



**HAL**  
open science

# Etude combinée de l'amortissement et des endommagements par fretting dans des contacts revêtus ou non à l'ambiante et à chaud

Julien Fortes Da Cruz

## ► To cite this version:

Julien Fortes Da Cruz. Etude combinée de l'amortissement et des endommagements par fretting dans des contacts revêtus ou non à l'ambiante et à chaud. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Ecole Centrale Paris, 2014. Français. NNT : 2014ECAP0058 . tel-01127954

**HAL Id: tel-01127954**

**<https://theses.hal.science/tel-01127954>**

Submitted on 9 Mar 2015

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

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



## THÈSE

Présentée par Julien FORTES DA CRUZ

pour l'obtention du  
**GRADE DE DOCTEUR**

École Doctorale : École Centrale Paris (ED287)

Spécialité : Sciences pour l'ingénieur

Laboratoire d'accueil : LISMMA (EA2336)

---

### Etude combinée de l'amortissement et des endommagements par fretting dans les contacts revêtus ou non, à l'ambiante et à chaud

---

Soutenance le : 03/12/2014

Devant un jury composé de :

M. FOUVRY Siegfried	DR CNRS	LTDS	Président de jury
Mme. LANGLADE Cécile	PU	IRTES	Rapporteur
M. CHEVALIER Luc	PU	MSME	Rapporteur
Mme. DURAND Anne-Marie	Docteur	ACM	Examinatrice
Mme. INGLEBERT Geneviève	PU	SUPMECA	Directrice de thèse
Mme. LEMAIRE-CARON Isabelle	MCF	SUPMECA	Co-encadrante

N°2014ECAP0058



# Table des matières

<i>Table des matières</i>	5
<b>Remerciements</b>	<b>7</b>
<b>Introduction</b>	<b>11</b>
<b>1 Etude bibliographique</b>	<b>15</b>
1.1 Phénomène de fretting . . . . .	16
1.1.1 Présentation . . . . .	16
1.1.2 Moyens expérimentaux . . . . .	22
1.1.3 Caractérisation des moyens d'essai . . . . .	30
1.2 Matériaux et revêtements . . . . .	32
1.2.1 Matériaux étudiés . . . . .	33
1.2.2 Revêtements et traitements de surface . . . . .	38
1.3 Analyse qualitative et quantitative du fretting . . . . .	48
1.3.1 Sélection de solutions palliatives au fretting . . . . .	49
1.3.2 Paramètres cinématiques . . . . .	51
1.3.3 Paramètres énergétiques . . . . .	57
1.3.4 Critères de classification des régimes de fretting . . . . .	60
1.3.5 Paramètres d'endommagement . . . . .	65
1.3.6 Dissipation d'énergie et amortissement . . . . .	69
1.4 Conclusion . . . . .	72
<b>2 Moyens expérimentaux</b>	<b>75</b>
2.1 Contexte industriel . . . . .	76
2.1.1 Problématique température ambiante . . . . .	76

2.1.2	Problématique haute température . . . . .	79
2.2	Banc d'essai de frottement alternatif lent . . . . .	81
2.3	Banc d'essai de fretting à l'ambiante . . . . .	82
2.4	Banc d'essai de fretting à haute température . . . . .	84
2.4.1	Cahier des charges et caractéristiques du moyen d'essai . . . . .	84
2.4.2	Système de chauffage . . . . .	86
2.4.3	Alignement des plans de contact . . . . .	89
2.4.4	Pilotage, acquisition et post-traitement . . . . .	91
2.4.5	Mesure de l'effort tangentiel . . . . .	94
2.4.6	Mesure du déplacement . . . . .	101
2.5	Conclusion . . . . .	102
<b>3</b>	<b>Fretting à température ambiante : approche énergétique</b>	<b>103</b>
3.1	Démarche générale d'étude . . . . .	104
3.1.1	Interfaces de contact . . . . .	104
3.1.2	Démarche . . . . .	104
3.2	Comparaison des revêtements . . . . .	106
3.2.1	Critère : Coefficient de frottement . . . . .	106
3.2.2	Critère : Énergie dissipée . . . . .	109
3.2.3	Critère : Raideur tangentielle . . . . .	110
3.2.4	Critère : Durée de vie . . . . .	111
3.3	Comportement dissipatifs et mécanismes d'endommagement des DLC . . . . .	114
3.3.1	Caractérisation des surfaces . . . . .	114
3.3.2	Analyse du comportement . . . . .	117
3.3.3	Synthèse . . . . .	126
3.4	Influence des caractéristiques des revêtements DLC . . . . .	126
3.4.1	Effet de l'épaisseur du revêtement . . . . .	127
3.4.2	Effet des multicouches . . . . .	129
3.4.3	Effet de la rugosité et de la dureté . . . . .	131
3.4.4	Diagrammes de synthèse . . . . .	133
3.5	Essais de validation sur pièces réelles . . . . .	135

<b>4</b>	<b>Protection contre le fretting à haute température</b>	<b>137</b>
4.1	Interfaces . . . . .	138
4.1.1	Couples de matériaux et revêtements . . . . .	138
4.1.2	Géométrie des éprouvