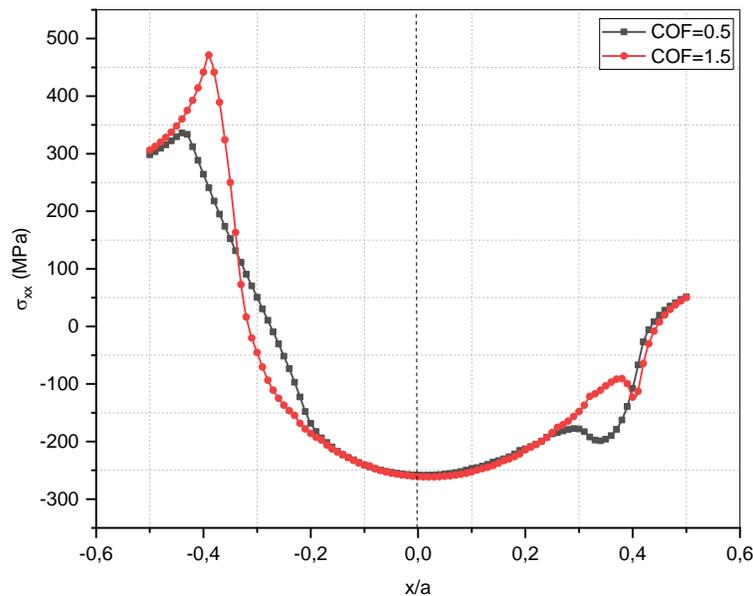


Figure III.17. Contrainte tangentielle à l'interface de contact en fonction de la largeur de contact normalisée

De plus, à l'interface de la zone d'adhérence et glissement, la valeur pique est supérieure pour un $CoF = 1,5$ par rapport au $CoF = 0,5$. Ce phénomène est dû à la plus grande pression de contact dans la zone de contact supérieure entraînant une plus grande déformation, qui a détruit la pression de contact initialement uniformément répartie. En conséquence, une usure de fretting plus sévère au niveau du bord de la zone d'adhérence provoque l'initiation et la propagation des fissures de fretting, ce qui est cohérent avec les résultats de littérature.

III.3.4 Effet de la propriété des matériaux

Comme le montre la figure III. 18, la pression de contact et la contrainte de cisaillement dépend également du couple de matériau qui entre en contact. C'est comme prévu puisque le graphique d'adhérence/glissement indique plus de glissement à la périphérie de la zone de contact qu'au milieu. La corrélation entre la pression de contact et la contrainte de cisaillement le long de la surface de contact pour les conditions de déformation plane pour les trois matériaux est illustrée à la figure III. 18. Les matériaux avec le module d'élasticité le plus élevé (acier dur) avec 200 GPa augmente le champ de contrainte inter-faciale dans la zone de contact. Ce comportement peut s'expliquer par le fait que la diminution de la propriété des matériaux conduit à une ligne de contact étroite, et par conséquent, qui conduit également à un niveau de contrainte plus élevé au niveau de la zone de contact. En d'autres termes, un transfert de niveau de pression de contact plus élevé du poinçon vers l'éprouvette par le phénomène de contact, conduit à une diminution de la rigidité de l'éprouvette et, par conséquent une rupture inattendue en service.

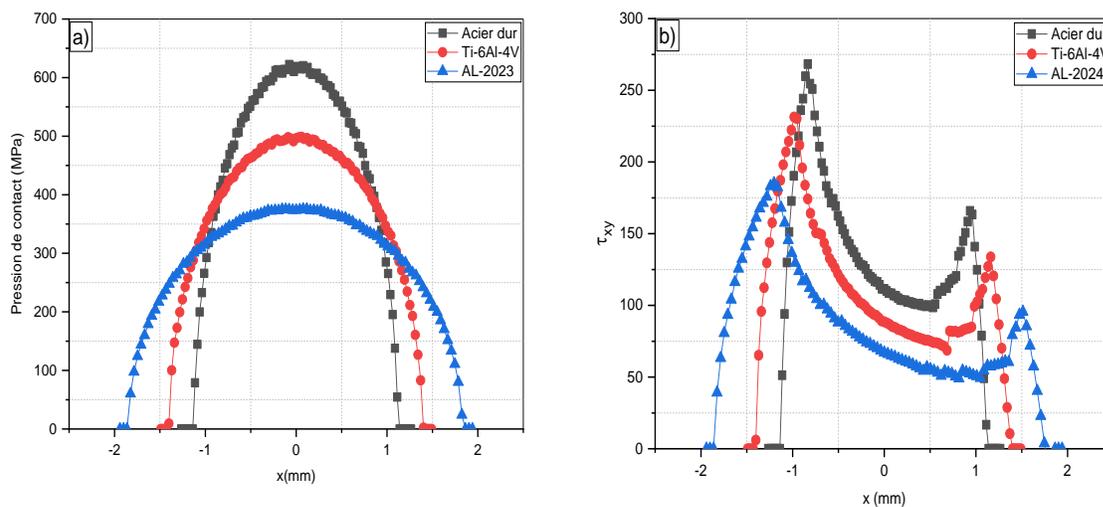


Figure.III. 18. Evolution des champs de contraintes dans différents matériaux. a) pression de contact ; b) contrainte de cisaillement.

La contrainte de cisaillement (figure III.19) a le même comportement que les contraintes décrites ci-dessus. Les contraintes de pointe se situent autour des extrémités de la zone de contact. La contrainte n'est pas aussi dépendante que celle mentionnée ci-dessus en ce qui concerne le déplacement du poinçon. Cela est dû au comportement interface collée/glissante de la surface de contact. Comme décrit pour la corrélation entre la contrainte de cisaillement et l'amplitude de glissement ci-dessus, les valeurs de contrainte les plus élevées se trouvent dans la zone où les surfaces passent d'adhérence au glissement partiel. En effet, cette contrainte est principalement induite par la force de frottement, qui provient de la charge normale et du coefficient de frottement ainsi que l'usure. Les contraintes de cisaillement de contact deviennent nulles dans la région où le contact entre le poinçon et l'éprouvette ne se produit pas, mais le fretting fatigue se produit lorsque les composants mécaniques en contact subissent un mouvement oscillatoire relatif entre les surfaces de contact en raison du chargement cyclique.

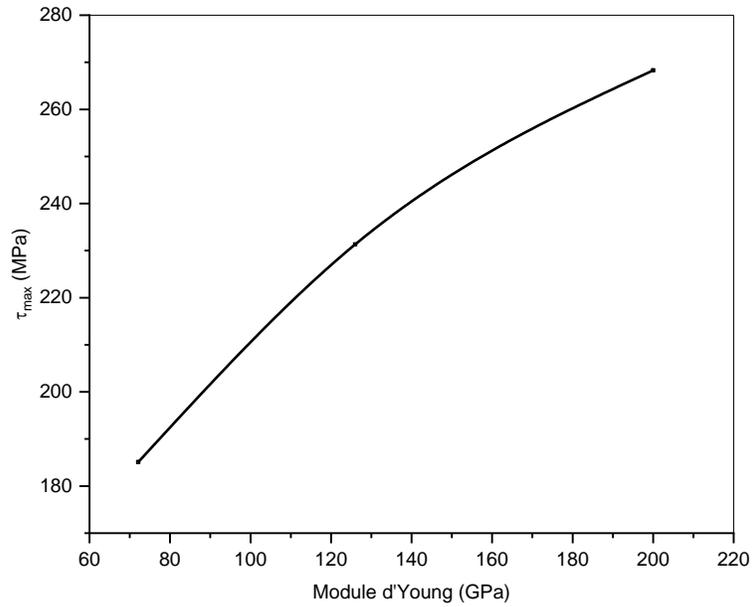


Figure III.19. Contrainte de cisaillement maximale (τ_{max}) en fonction du module d'élasticité.

La distribution des composantes de contrainte de cisaillement pour les trois matériaux sont présentées sur la figure III.20, la figure III.20(a) illustre la variation de σ_{xy} pour l'alliage d'aluminium (Al 2024).

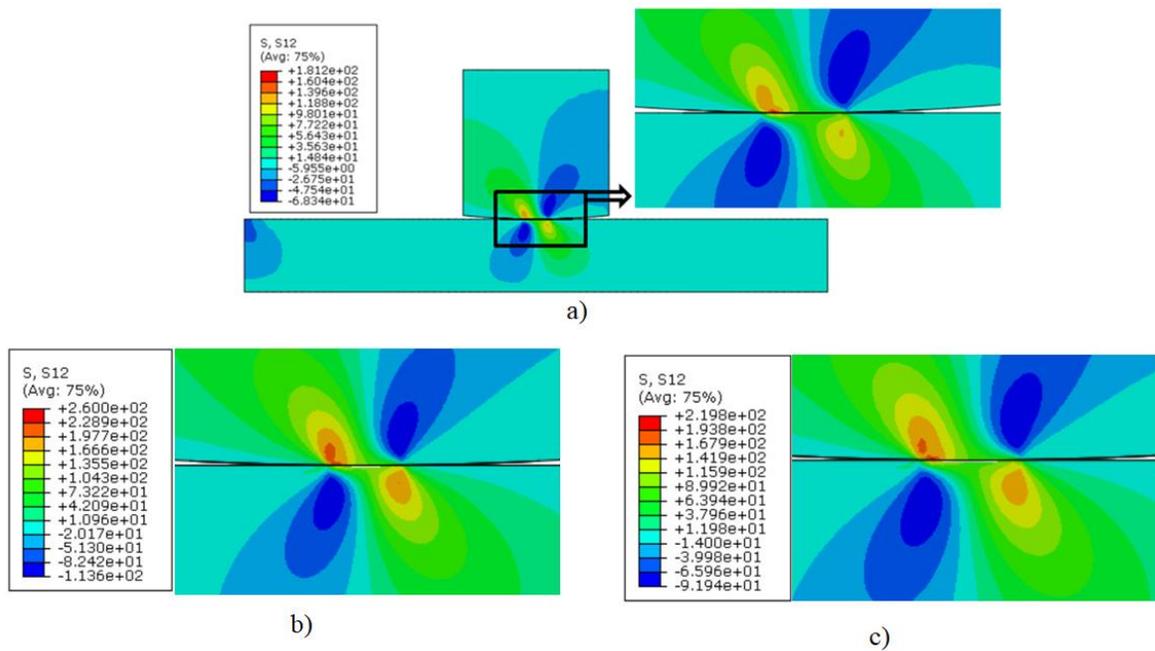


Figure III.20. Répartition des contraintes de cisaillement dans différents matériaux, a) Al 2024 T3, b) acier dur, c) Ti-6Al-4V

Dans la région de contact, la composante de contrainte σ_{xy} , responsable à l'initiation et la croissance des fissures, atteint sa valeur maximale aux bords de la zone de glissement, étant la composante la plus critique de toute la région de contact, ce qui suggère que le point de contact le plus sollicité (critique) pour cette condition de chargement. L'effet de la contrainte de cisaillement dépend également des propriétés élastiques des corps qui entre en contact. De cette façon, un cas identique à été observé pour l'acier dur (Figure III.20b) et pour l'alliage de titane ; Ti-6Al-4V (Figure III.20c) toute en gardent les mêmes conditions de chargement. Ce phénomène peut s'expliquer par le changeant le module d'élasticité du matériau de 72 GPa pour l'alliage d'aluminium à 200 GPa pour l'acier dur. Ceci est évidemment dû à l'effet de la pression de contact, qui génère des concentrations de contraintes de compression en bordure de la zone de contact et la présence d'une force tangentielle dans une sollicitation de fretting pouvant initier des fissures à cet endroit. Ainsi le module d'élasticité mesure de la rigidité d'un matériau.

III.4 Analyse de la convergence de maillage

Afin de reconnaître la présence d'une singularité, la méthodologie présentée par Sinclair [190–192] a été adoptée. En conséquence, la taille des éléments dans les modèles a été successivement systématiquement réduite de 50 à 5 μm dans la zone de contact (Figure III.21). On peut voir clairement que le pic de la contrainte de friction et la taille de la zone de contact dépend directement à la taille de l'élément. Les valeurs de la contrainte de friction à l'interface de la zone d'adhérence et de glissement semblent converger vers la solution analytique pour un maillage fine dans la zone de contact.

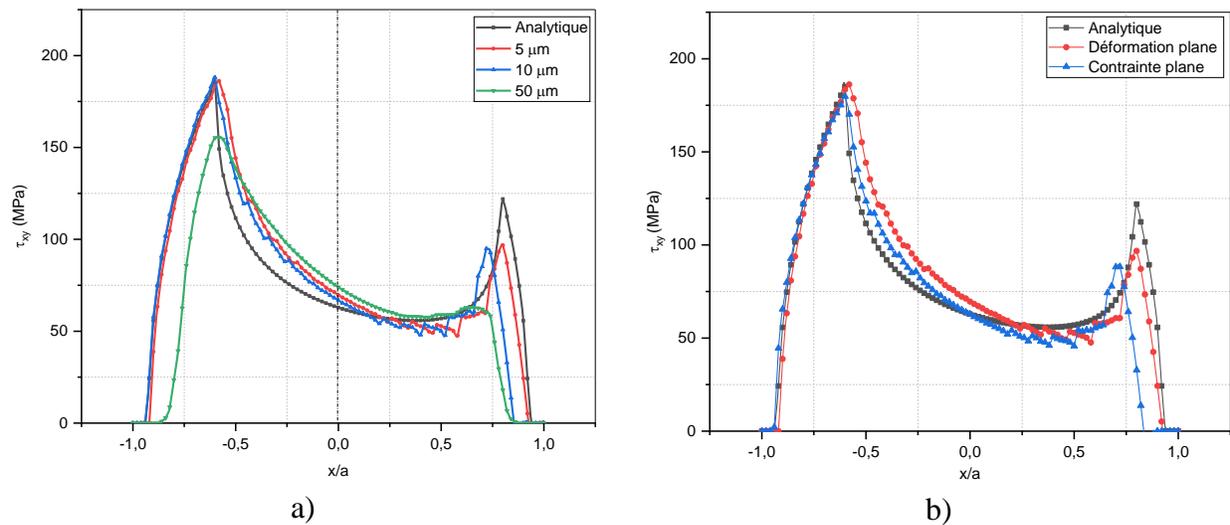


Figure.III.21. Contrainte de cisaillement pour les solutions analytiques et numériques .a) convergence de maillage b) type de problème

Par conséquent une taille de maille plus petite peut capturer les variations plus compliquées de la contrainte de friction près de la zone de risque d'amorçage de fissure. Lorsque la taille des mailles est inférieure à 5 μm , la contrainte de fiction reste quasiment inchangée, tandis que le

temps de calcul augmente rapidement. Par conséquent, la taille des mailles a été fixée à $5 \mu\text{m}$ dans ce qui suit dans cette étude. À travers l'étude paramétrique et les résultats de littératures [162,186,193,194], nous pouvons voir que les conditions de chargement affectent les profils des contraintes le long de ligne de contact de différentes manières pour le cas de fretting. La plupart des chercheurs relie le processus d'amorçage et de croissance de la fissure aux champs de contraintes et de déformations en utilisant des solutions analytiques ou numériques bidimensionnelle (2D), dans la plupart des cas en supposant un comportement de déformation plane. Approcher une configuration de contact réelle, sous une charge normale et tangentielle, au moyen d'un modèle 2D est une approche simple et précise, mais certaines précautions doivent être prises dans la procédure expérimentale afin d'être sûr que les conditions d'application du 2D analytique ou numérique sont respectées. Sinon, la solution contrainte/déformation 2D théorique ou numérique ne peut pas reproduire les états de contrainte réels. Un aspect important dans le montage expérimental est que, dans la mesure du possible, les rotations du poinçon doivent être évitées, car ce problème modifierait les distributions de contraintes et la position de l'interface collée/glissante de la zone de contact qui est un paramètre clé dans l'initiation de la fissure. D'autre part, la Figure III.21b montre qu'une différence non négligeable dans les prédictions des contraintes de cisaillements obtenues par les approches de déformation plane et de contrainte plane. En termes de tendance, la distribution des contraintes de cisaillement le long de ligne de contact sont similaires. Bien qu'une zone d'adhérence plus large se rapproche davantage de la solution analytique prédite par la déformation plane, ce type de maillage est le plus approprié pour simuler la fatigue fretting dans ces conditions.

III.5 Effet de fatigue sur le glissement en fretting fatigue

La complexité du phénomène de fretting fatigue provient de la présence des régimes d'adhérence et de glissement à l'interface de contact, qui jouent un rôle important sur le lieu d'amorçage de fissure. Une façon courante d'identifier ces régimes est d'observer la surface de contact des échantillons après essai, la partie non endommagée et non usée est considérée comme collante tandis que la région de glissement est caractérisée par une zone usée et endommagée (glissement). Par conséquent, une discontinuité de surface est créée à l'interface collée/glissante dans la zone de contact. La caractérisation des zones d'adhérence et de glissement peut également être réalisée en analysant les courbes des charges tangentielles Q par rapport à la charge normale appliquée P . L'effet de la contrainte axiale (contrainte de fatigue) dans les composantes de contact des problèmes de fretting fatigue dépend de la configuration de l'essai (fretting usure absence de la contrainte axiale). Dans ce cas, une contrainte axiale alternée est appliquée sur une éprouvette fixée à un cylindre sous une charge normale constante et sans aucune autre restriction mécanique [195]. Par conséquent, il n'est pas possible de développer une charge tangentielle globale. Cependant, une distribution de traction de cisaillement apparaît lors de l'application de la charge globale cyclique, mais elle s'auto-équilibre, comme le montre la Figure III.22, le poinçon est chargé avec un prescrit déplacement maximal δ_{app} créés par la force tangentielle cyclique de ($Q=155 \text{ N}$) avec un rapport de $R_Q=-1$ qui varie pour chaque simulation

pour couvrir une gamme d'amplitudes de glissement. Notez que δ_e est la distance de déplacement du poinçon de fretting par rapport à l'axe des coordonnées globales. La plage de glissement δ_e est le maximum glissement observé sur la surface de contact sur un cycle.

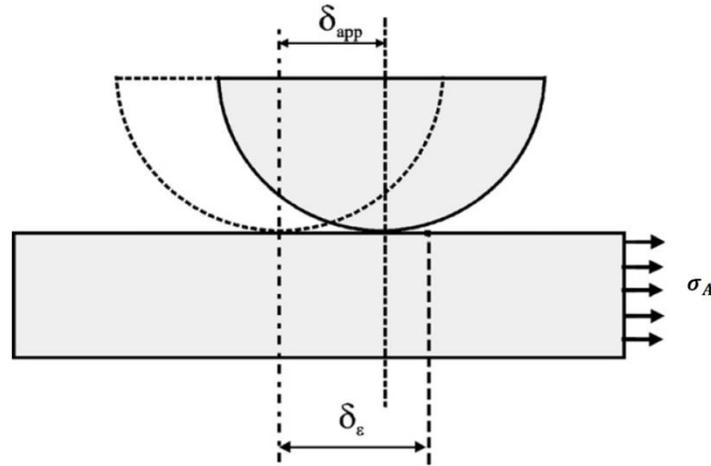


Figure III.22. Relation entre le déplacement appliqué δ_{app} et le déplacement du poinçon en fretting δ_e

De plus, la force tangentielle Q doit être inférieure à la force maximale autorisée μP , prédite par la loi de Coulomb, pour pouvoir définir la demi-largeur de la zone d'adhérence. Il existe également une borne supérieure pour la traction axiale. La réduction des charges cycliques de fatigue contribue à diminuer les dommages causés par le fretting fatigue.

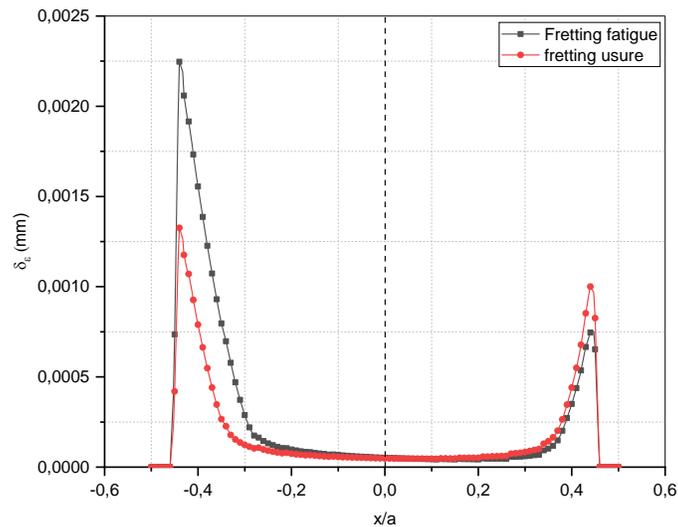


Figure III.23. Déplacement du poinçon de fretting (δ_e) en fonction de la distance normalisée

La Figure III.23 illustre la distribution des champs de glissement du poinçon dans deux situations : le fretting fatigue et le fretting usure. Selon ces résultats, il a été observé que la courbe de glissement dans le cas du fretting usure présente une quasi-symétrie, ce qui signifie que les

dommages sont également répartis de manière symétrique. En revanche, dans le cas du fretting fatigue, une augmentation significative du glissement a été constatée dans la partie gauche de la zone de contact. Le déplacement maximal en cas de fretting fatigue est supérieur de 50 % à celui du fretting usure, passant de 1,3 μm à 2,25 μm . En général, le glissement est plus élevé dans le cas du fretting fatigue par rapport au fretting usure, ce qui fait de la fatigue un facteur majeur de dommage dans le fretting fatigue. La réduction des charges cycliques de fatigue contribue à diminuer les dommages causés par le fretting fatigue.

III.6 Prédiction de la durée de vie

Les procédures numériques ont été largement utilisées pour étudier et prédire les durées de vie dans des conditions de fretting fatigue. L'estimation de la durée de vie est généralement basée sur la combinaison de deux mécanismes différents : l'initiation et la propagation de fissures. Selon les conditions de fretting, la défaillance peut être principalement régie par la phase d'amorçage et les estimations de durée de vie peuvent être basées uniquement sur ce mécanisme. Cependant, le bon modèle numérique qui capture l'effet de ces principales caractéristiques dans la prédiction de la durée de vie en fretting fatigue est toujours d'un grand intérêt, que l'objectif soit d'améliorer la précision de la prédiction ou de réduire le coût de calcul. Pour augmenter la précision de la prédiction, une méthode a été proposée pour estimer la durée de vie en fretting fatigue en utilisant les contraintes et les déformations obtenues à partir de la méthode des éléments finis (FEM) avec Abaqus. Ce dernier est un logiciel de simulation par éléments finis n'inclut pas de module spécifique pour l'analyse de la fatigue en termes de durée de vie, donc on peut utiliser d'autre logiciel compatible avec Abaqus (Fe-safe), celui-ci est un logiciel spécialisé dans l'analyse de la fatigue et de la prédiction de durée de vie. Il est conçu pour fonctionner en conjonction avec les logiciels de simulation par éléments finis. Pour fournir des résultats plus précis en matière de fatigue. Fe-safe utilise des méthodes avancées de calcul de la durée de vie en fatigue. L'intégration de fe-safe avec Abaqus permet une analyse plus complète de la prédiction de la durée de vie en fatigue des structures et des composants. Cette intégration entre ces deux logiciels permet d'établir un flux de travail cohérent pour prédire la durée de vie en fatigue. Ensuite, les résultats de la MEF par Abaqus sont transmis aux post-processeurs de fatigue (fe-safe). L'utilisateur peut choisir un critère de fatigue. D'une manière générale, les approches de fatigue multiaxiale sont les plus utilisées et les plus fiables en pratique. Elles peuvent évaluer relativement correctement des états de contrainte même compliqués comme le cas de fretting. Les résultats de l'analyse de fretting fatigue, tels que la prédiction de durée de vie, les emplacements critiques et les facteurs d'amplification de contrainte, sont obtenus à partir de fe-safe. Ce dernier est utilisé par des entreprises leaders dans les secteurs de l'automobile, des poids lourds, de la marine, de la défense, de l'offshore, de la production d'électricité, de l'énergie éolienne, de l'ingénierie médicale et de nombreuses autres industries. Fe-safe a été développé en continu depuis le début des années 1990 en collaboration avec l'industrie pour s'assurer qu'il continue d'être la référence en matière de logiciel d'analyse de fatigue. Fe-safe a été le premier logiciel d'analyse de fatigue disponible dans le commerce à se concentrer sur les méthodes

modernes de fatigue basées sur la déformation multiaxiale. Fe-safe offre des capacités uniques pour la fatigue thermomécanique et la fatigue par fluage, l'analyse de fatigue des matériaux composites, l'analyse de fatigue des élastomères et la méthode de contrainte structurale, les joints soudés. Ce logiciel ne possède pas d'interface interne propre pour la visualisation des résultats ; cependant l'utilisateur dispose de nombreuses facilités pour son import : Abaqus, Ansys [196–198].

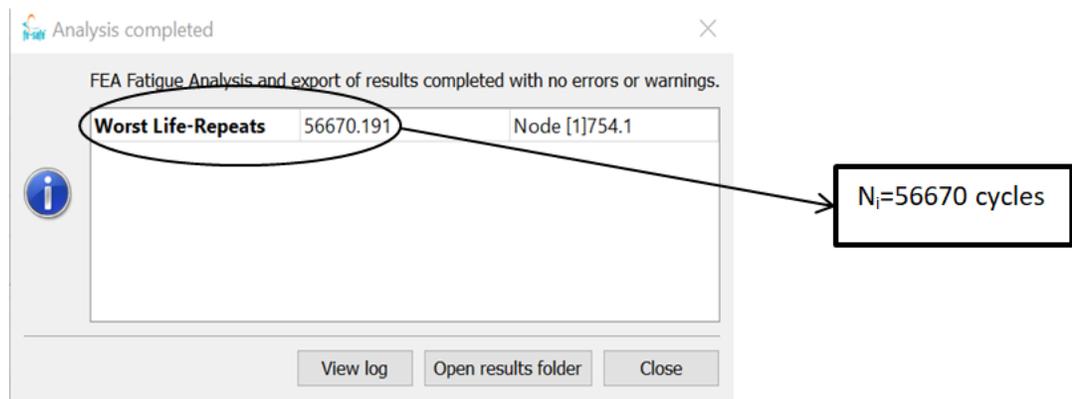


Figure.III. 24. Capture de fe-safe pour les répétitions de vie les plus critiques (nombre de cycles jusqu'à l'amorçage)

Dans la première étape, le calcul a été effectué et les résultats ont été écrits dans un fichier ODB sous Abaqus qui servira d'entrée pour les post-processeurs de fatigue Fe-safe. La méthode de Smith Watson Topper (SWT) est utilisée comme une méthode de base pour le calcul des contraintes dans le solveur. Une fois le calcul de Fe-safe terminé, la durée de vie en fatigue du modèle a été obtenue et représentée par le nombre de cycles jusqu'à l'amorçage de la première microfissure, comme illustré dans la Figure III.24. Par exemple, pour le modèle avec un rayon de poinçon de 50 mm ($R=50$ mm), la durée de vie en fatigue prédite était de 56 670 cycles ($N_i=56670$ cycles). Ensuite, nous pouvons générer un graphique illustrant la prédiction de durée de vie en fretting fatigue, ainsi qu'un autre graphique représentant la prédiction de vie. Cela permet de visualiser facilement la prédiction de durée de vie dans le fichier ODB, comme présenté dans la Figure III.25. En utilisant ces graphiques de prédiction de durée de vie, nous pouvons analyser les résultats de manière plus approfondie. Par exemple, nous pouvons comparer les différentes conditions de chargement et de géométrie des échantillons pour évaluer leur influence sur la durée de vie prédite en fretting fatigue.

Cette méthode a été utilisée pour prédire la durée de vie de tous les modèles, en comparant ensuite les résultats avec ceux obtenus à l'aide du paramètre de Ruiz F2 pour confirmer leur précision. Pour calculer la prédiction de durée de vie des modèles, On a besoin de calcul qui à été effectué sous Abaqus (à partir du fichier ODB). Les résultats sont présentés sous forme d'histogramme dans la Figure III.26. Ces histogrammes mettent en évidence la durée de vie en fretting fatigue pour chaque modèle. On peut observer que le modèle avec le plus grand rayon de

poinçon ($R = 1000$ mm) présente la durée de vie en fatigue la plus élevée, avec une valeur de $N_f = 4,5 \times 10^6$ cycles. Ces histogrammes révèlent une tendance intéressante : la prédiction de durée de vie augmente avec l'augmentation du rayon du poinçon.

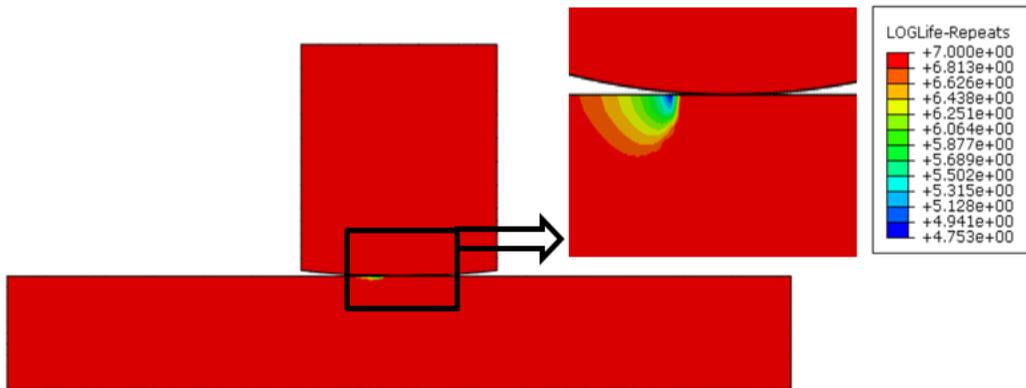


Figure.III. 25. Durée de vie prédit pour un rayon de poinçon $R=50$ mm

Le processus de fretting fatigue implique de multiples charges dans différentes directions, ce qui rend le champ de contrainte dans la zone de contact multiaxial. De nombreux modèles de fatigue ont été conçus pour prédire la durée de vie en fatigue dans des champs de contraintes complexes. L'approche dépendant de l'énergie de déformation, qui utilise certains plans préférentiels pour définir les paramètres de défaillance (SWT), est l'une des méthodes les plus utilisées. Dans la figure III. 26, on présente la durée de vie correspond à l'amorçage prédit par le modèle de SWT. Encore une autre fois de plus c'est le rayon le plus grand du poinçon qui a le plus d'influence sur les résultats en terme de durée de vie ; tandis que les diamètres faibles de contact ne produit pratiquement aucune différence pour la durée de vie. Cela s'explique par le fait que le poinçon de plus petite taille entraîne une concentration de contrainte plus importante, ce qui peut réduire la durée de vie en fretting fatigue. En revanche, les modèles avec des rayons de poinçon plus grands répartissent mieux les contraintes et réduisent ainsi les risques de défaillance prématurée. En plus, la compréhension concernant la nucléation des fissures, le chemin de propagation des fissures et la durée de vie en fretting fatigue est loin d'être complète. En d'autres termes, la fretting fatigue est influencée par le chargement cyclique (axial, flexion, etc.) et le contact (pression de contact, géométrie, etc.). Pour un contact plat sur plat, une fissure de fretting fatigue est susceptible de se nucléer à l'emplacement de la plage de contrainte de cisaillement maximale. Après la nucléation de la fissure, il se propage dans la direction de la plage de contrainte tangentielle maximale.

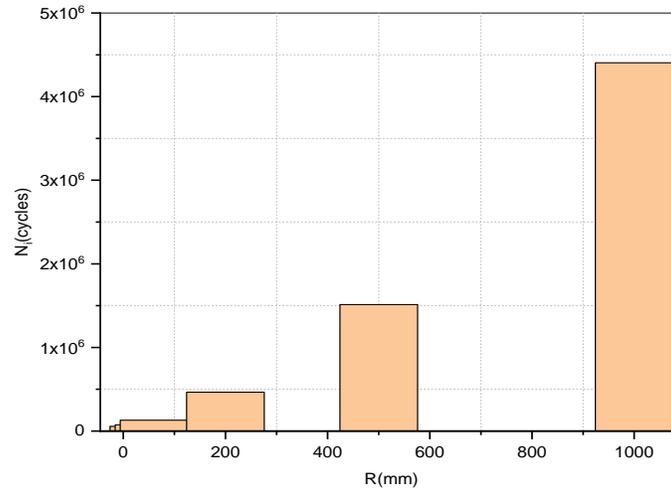


Figure.III. 26. Nombre de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) pour différents rayons de poinçons

Les données de prédiction de durée de vie présentées à la figure III.27 ont été extraites et une courbe de meilleur ajustement a été produite pour obtenir une expression mathématique qui relie la prédiction de durée de vie et le rayon du poinçon. Cette figure (figure III.27) ; avec une échelle linéaire) montre à la fois les résultats numériques les prédictions théoriques (Équation III. 14) pour les évolutions de la durée de vie en fonction du rayon du poinçon. Le N_i est proportionnel à R . On trouve une fonction d'ajustement pour l'exprimer analytiquement :

$$N_i = 260.22R^{1.4067} \quad (\text{Eq.III. 14})$$

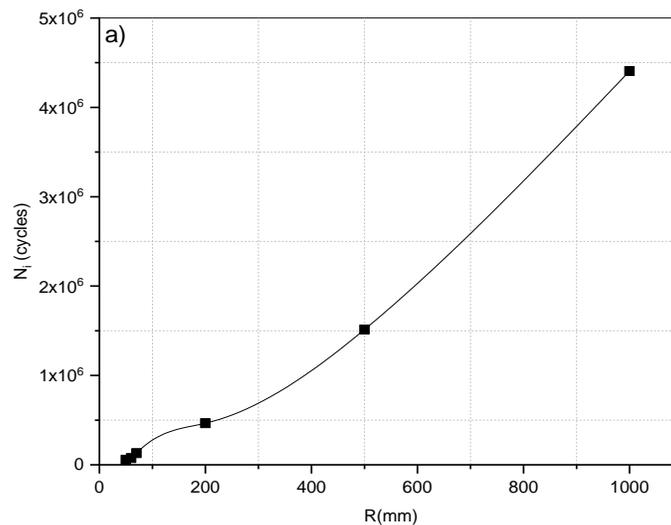


Figure III. 27. Durée de vie en fretting fatigue à l'amorçage (N_i) en fonction de R

III.6.1 La prédiction de la durée de vie en différents critères de fatigue

Dans les recherches scientifiques, la plupart des essais de fretting fatigue sont effectués notamment dans des conditions complètement inversées avec des contraintes moyennes nulles. Par conséquent, les méthodes de prédiction de la durée de vie à la fatigue sur la base de ces données d'essai de fatigue entièrement inversées doivent être modifiées pour tenir compte de l'effet de contrainte moyenne pour une meilleure précision. Étant donné que le processus de fatigue d'un composant comprend la phase d'initiation et la phase de propagation des fissures, de nombreux chercheurs ont proposé de nombreux modèles pour considérer séparément l'effet de la contrainte moyenne sur la durée d'initiation et la durée de propagation des fissures. La présence d'une contrainte moyenne diminue la limite de fatigue et leurs relations fondamentales sont bien connues sous le nom de relation de Goodman et relation de Gerber. Aux cycles finis, la fonction Smith–Watson–Topper (SWT) ou facteur de dommage est utile pour la prédiction de la durée de vie en fretting fatigue. Les résultats obtenus numériquement par ces modèles (SWT, Morrow, Goodman et Gerber) sont représentés dans la figure III. 28. Il est à noter que le critère de Morrow présente le plus grand nombre de cycles avant l'amorçage de la fatigue, mais il est moins sécurisé. Les critères de Goodman et de STW sont considérés comme les plus sécurisés. Bien que la plupart des chercheurs utilisent le critère de STW, certains utilisent également le critère de Goodman [199].

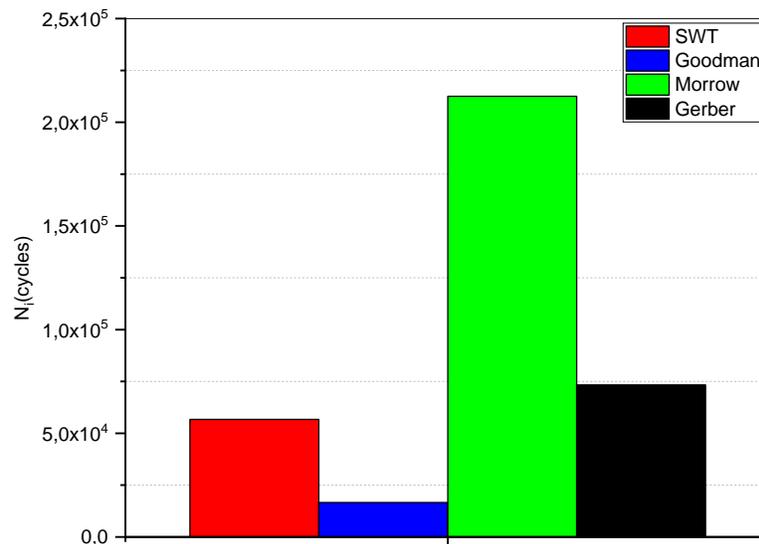


Figure.III. 28. Nombre de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) pour différents critères à 50 mm

Jusqu'à cette première étape, il est possible de constater que le critère de Goodman est le plus sécurisé, cependant, cet histogramme ne suffit pas pour confirmer ou généraliser cette conclusion à tous les modèles. Il est plus pratique de calculer avec ces critères pour d'autre condition de chargement, comme le montre la figure III.29. La première observation tirée à partir de cette figure est que le modèle de Goodman et SWT présentent la même tendance en termes de critère

de sécurité. Ainsi, il convient de noter qu'aucun dommage n'est observé selon le critère de Gerber pour $R \geq 1000$ mm.

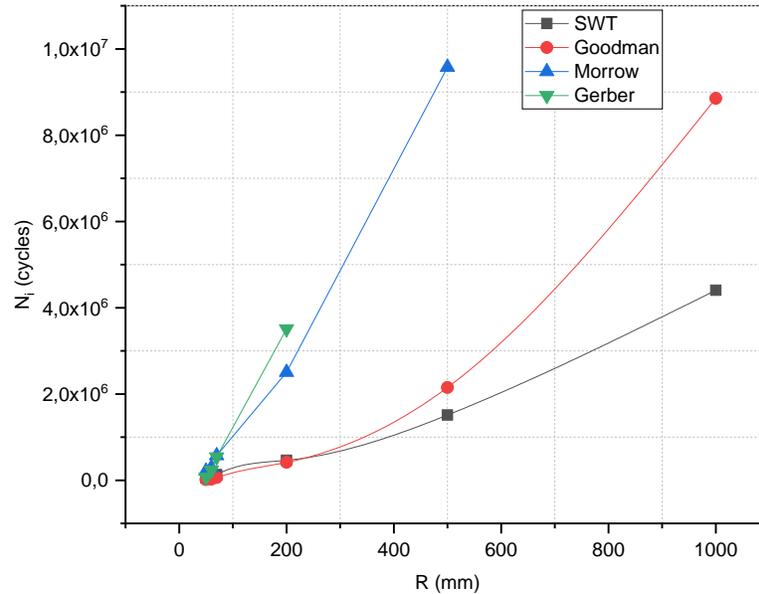


Figure.III. 29. Distribution des nombres de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) pour différents rayons de poinçon

Cela est à l'interaction entre les paramètres de fretting dans la zone de contact. Ainsi, SWT se révèle être plus sécurisé que Goodman de 38.8 % lorsque $R = 1000$ mm. Il est important de noter que chaque critère de fatigue a ses propres avantages et limitations, et qu'aucun critère ne peut être considéré comme universellement applicable à toutes les situations. Le choix du critère de fatigue approprié dépend de la nature spécifique du problème, des données disponibles, de la précision souhaitée et des normes industrielles applicables. Il est recommandé de valider les résultats de la prédiction de la durée de vie en fatigue par des essais expérimentaux ou des données de référence lorsque cela est possible, afin de mieux comprendre la fiabilité et les limites des différents critères de fatigue utilisés.

III.6.2 Effet de la charge normale

L'analyse de fretting fatigue peuvent appliquer l'une des trois méthodologies de base, à savoir l'approche de durée de vie totale, l'approche d'amorçage de fissures et l'approche de propagation de fissures. L'approche de la durée de vie totale a été appliquée en premier lieu et considère les contraintes élastiques nominales et leur relation avec la durée de vie. L'amorçage de fissure prend en compte les contraintes et déformations locales élasto-plastiques. Il représente une approche plus fondamentale et est utilisé pour déterminer le nombre de cycles nécessaires pour initier une petite fissure d'ingénierie. En ce qui concerne la courbe contrainte moyenne durée de vie, les quatre méthodes examinées. La prochaine observation concerne le calcul de la prédiction de la durée de vie sous différentes charges normales (543 N, 1000 N, 1500 N et 2000 N). À

première vue, nous constatons que le nombre minimum de cycles jusqu'à l'amorçage est atteint avec la charge normale maximale, comme illustré dans la figure III.30. Ainsi, le diagramme du nombre de cycles jusqu'à l'amorçage présente une relation décroissante, où le nombre de cycles diminue avec l'augmentation de la charge normale (p). Il est donc clair que la charge normale a une influence significative sur la durée de vie en fretting fatigue.

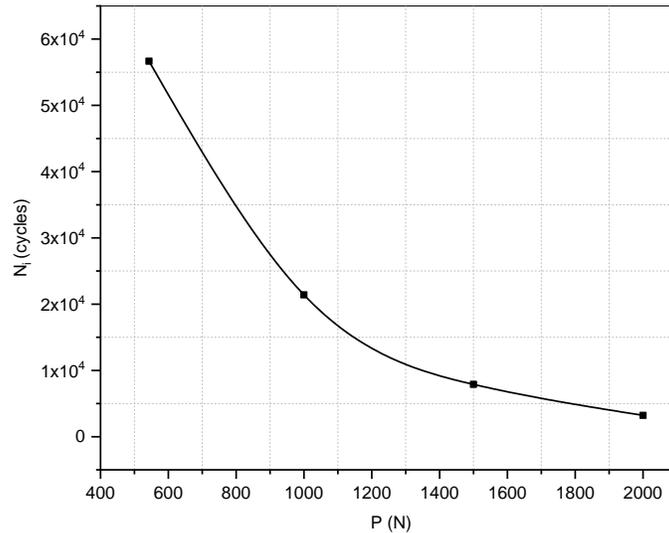


Figure.III.30. Nombre de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) en fonction de différentes charges normales (P)

L'effet de la charge normale sur la durée de vie en fretting fatigue est complexe et dépend de plusieurs facteurs. En général, une augmentation de la charge normale a tendance à réduire la durée de vie en fretting fatigue. Lorsque la charge normale est élevée, la pression de contact entre les surfaces en contact augmente. Cela peut entraîner une déformation plastique accrue, une augmentation des contraintes résiduelles et une augmentation des dommages locaux tels que l'amorçage de fissures. Ces facteurs contribuent à une propagation plus rapide des fissures et à une réduction de la durée de vie en fretting fatigue.

III.6.3 Effet de force tangentielle

L'effet de la force tangentielle en fretting fatigue se réfère aux contraintes résultant du mouvement relatif entre deux surfaces en contact partiel lorsqu'une force tangentielle est appliquée. Dans notre étude, nous avons appliqué cinq forces tangentielles différentes (155 N, 175 N, 200 N, 250 N et 300 N) à une fréquence de 1 Hz, comme le montre la figure III.31.

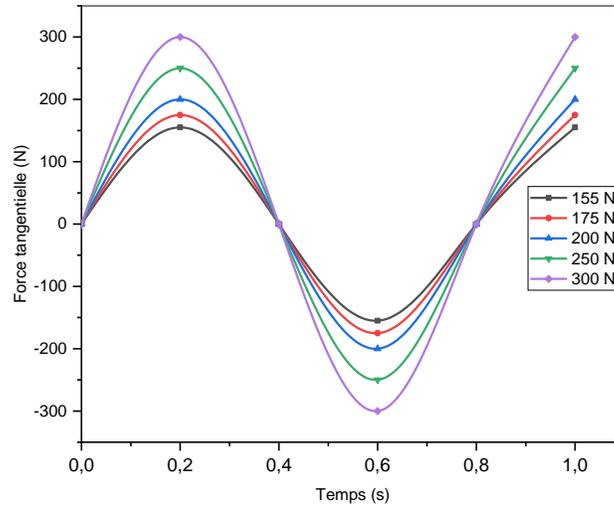


Figure III.31. Évolution des forces tangentielles en fonction de temps

Nous avons calculé la durée de vie pour chaque force et tracé la courbe de la force tangentielle en fonction du nombre de cycles jusqu'à l'amorçage, comme illustré dans la figure III.32. Nous avons observé une diminution de la durée de vie lorsque la force tangentielle augmente, ce qui est cohérent car l'application d'une force de fretting plus élevée entraîne un niveau de dommages plus élevé en raison de l'influence des contraintes de cisaillement.

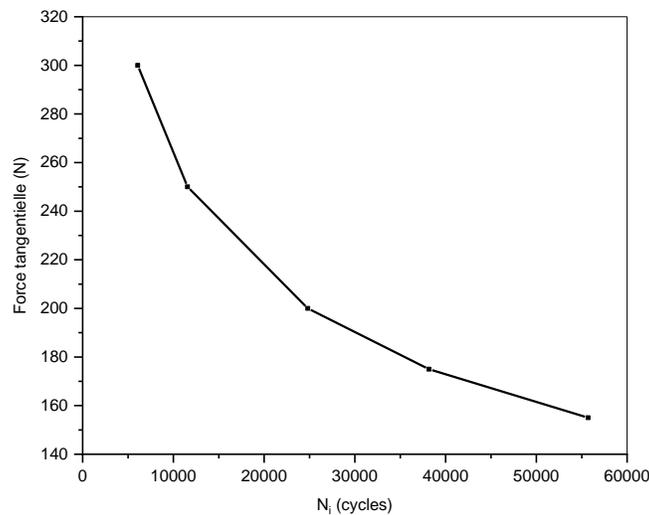


Figure III.32. Nombre de cycles jusqu'à l'amorçage (N_i) en fonction de différentes forces tangentielles

Cela peut engendrer des contraintes locales élevées, des micro-déformations et des micro-déplacements, ce qui peut conduire à des dommages tels que des microfissures et de la fatigue dans la zone de fretting. L'effet de la force tangentielle en fretting fatigue peut contribuer à l'amorçage et à la propagation de la fatigue dans les régions de contact partiel entre les surfaces. En comprenant l'impact de la force tangentielle sur la durée de vie et les dommages causés par le

fretting fatigue, nous pourrions développer des stratégies appropriées pour atténuer ces effets néfastes et améliorer la durabilité des composants soumis à ce phénomène. L'effet de la force tangentielle dans le fretting fatigue peut avoir un impact significatif sur la durée de vie des matériaux. Lorsque des forces tangentielles sont présentes pendant le mouvement relatif des surfaces en contact partiel, cela entraîne une augmentation des contraintes locales et des déformations à l'interface. Ces contraintes élevées peuvent provoquer des microfissures et des microdécollements dans la zone de fretting, ce qui augmente la probabilité d'amorçage et de propagation de la fatigue. Par conséquent, l'existence d'une force tangentielle peut considérablement réduire la durée de vie des matériaux soumis à le fretting fatigue.

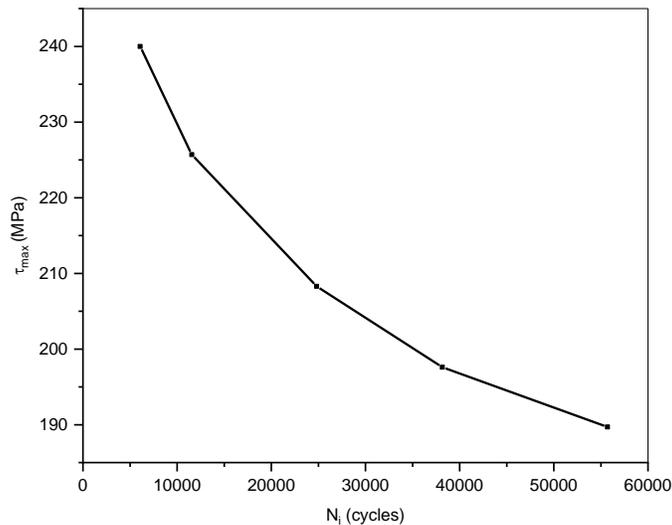


Figure III.33. Évolution de τ_{max} en fonction du nombre de cycles

La figure III.33 illustre la relation entre la contrainte de cisaillement maximale (τ_{max}) et la durée de vie. On peut clairement observer que la durée de vie diminue à mesure que la contrainte de cisaillement maximale (τ_{max}) augmente. Ainsi, l'application d'une force tangentielle entraîne une augmentation de la contrainte de cisaillement maximale. Cette observation met en évidence l'importance de prendre en compte la contrainte de cisaillement maximale dans l'analyse de la durée de vie en présence de fretting fatigue. Une contrainte de cisaillement maximale élevée peut conduire à une détérioration plus rapide des matériaux et à une réduction significative de la durée de vie. Il est donc crucial de contrôler et de minimiser la contrainte de cisaillement maximale en prenant des mesures appropriées pour réduire l'impact de la force tangentielle et atténuer les dommages causés par fretting fatigue. Cela permettra d'améliorer la durabilité des composants et de prévenir les défaillances prématurées.

III.6.4 Répartition des contraintes au point chaud dans la profondeur

Dans le contexte de la modélisation numérique, le terme "point chaud" fait référence à une zone spécifique d'un modèle ou d'une structure où des phénomènes ou des conditions particulières se

produisent. Ce concept est souvent utilisé pour désigner une région de concentration de contraintes comme indique dans (figure III.34), le point chaud est dans le nœud numéro 754. Lorsqu'on effectue une modélisation numérique d'un système physique ou mécanique, il est important de se concentrer sur les zones critiques ou les points d'intérêt qui peuvent avoir un impact significatif sur le comportement global du système. Ces zones peuvent être identifiées comme des points chauds, car elles sont sujettes à des conditions extrêmes, à des concentrations de contraintes élevées, à des déformations importantes, ou à d'autres caractéristiques importantes pour l'analyse.

La localisation précise des points chauds dans un modèle numérique dépendra de la nature du problème étudié. Par exemple, dans une analyse thermique, un point chaud peut être identifié comme une région où la température est particulièrement élevée, susceptible d'affecter le comportement thermique global du système. Dans une analyse structurale, un point chaud peut correspondre à une région où les contraintes ou les déformations sont fortement concentrées comme notre modèle, entraînant des risques de rupture ou de défaillance.

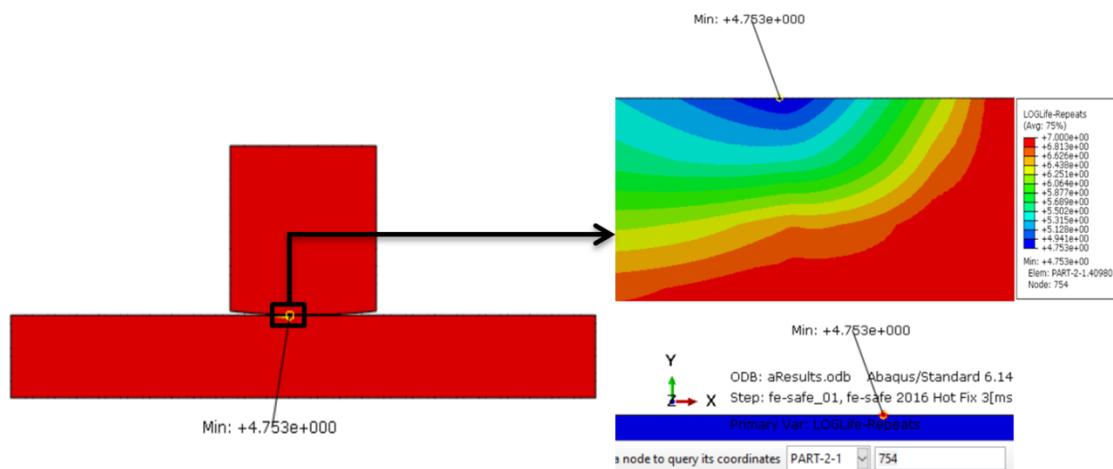


Figure III.34. Localisation du point chaud (nœud 754).

La modélisation numérique permet d'obtenir des informations détaillées sur les phénomènes se produisant dans ces points chauds, tels que les contraintes, les déformations, les températures, les flux de chaleur, etc. Cela permet aux ingénieurs et aux chercheurs de mieux comprendre le comportement du système et de prendre des décisions éclairées pour l'optimisation, la conception ou la prévention des défaillances. Dans la modélisation numérique, un point chaud est une zone ou un emplacement spécifique où des phénomènes ou des conditions particulières se produisent et qui nécessitent une attention particulière en raison de leur impact potentiel sur le système étudié.

La répartition des contraintes au point chaud (nœud numéro 754) dans la direction Y avec 1mm de profondeur comme indiquer dans la figure III.35, on a montré la distribution de différent contrainte tel que la contrainte tangentielle (σ_x), la contrainte suivant y, (σ_y), la contrainte suivant

z , (σ_z), et la contrainte de cisaillement (σ_{xy}). D'après ces résultats, il a été constaté que les lignes de contrainte est de même tendance (diminue suivant y direction), en peut noter que la contrainte maximale est localiser au le contrainte (σ_x) dans le nœud 754 de notre modèle impliquer que il Ya une relation direct de σ_x et le nombre de cycles jusqu'à l'amorçage N_i car dans la direction Y , les contraintes normales peuvent être de nature compressive ou de traction, selon les charges appliquées et la configuration du système.

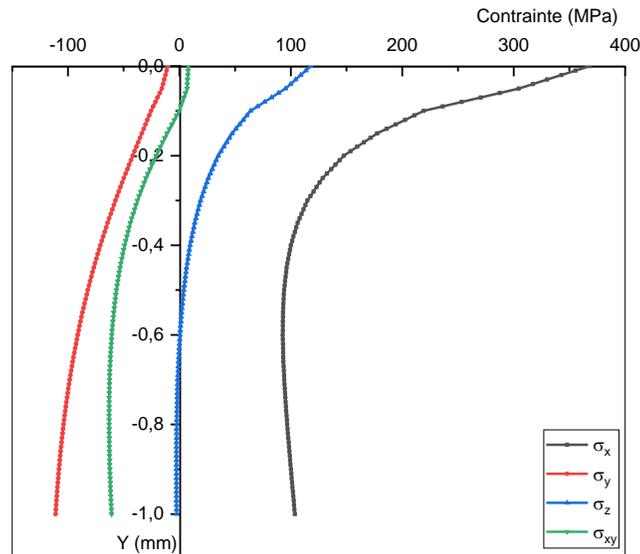


Figure III.35. Variation des contraintes en fonction de la profondeur au niveau du point chaud

La répartition des contraintes au niveau du point chaud dans la contrainte tangentielle (σ_x) est illustrée dans la figure III.36. Il a été remarqué que la contrainte maximale est localisée au niveau de la contrainte σ_x , dans le nœud 754 de notre modèle. Cela suggère une relation directe entre la contrainte σ_x et le nombre de cycles jusqu'à l'amorçage N_i car il convient de noter que dans la direction Y , les contraintes normales peuvent être de nature compressive ou de traction, selon les charges appliquées et la configuration du système. Cette distribution de contraintes dans la région de contact partiel à une influence significative sur le fretting fatigue et doit donc être prise en compte lors de l'analyse de la durée de vie et de la prévention des défaillances prématurées.

Ces contraintes se concentrent généralement à la surface de contact, en particulier aux bords de contact. La répartition précise des contraintes dépendra de la géométrie des surfaces en contact, de l'amplitude des charges cycliques et de la rugosité des surfaces. Les contraintes de cisaillement dans la direction Y (σ_{xy}) sont principalement influencées par les forces tangentielles résultantes du mouvement relatif. Ces contraintes peuvent également varier en fonction de la géométrie des surfaces de contact et de l'amplitude des charges cycliques. Les contraintes de cisaillement contribuent également à la concentration de contraintes aux bords de contact. Il convient de noter que l'analyse précise de la répartition des contraintes en fretting fatigue dans la

direction Y nécessite des techniques avancées de modélisation et de simulation par éléments finis (FEA).

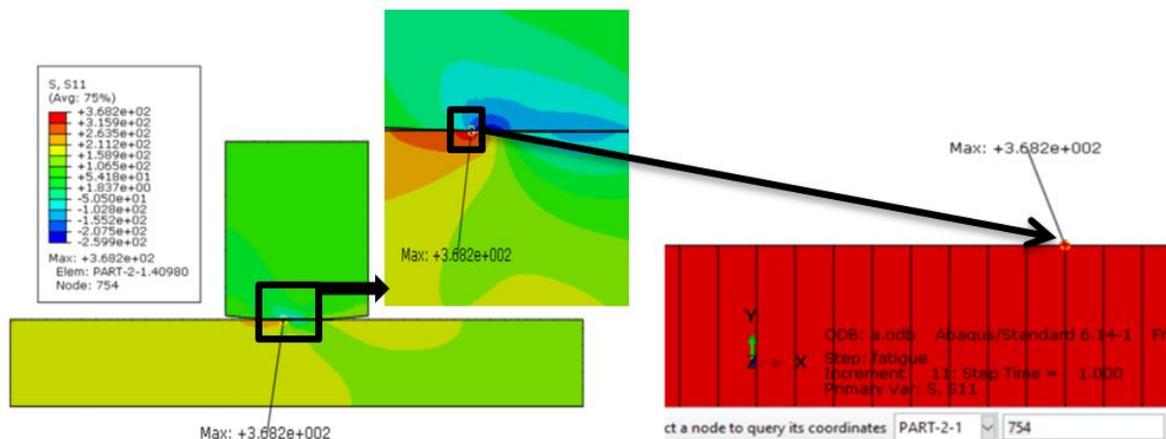
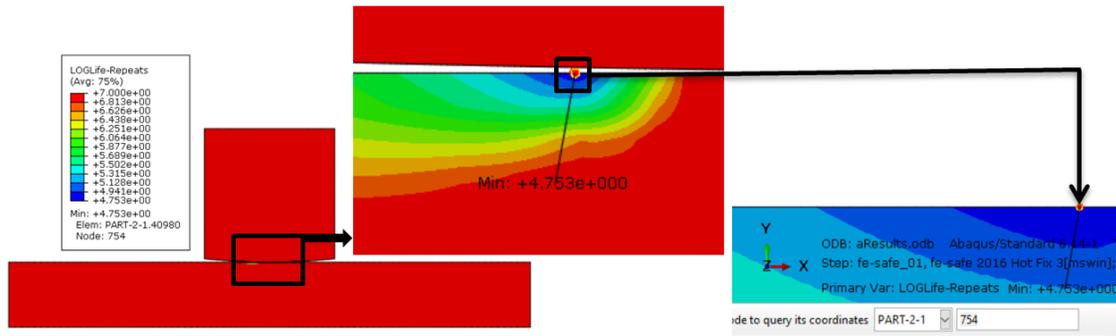


Figure III.36. Localisation de contrainte tangentielle maximale (nœud numéro 754).

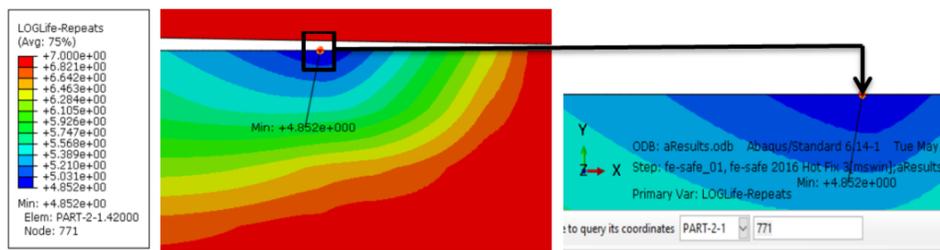
Ces méthodes permettent d'estimer les contraintes aux points chauds en tenant compte de la géométrie complexe et des conditions de chargement variables. La répartition des contraintes au point chaud dans la direction Y en fretting fatigue dépend de nombreux facteurs spécifiques à chaque cas, et une analyse détaillée et spécifique est nécessaire pour évaluer précisément la situation.

III.6.5 Position du point chaud pour les différents modèles

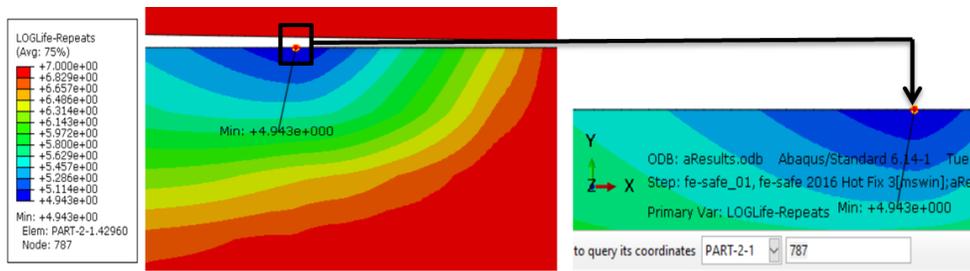
La Figure III.37 présente la position du point chaud pour quatre rayons de poinçon différents : 50 mm, 60 mm, 70 mm et 200 mm. Les résultats montrent des répartitions assez similaires entre tous les modèles. Il a été observé que le logarithme de la durée de vie jusqu'à l'amorçage augmente avec l'augmentation du rayon de poinçon et le déplacement de la position du point chaud. Pour $R=50$ mm, le point chaud se situe au nœud numéro 754, tandis que pour $R=60$ mm, elle se situe également au nœud numéro 754. Pour $R=70$ mm, elle se trouve au nœud numéro 787, et pour $R=200$ mm, elle est au nœud numéro 931. Il est important de noter que lorsqu'on utilise un rayon de poinçon plus petit dans le fretting fatigue, la concentration de contraintes au niveau de la pointe chaude peut augmenter. Cela est dû à la réduction de la surface de contact, ce qui provoque une concentration locale des contraintes. Par conséquent, la formation et la propagation de microfissures peuvent être plus rapides, réduisant ainsi la durée de vie en fatigue du composant. En revanche, l'utilisation d'un rayon de poinçon plus grand peut réduire la concentration de contraintes à la pointe chaude en répartissant les contraintes sur une plus grande zone de contact. Cela retarde la formation de microfissures et améliore la durée de vie en fatigue. Un rayon de poinçon plus petit peut augmenter les concentrations de contraintes et accélérer la dégradation, tandis qu'un rayon de poinçon plus grand peut réduire les concentrations de contraintes et améliorer la durée de vie en fatigue.



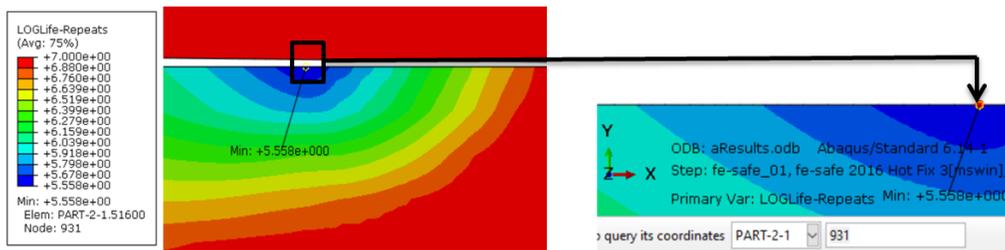
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure.III.37. Localisation du point chaud pour différent rayon de poinçons ;a) 50 mm; b) 60 mm; c) 70 mm; d) 200 mm

Au fil des cycles de chargement. L'amorçage et la propagation de microfissures sont des mécanismes clés dans le fretting fatigue. Lorsque le point chaud se déplace, de nouvelles microfissures peuvent se former à différents endroits de la surface de contact, augmentant ainsi la zone sujette à la propagation de fissures et accélérant le processus de dégradation du matériau.

Dans la Figure III.38, les logarithmes de la durée de vie jusqu'à l'amorçage ont été étudiés pour quatre rayons de poinçon différents (50 mm, 60 mm, 70 mm et 200 mm), en relation avec la largeur de la zone d'endommagement.

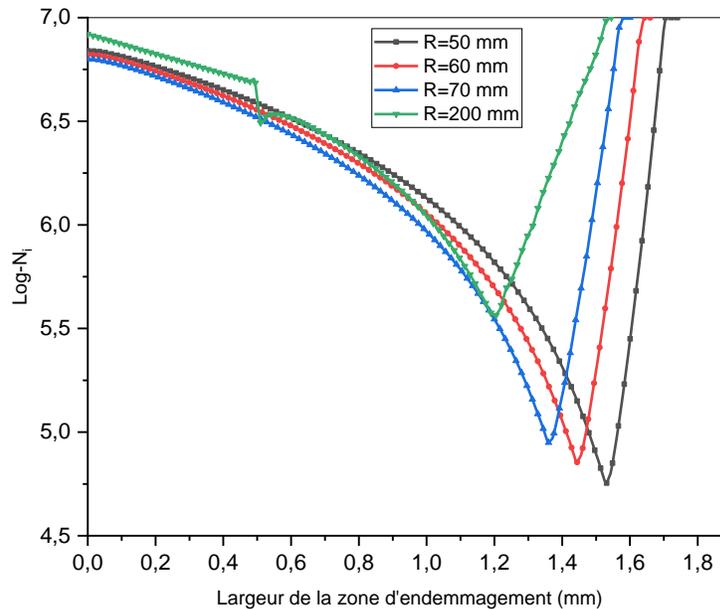


Figure. III.38. Logarithme de la durée de vie jusqu'à l'amorçage en fonction de largeur d'endommagement.

Les résultats montrent des répartitions similaires entre tous les modèles. On constate que le logarithme de la durée de vie jusqu'à l'amorçage augmente avec l'augmentation du rayon de poinçon et la diminution de la zone d'endommagement. La largeur de cette zone d'endommagement est un paramètre clé pour évaluer la résistance à le fretting fatigue d'un matériau ou d'une structure. L'utilisation d'un poinçon pour appliquer une charge sur l'échantillon lors des essais de fretting fatigue entraîne une répartition des contraintes dans la zone de contact, influencée par la forme et le rayon de la pointe du poinçon. Un rayon plus grand du poinçon a tendance à répartir les contraintes sur une surface plus étendue, réduisant ainsi la zone d'endommagement. Il est essentiel de souligner que l'effet de rayon de poinçon dépend également d'autres facteurs tels que la géométrie de l'échantillon, les propriétés des matériaux en contact et les conditions environnementales. Par conséquent, il est difficile de généraliser cet effet sur la largeur de la zone d'endommagement, et des études expérimentales spécifiques doivent être réalisées pour chaque cas particulier.

III.7 Conclusion

L'objectif de cette étude était de valider les résultats numériques actuels par rapport aux résultats analytiques, et d'examiner l'impact du rayon de poinçon sur l'alliage Al2024 sur le comportement des contacts dans des conditions de fretting fatigue multiaxiales. L'effet du rayon du poinçon sur les champs de contrainte, la nucléation des fissures et leur emplacement dans la zone de contact a été prédit en utilisant le paramètre de Ruiz et d'autres. Une approche de modélisation par éléments finis a été développée pour simuler le fretting fatigue des matériaux, car une bonne corrélation a été observée entre les simulations par éléments finis et les résultats analytiques dans nos modèles. Le rayon du poinçon a un impact significatif sur la taille de la ligne de contact et l'emplacement des fissures dans le composant soumis à le fretting fatigue. Les modifications des paramètres géométriques ont considérablement modifié les champs de contrainte de contact. Le glissement relatif le long de la ligne de contact est lié au niveau et à la distribution des champs de contrainte de contact, et diminue de manière significative lorsque le rayon du poinçon diminue.

La contrainte maximale se situe à l'interface d'adhérence/glissement le long de la ligne de contact. Les propriétés des matériaux ont également un impact important sur les champs de contrainte dans la zone de contact, ce qui fait que l'amorçage des fissures se produit en premier lieu dans le matériau le plus dur (celui ayant le module d'élasticité le plus élevé). Le paramètre de Ruiz a été utilisé en fretting fatigue pour estimer la nucléation des fissures le long de la zone de contact. Dans cette étude, l'amorçage de la fissure se produit dans le modèle ayant le plus petit rayon de poinçon. L'utilisation d'un logiciel compatible avec ABAQUS appelé "fe-safe" permet de réduire le temps de calcul et de gagner beaucoup de temps, tout en permettant des comparaisons entre différents critères d'amorçage. Dans nos études, nous pouvons conclure que le critère SWT est le plus fiable et peut être utilisé pour prédire la durée de vie en fretting fatigue.

Conclusion générale

Les critères de durée de vie en fatigue, tels que le critère de S-N et le critère de déformation plastique cumulée, sont utilisés pour prédire la durée de vie des matériaux. Cependant, des approches plus avancées comme la rupture linéarisée et la méthode des éléments finis sont également employées pour prendre en compte des paramètres supplémentaires. Ces méthodes prennent en compte des paramètres supplémentaires tels que la taille des fissures, les gradients de contrainte, l'effet des contraintes résiduelles, etc., pour une prédiction plus précise de la durée de vie en fatigue. Les modèles et critères de fretting fatigue, tels que le critère de Smith-Watson-Topper (SWT) et le modèle de dégradation d'endurance, sont utilisés pour estimer la durée de vie résiduelle en tenant compte de ces paramètres. Pour atténuer les effets du fretting fatigue, des techniques d'amélioration de la résistance sont mises en œuvre, telles que la modification des surfaces de contact, l'utilisation de revêtements protecteurs, l'optimisation des conditions de lubrification et la conception de joints et d'assemblages adaptés. Ces mesures visent à réduire les contraintes locales, à améliorer la résistance à la propagation des fissures et à prolonger la durée de vie en fretting fatigue des matériaux et des structures. Les critères d'amorçage de fissure ont été examinés pour évaluer les conditions auxquelles une fissure commence à se développer. Ces connaissances sont essentielles pour analyser la propagation de fissure dans le contexte spécifique de le fretting fatigue.

Les propriétés des matériaux ont un impact important sur les champs de contrainte dans la zone de contact, ce qui fait que l'amorçage des fissures se produit en premier lieu dans le matériau le plus dur. Le paramètre de Ruiz a été utilisé en fretting fatigue pour estimer la nucléation des fissures le long de la zone de contact. Dans cette étude, l'amorçage de la fissure se produit dans le modèle ayant le plus petit rayon de poinçon. L'importance des conditions de contact, de la rugosité et géométrie de surface, des matériaux en contact et le coefficient de frottement a été étudiée. Ces paramètres peuvent avoir un impact significatif sur le développement de le fretting fatigue et doivent être pris en compte dans les analyses et les prédictions. La modélisation numérique de le fretting fatigue en utilisant le logiciel Abaqus. L'accent est mis sur l'effet du rayon de poinçon et de l'influence d'autres paramètres pertinents et améliore la durée de vie. La modélisation numérique permet de simuler et d'étudier le comportement de le fretting fatigue dans des conditions spécifiques. L'utilisation de l'outil de durée de vie fe-Safe permet d'évaluer la durée de vie des composants soumis à le fretting fatigue et d'optimiser leur conception.

En conclusion, cette thèse apporte une contribution significative à la compréhension et à la prédiction de le fretting fatigue. Les trois chapitres fournissent des informations essentielles pour analyser et prédire la durée de vie des composants soumis à ce phénomène. Ces résultats contribuent à l'amélioration de la fiabilité et de la durabilité des structures et des composants confrontés à des sollicitations de fretting fatigue.

Les références

- [1] O. Vingsbo, S. Söderberg, On fretting maps, *Wear*. 126 (1988) 131–147.
- [2] F. Abbasi, G.H. Majzoobi, J. Mendiguren, A review of the effects of cyclic contact loading on fretting fatigue behavior, *Adv. Mech. Eng.* 12 (2020) 1687814020957175.
- [3] A. Benhamena, A. Talha, N. Benseddiq, A. Amrouche, G. Mesmacque, M. Benguediab, Effect of clamping force on fretting fatigue behaviour of bolted assemblies: Case of couple steel--aluminium, *Mater. Sci. Eng. A*. 527 (2010) 6413–6421.
- [4] H. Gu, L. Jiao, P. Yan, B. Ma, S. Chen, L. Feng, X. Wang, Crack behavior of Ti-6Al-4V alloy combined conformal contact fretting, non-conformal contact fretting and simple fatigue, *Int. J. Fatigue*. 139 (2020) 105741.
- [5] F. Hamadouche, H. Benzaama, M. Mokhtari, M.A. Tahar, Influence of contact parameters in fretting-fatigue contact 3D problems, *Frat. Ed Integrità Strutt.* 15 (2021) 228–240.
- [6] A. Benhamena, A. Amrouche, A. Talha, N. Benseddiq, Effect of contact forces on fretting fatigue behavior of bolted plates: Numerical and experimental analysis, *Tribol. Int.* 48 (2012) 237–245.
- [7] J. Vázquez, A. Carpinteri, L. Bohórquez, S. Vantadori, Fretting fatigue investigation on Al 7075-T651 alloy: Experimental, analytical and numerical analysis, *Tribol. Int.* 135 (2019) 478–487.
- [8] M. Luke, M. Burdack, S. Moroz, I. Varfolomeev, Experimental and numerical study on crack initiation under fretting fatigue loading, *Int. J. Fatigue*. 86 (2016) 24–33.
- [9] A.L. Pinto, R.A. Cardoso, R. Talemi, J.A. Araújo, Fretting fatigue under variable amplitude loading considering partial and gross slip regimes: Numerical analysis, *Tribol. Int.* 146 (2020) 106199.
- [10] C. Cattaneo, Sul contatto di due corpi elastiche: distribuzione locale degli sforzi, *Reconditi Dell Acad. Naz. Die Lincei*. 27 (1938) 474–478.
- [11] R.D. Mindlin, Compliance of elastic bodies in contact, (1949).
- [12] P. Dhaka, R.V. Prakash, Effect of Contact Geometry on the Contact Stresses in a Flat with Round Edge Contact, *Frat. Ed Integrità Strutt.* 13 (2019) 630–638.
- [13] T. Zhang, P.E. McHugh, S.B. Leen, Computational study on the effect of contact geometry on fretting behaviour, *Wear*. 271 (2011) 1462–1480.
- [14] T.N. Chakherlou, P. Shahriary, A. Akbari, Experimental and numerical investigation on the fretting fatigue behavior of cold expanded Al-alloy 2024-T3 plates, *Eng. Fail. Anal.* 123 (2021) 105324.
- [15] A.A. Walvekar, B.D. Leonard, F. Sadeghi, B. Jalalahmadi, N. Bolander, An experimental study and fatigue damage model for fretting fatigue, *Tribol. Int.* 79 (2014) 183–196.

- [16] S. Vantadori, A. Zanichelli, Fretting-fatigue analysis of shot-peened aluminium and titanium test specimens, *Fatigue & Fract. Eng. Mater. & Struct.* 44 (2021) 397–409.
- [17] Q. Deng, X. Yin, D. Wang, M.A. Wahab, Numerical analysis of crack propagation in fretting fatigue specimen repaired by stop hole method, *Int. J. Fatigue.* 156 (2022) 106640.
- [18] K. Zaleski, A. Skoczylas, Effect of slide burnishing on the surface layer and fatigue life of titanium alloy parts, *Adv. Mater. Sci.* 19 (2019) 35–45.
- [19] J.M. Dobromirski, Variables of fretting process: are there 50 of them?, *ASTM Spec. Tech. Publ.* 1159 (1992) 60.
- [20] R.E. Peterson, Discussion of a century ago concerning the nature of fatigue, and review of some of the subsequent researches concerning the mechanism of fatigue, *ASTM Bull.* 164 (1950) 50–56.
- [21] A. Wohler, Experiments on the strength of metals *Engineering*, August. 23 (1967) 160.
- [22] J. Bauschinger, On the change of the position of the elastic limit of iron and steel under cyclic variations of stress, *Mitt. Mech.-Tech. Lab., Munich.* 13 (1886).
- [23] J.A. Ewing, J.C.W. Humfrey, VI. The fracture of metals under repeated alternations of stress, *Philos. Trans. R. Soc. London. Ser. A, Contain. Pap. a Math. or Phys. Character.* 200 (1903) 241–250.
- [24] O.H. Basquin, The exponential law of endurance tests, in: *Proc Am Soc Test Mater*, 1910: pp. 625–630.
- [25] A. Palmgren, Die lebensdauer von kugellagern, *Verfahrenstechnik.* 68 (1924) 339–341.
- [26] M.A. Miner, Cumulative damage in fatigue, (1945).
- [27] W. Weibull, A statistical distribution function of wide applicability, *J. Appl. Mech.* (1951).
- [28] S.S. Manson, Discussion:“Experimental Support for Generalized Equation Predicting Low Cycle Fatigue”(Tavernelli, JF, and Coffin, Jr., LF, 1962, *ASME J. Basic Eng.*, 84, pp. 533–537), (1962).
- [29] J.F. Tavernelli, L.F. Coffin, Experimental support for generalized equation predicting low cycle fatigue, (1962).
- [30] T.H. Topper, B.I. Sandor, J.D. Morrow, CUMULATIVE FATIGUE DAMAGE UNDER CYCLIC STRAIN CONTROL., 1967.
- [31] T. Topper, R.M. Wetzel, J. Morrow, Neuber’s rule applied to fatigue of notched specimens, 1967.
- [32] H. Neuber, Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law, (1961).

- [33] M. Matsuishi, T. Endo, Fatigue of metals subjected to varying stress Presented to the Japan Society of Mechanical Engineers Fukuoka, (1968).
- [34] J. Schijve, D. Broek, Crack propagation: the results of a test programme based on a gust spectrum with variable amplitude loading, *Aircr. Eng. Aerosp. Technol.* 34 (1962) 314–316.
- [35] E. Wolf, Fatigue crack closure under cyclic tension, *Eng. Fract. Mech.* 2 (1970) 37–45.
- [36] P.C. Paris, Testing for very slow growth of fatigue cracks, *Closed Loop.* 2 (1970) 11–14.
- [37] R. Schmidt, P. Paris, Threshold for fatigue crack propagation and the effects of load ratio and frequency, in: *Prog. Flaw Growth Fract. Toughness Test.*, ASTM International, 1973.
- [38] F.C. Campbell, *Elements of metallurgy and engineering alloys*, ASM International, 2008.
- [39] C. Laird, The influence of metallurgical structure on the mechanisms of fatigue crack propagation, in: *Fatigue Crack Propag.*, ASTM International, 1967.
- [40] R.M.N. Pelloux, Mechanism of formation of ductile fatigue striations, *Trans. Am. Soc. Mech.* 62 (1969) 281–285.
- [41] J. Schijve, *Fatigue of materials and structures*, (2001).
- [42] L.G. Di Maggio, *Analytical and Numerical Methods for Assessing the Fatigue Life of Threaded Bores*, Politecnico di Torino, 2019.
- [43] S.P. Timoshenko, J.N. Goodier, *Theory of elasticity*, 3rd article ed, (1987).
- [44] J. Archard, Contact and rubbing of flat surfaces, *J. Appl. Phys.* 24 (1953) 981–988.
- [45] A. Wöhler, *Über die festigkeitsversuche mit eisen und stahl*, Ernst & Korn, 1870.
- [46] Y.-L. Lee, J. Pan, R. Hathaway, M. Barkey, *Fatigue testing and analysis: theory and practice*, Butterworth-Heinemann, 2005.
- [47] N.E. Dowling, Crack growth during low-cycle fatigue of smooth axial specimens, *ASTM International*, 1977.
- [48] J. Schijve, Some formulas for the crack opening stress level, *Eng. Fract. Mech.* 14 (1981) 461–465.
- [49] P.K. Liaw, Overview of crack closure at near-threshold fatigue crack growth levels, *Mech. Fatigue Crack Closure*, ASTM STP. 982 (1988) 62–92.
- [50] N. Fleck, *Fatigue Crack Growth--the Complications*, Pergamon Press Ltd., (1986) 75–88.
- [51] Kn. Smith, A stress-strain function for the fatigue of metals, *J. Mater.* 5 (1970) 767–778.
- [52] R.I. Stephens, A. Fatemi, R.R. Stephens, H.O. Fuchs, *Metal fatigue in engineering*, John Wiley & Sons, 2000.

- [53] W. Elber, others, The significance of fatigue crack closure, (1971).
- [54] C. Kaynak, T.J. Baker, others, A comparison of short and long fatigue crack growth in steel, *Int. J. Fatigue*. 18 (1996) 17–23.
- [55] R. Ritchie, O., and Suresh, S., "Mechanics and Physics of the Growth of Small Cracks, *Behav. Short Cracks Airframe Components*. AGARD CP-328. (1982) 1.
- [56] J. Schijve, Fatigue crack closure: observations and technical significance, in: *Mech. Fatigue Crack Clos.*, ASTM Philadelphia, 1988: pp. 5–34.
- [57] M. De Maddis, P. Russo Spena, Plastic flow behavior of twinning induced plasticity steel from low to warm temperatures, *J. Mater. Res. Technol.* 9 (2020) 1708–1719. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2019.11.094>.
- [58] J.M.E. Marques, D. Benasciutti, A. Niesłony, J. Slavič, An Overview of Fatigue Testing Systems for Metals under Uniaxial and Multiaxial Random Loadings, *Metals (Basel)*. 11 (2021) 447.
- [59] J. Papuga, M. Vargas, M. Hronek, Evaluation of uniaxial fatigue criteria applied to multiaxially loaded unnotched samples, *Eng. Mech.* 19 (2012) 3.
- [60] J.Z. Gyekenyesi, P.L.N. Murthy, S.K. Mital, NASALIFE-Component fatigue and creep life prediction program, (2005).
- [61] M. Filippini, S. Foletti, G. Pasquero, Assessment of multiaxial fatigue life prediction methodologies for Inconel 718, *Procedia Eng.* 2 (2010) 2347–2356.
- [62] A. Karolczuk, E. Macha, Critical planes in multiaxial fatigue, in: *Mater. Sci. Forum*, 2005: pp. 109–114.
- [63] K. Kluger, R. Pawliczek, Assessment of validity of selected criteria of fatigue life prediction, *Materials (Basel)*. 12 (2019) 2310.
- [64] W.N. Findley, Fatigue of metals under combinations of stresses, *Trans. Am. Soc. Mech. Eng.* 79 (1957) 1337–1347.
- [65] F.B. Stulen, H.N. Cummings, A failure criterion for multi-axial fatigue stresses, in: *Proceedings-American Soc. Test. Mater.*, 1954: pp. 822–835.
- [66] J. Park, D. Nelson, Evaluation of an energy-based approach and a critical plane approach for predicting constant amplitude multiaxial fatigue life, *Int. J. Fatigue*. 22 (2000) 23–39. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(99\)00111-5](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(99)00111-5).
- [67] M. Bäckström, G. Marquis, A review of multiaxial fatigue of weldments: experimental results, design code and critical plane approaches, *Fatigue & Fract. Eng. Mater. & Struct.* 24 (2001) 279–291. <https://doi.org/10.1046/J.1460-2695.2001.00284.X>.
- [68] K.D. Van, A. Le Douaron, H.P. Lieurade, Multiaxial fatigue limit: a new approach, in: *Fract.* 84, Elsevier, 1984: pp. 1879–1885.

- [69] K. Van Dang, Criterion for high cycle fatigue failure under multiaxial loading, *Biaxial and Multiaxial Fatigue*. (1989).
- [70] C. Froustey, S. Lasserre, Multiaxial fatigue endurance of 30NCD16 steel, *Int. J. Fatigue*. 11 (1989) 169–175.
- [71] A. Carpinteri, R. Brighenti, E. Macha, A. Spagnoli, Expected principal stress directions under multiaxial random loading. Part II: numerical simulation and experimental assessment through the weight function method, *Int. J. Fatigue*. 21 (1999) 89–96. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(98\)00047-4](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(98)00047-4).
- [72] A. Carpinteri, A. Spagnoli, S. Vantadori, Multiaxial fatigue life estimation in welded joints using the critical plane approach, *Int. J. Fatigue*. 31 (2009) 188–196. <https://doi.org/10.1016/J.IJFATIGUE.2008.03.024>.
- [73] A. Carpinteri, A. Spagnoli, Multiaxial high-cycle fatigue criterion for hard metals, *Int. J. Fatigue*. 23 (2001) 135–145. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(00\)00075-X](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(00)00075-X).
- [74] C. Ronchei, A. Carpinteri, G. Fortese, A. Spagnoli, S. Vantadori, M. Kurek, T. Łagoda, Life estimation by varying the critical plane orientation in the modified Carpinteri-Spagnoli criterion, *Frat. Ed Integrità Strutt.* 9 (2015) 74–79. <https://doi.org/10.3221/IGF-ESIS.34.07>.
- [75] D.L. McDiarmid, A shear stress based critical-plane criterion of multiaxial fatigue failure for design and life prediction, *Fatigue & Fract. Eng. Mater. & Struct.* 17 (1994) 1475–1484.
- [76] D.L. McDiarmid, A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure, *Fatigue & Fract. Eng. Mater. & Struct.* 14 (1991) 429–453.
- [77] T. Mataka, An explanation on fatigue limit under combined stress, *Bull. JSME*. 20 (1977) 257–263.
- [78] K. Kluger, Fatigue life estimation for 2017A-T4 and 6082-T6 aluminium alloys subjected to bending-torsion with mean stress, *Int. J. Fatigue*. 80 (2015) 22–29.
- [79] A. Karolczuk, K. Kluger, Analysis of the coefficient of normal stress effect in chosen multiaxial fatigue criteria, *Theor. Appl. Fract. Mech.* 73 (2014) 39–47.
- [80] D.F. Socie, *Multiaxial fatigue damage models*, (1987).
- [81] D.F. Socie, L.A. Waill, D.F. Dittmer, Biaxial fatigue of Inconel 718 including mean stress effects, in: *Multiaxial Fatigue*, ASTM International, 1985.
- [82] M.W. Brown, K.J. Miller, A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 187 (1973) 745–755.
- [83] A. Bannantine, D. Socie, A Multiaxial Fatigue Life Estimation, *Adv. Fatigue Lifetime Predict. Tech.* 1122 (1992) 249.
- [84] K. Hohenemser, W. Prager, others, The problem of fatigue strength under complex

- stresses, *Metallwirt-Schaft*. 12 (1933) 24.
- [85] H.J. Gough, H. V Pollard, The strength of metals under combined alternating stresses, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 131 (1935) 3–103.
- [86] H.J. Gough, H. V Pollard, W.J. Clenshaw, Some experiments on the resistance of metals to fatigue under combined stresses, (1951).
- [87] T. Nishihara, M. Kawamoto, others, The strength of metals under combined alternating bending and torsion, *Mem. Coll. Eng. Kyoto Imp. Univ.* 10 (1941) 177–201.
- [88] T. Nishihara, M. Kawamoto, others, The strength of metals under combined alternating bending and torsion with phase difference, *Mem. Coll. Eng. Kyoto Imp. Univ.* 11 (1941) 177–201.
- [89] G. Sines, Failure of materials under combined repeated stresses with superimposed static stresses, 1955.
- [90] G. Sines, Behavior of metals under complex static and alternating stresses, *Met. Fatigue*. 1 (1959) 145–169.
- [91] B. Crossland, Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel, in: *Proc. Int. Conf. Fatigue Met.*, 1956: p. 12.
- [92] B. Crossland, EFFECT OF PRESSURE ON THE FATIGUE OF METALS, (1970).
- [93] J. Marin, Interpretation of fatigue strengths for combined stresses, in: *Proceedings Int. Conf. Fatigue Met.*, 1956: pp. 184–194.
- [94] I. V Papadopoulos, Fatigue polycyclique des métaux: Une nouvelle approche (Annexe A-1: La plus petite hypersphère circonscrite à une courbe donnée) Thèse de Doctorat, Ec. Natl. Des Ponts Chaussées, Paris. (1987) 239–245.
- [95] K.N.S. KN, P. Watson, T.H.T. TH, Stress-strain function for the fatigue of metals, *J Mater.* 5 (1970) 767–778.
- [96] K.C. Liu, A method based on virtual strain-energy parameters for multiaxial fatigue life prediction, *ASTM Spec. Tech. Publ.* 1191 (1993) 67.
- [97] K.C. Liu, J.A. Wang, An energy method for predicting fatigue life, crack orientation, and crack growth under multiaxial loading conditions, *Int. J. Fatigue*. 23 (2001) 129–134.
- [98] R. Rolović, S.M. Tipton, An energy based critical plane approach to multiaxial fatigue analysis, in: *Fatigue Fract. Mech.* 29th Vol., ASTM International, 1999.
- [99] J. Hoffmeyer, R. Döring, M. Vormwald, Short fatigue crack growth under multiaxial nonproportional loading; Kurzrischwachstum bei mehrachsiger nichtproportionaler Beanspruchung, *Materwiss. Werksttech.* 32 (2001).
- [100] A. Varvani-Farahani, A new energy-critical plane parameter for fatigue life assessment of various metallic materials subjected to in-phase and out-of-phase multiaxial fatigue

- loading conditions, *Int. J. Fatigue*. 22 (2000) 295–305.
- [101] A. Varvani-Farahani, T.H. Topper, A new multiaxial fatigue life and crack growth rate model for various in-phase and out-of-phase strain paths, *ASTM Spec. Tech. Publ.* 1387 (2000) 305–322.
- [102] C. Froustey, S. Lasserre, L. Dubar, Essais de fatigue multiaxiaux et par blocs validation d'un critère pour les matériaux métalliques, *Mat-Tec*. 92 (1992) 79–85.
- [103] S. V Serensen, V.P. Kogayev, R.M. Shnejderovich, Permissible loading and strength calculations of machine components, *Maschinostr. Mosow, Russ.* (1975).
- [104] E.M. Eden, W.N. Rose, P.L. Cunningham, The endurance of metals: experiments on rotating beams at University College, London, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 81 (1911) 839–974.
- [105] G.A. Tomlinson, The rusting of steel surfaces in contact, *Proc. R. Soc. London. Ser. A, Contain. Pap. a Math. Phys. Character.* 115 (1927) 472–483.
- [106] E.J. Warlow-Davies, Fretting corrosion and fatigue strength: brief results of preliminary experiments, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 146 (1941) 32–38.
- [107] K. Nishioka, K. Hirakawa, Fundamental investigations of fretting fatigue:(part 2, fretting fatigue testing machine and some test results), *Bull. JSME*. 12 (1969) 180–187.
- [108] K. Nishioka, K. Hirakawa, Fundamental investigations of fretting fatigue: Part 3, some phenomena and mechanisms of surface cracks, *Bull. JSME*. 12 (1969) 397–407.
- [109] K. Nishioka, K. Hirakawa, Fundamental investigations of fretting fatigue: part 4, the effect of mean stress, *Bull. JSME*. 12 (1969) 408–414.
- [110] K. Nishioka, K. Hirakawa, Fundamental investigations of fretting fatigue:(part 5, the effect of relative slip amplitude), *Bull. JSME*. 12 (1969) 692–697.
- [111] K. Nishioka, H. Kenji, Fundamental investigations of fretting fatigue: Part 6, effects of contact pressure and hardness of materials, *Bull. JSME*. 15 (1972) 135–144.
- [112] G.P. Wright, J.J. O'Connor, The influence of fretting and geometric stress concentrations on the fatigue strength of clamped joints, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 186 (1972) 827–835.
- [113] D. Nowell, *An analysis of fretting fatigue*, University of Oxford, 1988.
- [114] J.A. Araújo, D. Nowell, Analysis of pad size effects in fretting fatigue using short crack arrest methodologies, *Int. J. Fatigue*. 21 (1999) 947–956.
- [115] K. Endo, H. Goto, Initiation and propagation of fretting fatigue cracks, *Wear*. 38 (1976) 311–324.
- [116] H. Hertz, Über die Berührung fester elastischer Körper, *J. Für Die Reine Und Angew. Math.* 92 (1882) 22.
- [117] N. Muskhelishvili, *Some basic problems of the mathematical theory of elasticity*, n.d.

- [118] K.L. Johnson, *Contact Mechanics*, Cambridge university press, johnson1987contact, 1989. <https://doi.org/10.1201/b17588-12>.
- [119] A.E. Giannakopoulos, T.C. Lindley, S. Suresh, Aspects of equivalence between contact mechanics and fracture mechanics: theoretical connections and a life-prediction methodology for fretting-fatigue, *Acta Mater.* 46 (1998) 2955–2968.
- [120] J.A. Araújo, L. Susmel, D. Taylor, J.C.T. Ferro, E.N. Mamiya, On the use of the Theory of Critical Distances and the Modified Wöhler Curve Method to estimate fretting fatigue strength of cylindrical contacts, *Int. J. Fatigue.* 29 (2007) 95–107.
- [121] D. Dini, D. Nowell, I.N. Dyson, The use of notch and short crack approaches to fretting fatigue threshold prediction: Theory and experimental validation, *Tribol. Int.* 39 (2006) 1158–1165.
- [122] M. Ciavarella, A ‘crack-like’ notch analogue for a safe-life fretting fatigue design methodology, *Fatigue & Fract. Eng. Mater. & Struct.* 26 (2003) 1159–1170. <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2003.00721.x>.
- [123] S. Fouvry, D. Nowell, K. Kubiak, D.A. Hills, Prediction of fretting crack propagation based on a short crack methodology, *Eng. Fract. Mech.* 75 (2008) 1605–1622.
- [124] G.M. Hamilton, L.E. Goodman, The stress field created by a circular sliding contact, (1966).
- [125] H. Proudhon, Identification des mécanismes de fissuration dans un alliage d’aluminium sollicité en fretting et en fatigue, Lyon, INSA, 2005.
- [126] M.H. Zhu, Z.R. Zhou, P. Kapsa, L. Vincent, An experimental investigation on composite fretting mode, *Tribol. Int.* 34 (2001) 733–738.
- [127] M.H. Zhu, Z.R. Zhou, On the mechanisms of various fretting wear modes, *Tribol. Int.* 44 (2011) 1378–1388.
- [128] M.H. Zhu, Z.R. Zhou, An experimental study on radial fretting behaviour, *Tribol. Int.* 34 (2001) 321–326.
- [129] Z. Cai, M. Zhu, Z. Zhou, An experimental study torsional fretting behaviors of LZ50 steel, *Tribol. Int.* 43 (2010) 361–369.
- [130] J.L. Mo, M.H. Zhu, J.F. Zheng, J. Luo, Z.R. Zhou, Study on rotational fretting wear of 7075 aluminum alloy, *Tribol. Int.* 43 (2010) 912–917.
- [131] Z. Xu, J. Peng, J. Liu, X. Liu, W. Zhang, Z. Cai, M. Zhu, Microstructure evolution and torsional fretting fatigue damage mechanism of 316L austenitic stainless steel at different torques, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.* 232 (2018) 809–822.
- [132] R.B. Waterhouse, Avoidance of fretting fatigue failures, *Frett. Fatigue.* (1981) 221–240.
- [133] J.F. Peng, M.H. Zhu, Z.B. Cai, J.H. Liu, K.C. Zuo, C. Song, W.J. Wang, On the damage mechanisms of bending fretting fatigue, *Tribol. Int.* 76 (2014) 133–141.

- [134] L.S. Rossino, F.C. Castro, W.W. Bose Filho, J.A. Araújo, Issues on the mean stress effect in fretting fatigue of a 7050-T7451 Al alloy posed by new experimental data, *Int. J. Fatigue*. 31 (2009) 2041–2048.
- [135] J.F. Peng, C. Song, M.X. Shen, J.F. Zheng, Z.R. Zhou, M.H. Zhu, An experimental study on bending fretting fatigue characteristics of 316L austenitic stainless steel, *Tribol. Int.* 44 (2011) 1417–1426.
- [136] J. Peng, J. Liu, Z. Cai, M. Shen, C. Song, M. Zhu, Study on bending fretting fatigue damages of 7075 aluminum alloy, *Tribol. Int.* 59 (2013) 38–46.
- [137] K. Tanaka, H. Takahashi, Y. Akiniwa, Fatigue crack propagation from a hole in tubular specimens under axial and torsional loading, *Int. J. Fatigue*. 28 (2006) 324–334.
- [138] M.P. Szolwinski, T.N. Farris, Observation, analysis and prediction of fretting fatigue in 2024-T351 aluminum alloy, *Wear*. 221 (1998) 24–36. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(98\)00264-6](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(98)00264-6).
- [139] L. Vincent, Y. Berthier, M. Godet, others, Testing methods in fretting fatigue: a critical appraisal, *ASTM Spec. Tech. Publ.* 1159 (1992) 33.
- [140] S. Fouvry, P. Kapsa, L. Vincent, An elastic--plastic shakedown analysis of fretting wear, *Wear*. 247 (2001) 41–54.
- [141] P. Blanchard, C. Colombie, V. Pellerin, S. Fayeulle, L. Vincent, Material effects in fretting wear: application to iron, titanium, and aluminum alloys, *Metall. Trans. A*. 22 (1991) 1535–1544.
- [142] J.F. Zheng, J. Luo, J.L. Mo, J.F. Peng, X.S. Jin, M.H. Zhu, Fretting wear behaviors of a railway axle steel, *Tribol. Int.* 43 (2010) 906–911.
- [143] Z.R. Zhou, L. Vincent, Cracking induced by fretting of aluminium alloys, (1997).
- [144] Z.R. Zhou, L. Vincent, Effect of external loading on wear maps of aluminium alloys, *Wear*. 162 (1993) 619–623.
- [145] Z.R. Zhou, S. Fayeulle, L. Vincent, Cracking behaviour of various aluminium alloys during fretting wear, *Wear*. 155 (1992) 317–330.
- [146] D. Scott, Paper 7: Surface Studies in the Investigation of Failure Mechanisms, in: *Proc. Inst. Mech. Eng. Conf. Proc.*, 1967: pp. 56–64.
- [147] N.P. Suh, The delamination theory of wear, *Wear*. 25 (1973) 111–124.
- [148] K.L. Johnson, Contact mechanics and the wear of metals, *Wear*. 190 (1995) 162–170.
- [149] S.K. Wong, A. Kapoor, J.A. Williams, Shakedown limits on coated and engineered surfaces, *Wear*. 203 (1997) 162–170.
- [150] D.A. Hills, D.W. Ashelby, The influence of residual stresses on contact-load-bearing capacity, *Wear*. 75 (1982) 221–239.

- [151] D.W. Hoepfner, V. Chandrasekaran, C.B. Elliott, Fretting fatigue: current technology and practices, ASTM International, 2000.
- [152] J.F. Matlik, T.N. Farris, F.K. Haake, G.R. Swanson, G.C. Duke, High-frequency, high-temperature fretting-fatigue experiments, *Wear*. 261 (2006) 1367–1382.
- [153] O. Jin, S. Mall, Effects of independent pad displacement on fretting fatigue behavior of Ti-6Al-4V, *Wear*. 253 (2002) 585–596.
- [154] T.A. Venkatesh, B.P. Conner, C.S. Lee, A.E. Giannakopoulos, T.C. Lindley, S. Suresh, others, An experimental investigation of fretting fatigue in Ti-6Al-4V: the role of contact conditions and microstructure, *Metall. Mater. Trans. A*. 32 (2001) 1131–1146.
- [155] D.A. Hills, H.N. Andresen, *Mechanics of Fretting and Fretting Fatigue*, Springer, 2021.
- [156] R.H. Talemi, M.A. Wahab, P. De Baets, Numerical modelling of fretting fatigue, in: *J. Phys. Conf. Ser.*, 2011: p. 12061.
- [157] X. Chen, X. Zhu, Fretting fatigue analysis of FGM coating under out-of-phase loadings, *Tribol. Int.* 134 (2019) 165–177.
- [158] J. Jitcharoen, N.P. Padture, A.E. Giannakopoulos, S. Suresh, Hertzian-crack suppression in ceramics with elastic-modulus-graded surfaces, *J. Am. Ceram. Soc.* 81 (1998) 2301–2308.
- [159] T. Yue, M.A. Wahab, Finite element analysis of fretting wear under variable coefficient of friction and different contact regimes, *Tribol. Int.* 107 (2017) 274–282.
- [160] I.R. McColl, J. Ding, S.B. Leen, Finite element simulation and experimental validation of fretting wear, *Wear*. 256 (2004) 1114–1127.
- [161] W.D. Milestone, J.T. Janeczko, Friction between steel surfaces during fretting, *Wear*. 18 (1971) 29–40.
- [162] T. Yue, M.A. Wahab, Finite element analysis of stress singularity in partial slip and gross sliding regimes in fretting wear, *Wear*. 321 (2014) 53–63.
- [163] D. Wang, X. Wang, C. Tang, X. Li, D. Zhang, Multi-axial fretting fatigue wear mechanisms of steel wires and the protection design, in: *2017 5th Int. Conf. Mechatronics, Mater. Chem. Comput. Eng. (ICMMCCCE 2017)*, 2017: pp. 628–633.
- [164] K. Sikdar, S. Shekhar, K. Balani, Fretting wear of Mg-Li-Al based alloys, *Wear*. 318 (2014) 177–187.
- [165] G.H. Farrahi, G.H. Majzoobi, H. Chinesh, Effect of contact geometry on fretting fatigue life of aluminium alloy 2024-T3, *Indian J. Eng. Mater. Sci.* 12 (2005) 331–336.
- [166] Q. Deng, X. Yin, M.A. Wahab, The effect of surface pit treatment on fretting fatigue crack initiation, *Comput. Mater. Contin.* 66 (2021) 659–673.
- [167] H. Gu, L. Jiao, P. Yan, Y. Song, Z. Guo, T. Qiu, X. Wang, Dual-crack failure behaviors of

- milled Ti-6Al-4V alloy in conformal contact fretting fatigue, *Mater. Sci. Eng. A.* 832 (2022) 142465.
- [168] H. Jeung, I. Chung, D. Yoon, D. Park, others, A study on fretting fatigue characteristics of Inconel 690 at high temperature, *Tribol. Int.* 44 (2011) 1483–1487.
- [169] D. Zhang, X. Yang, K. Chen, Z. Zhang, Fretting fatigue behavior of steel wires contact interface under different crossing angles, *Wear.* 400–401 (2018) 52–61. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.12.014>.
- [170] D.-S. Wei, S.-H. Yuan, Y.-R. Wang, Failure analysis of dovetail assemblies under fretting load, *Eng. Fail. Anal.* 26 (2012) 381–396.
- [171] H.A. Fadag, S. Mall, V.K. Jain, A finite element analysis of fretting fatigue crack growth behavior in Ti-6Al-4V, *Eng. Fract. Mech.* 75 (2008) 1384–1399.
- [172] K.J. Miller, Fretting fatigue: A review and future perspectives, in: *Proceeding Inst. Mar. Eng. Sci. Technol. Part B, J. Mar. Des. Oper.*, 2004: pp. 11–29.
- [173] M. Esteves, A. Ramalho, F. Ramos, Fretting behavior of the AISI 304 stainless steel under different atmosphere environments, *Tribol. Int.* 88 (2015) 56–65.
- [174] O. Jin, S. Mall, O. Sahan, Fretting fatigue behavior of Ti-6Al-4V at elevated temperature, *Int. J. Fatigue.* 27 (2005) 395–401.
- [175] R.B. Waterhouse, A.J. Trowsdale, Residual stress and surface roughness in fretting fatigue, *J. Phys. D. Appl. Phys.* 25 (1992) A236.
- [176] E. Zalnezhad, A.A.D. Sarhan, A fuzzy logic predictive model for better surface roughness of Ti-TiN coating on AL7075-T6 alloy for longer fretting fatigue life, *Measurement.* 49 (2014) 256–265.
- [177] V. Martín, J. Vázquez, C. Navarro, J. Domínguez, Effect of shot peening residual stresses and surface roughness on fretting fatigue strength of Al 7075-T651, *Tribol. Int.* 142 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.106004>.
- [178] D.D. Liu, D.D. Liu, X. Zhang, G. He, A. Ma, G. Wu, Plain fatigue and fretting fatigue behaviors of 17-4PH steel subjected to ultrasonic surface rolling process: A comparative study, *Surf. Coatings Technol.* 399 (2020) 126196. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2020.126196>.
- [179] D.D. Liu, D.D. Liu, X. Zhang, C. Liu, A. Ma, X. Xu, W. Zhang, An investigation of fretting fatigue behavior and mechanism in 17-4PH stainless steel with gradient structure produced by an ultrasonic surface rolling process, *Int. J. Fatigue.* 131 (2020) 105340. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.105340>.
- [180] R.B. Waterhouse, D.E. Taylor, The relative effects of fretting and corrosion on the fatigue strength of a eutectoid steel, *Wear.* 15 (1970) 449–451. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(70\)90239-5](https://doi.org/10.1016/0043-1648(70)90239-5).

- [181] D. Infante-Garcia, A. Diaz-Alvarez, R. Belda, J. Diaz-Alvarez, J.L. Cantero, E. Giner, M.H. Miguelez, Influence of machining parameters on fretting fatigue life of Inconel 718, *Int. J. Fatigue*. 162 (2022) 106963.
- [182] J. Vázquez, D. Erena, C. Navarro, J. Domínguez, 3D contact effects in fretting fatigue tests, *Theor. Appl. Fract. Mech.* 118 (2022) 103260.
- [183] H.S. Kim, S. Mall, A. Ghoshal, Two-dimensional and three-dimensional finite element analysis of finite contact width on fretting fatigue, *Mater. Trans.* (2011) 1012201243.
- [184] S.A. Namjoshi, V.K. Jain, S. Mall, Effects of shot-peening on fretting-fatigue behavior of Ti-6Al-4V, *J. Eng. Mater. Technol.* 124 (2002) 222–228.
- [185] R. Hojjati-Talemi, M.A. Wahab, J. De Pauw, P. De Baets, J. De Pauw, P. De Baets, Prediction of fretting fatigue crack initiation and propagation lifetime for cylindrical contact configuration, *Tribol. Int.* 76 (2014) 73–91. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.02.017>.
- [186] R. Hojjati-Talemi, M.A. Wahab, Fretting fatigue crack initiation lifetime predictor tool: Using damage mechanics approach, *Tribol. Int.* 60 (2013) 176–186.
- [187] D.A. Hills, Mechanics of fretting fatigue, *Wear*. 175 (1994) 107–113.
- [188] C. Ruiz, P.H.B. Boddington, K.C. Chen, An investigation of fatigue and fretting in a dovetail joint, *Exp. Mech.* 24 (1984) 208–217.
- [189] D.R. Swalla, R.W. Neu, Influence of coefficient of friction on fretting fatigue crack nucleation prediction, *Tribol. Int.* 34 (2001) 493–503.
- [190] H. Ren, X. Zhuang, Y. Cai, T. Rabczuk, Dual-horizon peridynamics, *Int. J. Numer. Methods Eng.* 108 (2016) 1451–1476.
- [191] P. Areias, T. Rabczuk, J.C. de Sá, A novel two-stage discrete crack method based on the screened Poisson equation and local mesh refinement, *Comput. Mech.* 58 (2016) 1003–1018.
- [192] N.A. Bhatti, M.A. Wahab, Finite element analysis of fretting fatigue under out of phase loading conditions, *Tribol. Int.* 109 (2017) 552–562. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.01.022>.
- [193] K. Pereira, S. Bordas, S. Tomar, R. Trobec, M. Depolli, G. Kosec, M. Abdel Wahab, On the convergence of stresses in fretting fatigue, *Materials (Basel)*. 9 (2016) 639.
- [194] R. Hojjati-Talemi, M.A. Wahab, E. Giner, M. Sabsabi, Numerical estimation of fretting fatigue lifetime using damage and fracture mechanics, *Tribol. Lett.* 52 (2013) 11–25.
- [195] J.J. Madge, S.B. Leen, I.R. McColl, P.H. Shipway, Contact-evolution based prediction of fretting fatigue life: Effect of slip amplitude, *Wear*. 262 (2007) 1159–1170. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.11.004>.
- [196] W. Nan, D. Feng, Fatigue Life Analysis of Electrical Connector Contacts Part Based on

- ABAQUS/FE-SAFE, in: 2019 Int. Conf. Precis. Mach. Non-Traditional Mach. Intell. Manuf. (PNTIM 2019), 2019: pp. 189–193.
- [197] X. Liu, Y. Zhang, J. Zhu, X. Li, S. Xue, Fatigue lifetime prediction for oil tube material based on ABAQUS and FE-SAFE, *J. Fail. Anal. Prev.* 20 (2020) 936–943.
- [198] Y. Sheng, H. Xia, T. Lv, Failure Mechanism Research of Reflective Raised Pavement Marker Based on ANSYS FE-SAFE, in: ICCTP 2011 Towar. Sustain. Transp. Syst., 2011: pp. 1999–2006.
- [199] P. Panico, T. Chaise, M.-C. Baietto, N. Guillemot, C. Poupon, On the fretting fatigue crack nucleation of complete, almost complete and incomplete contacts using an asymptotic method, *Int. J. Solids Struct.* 233 (2021) 111209.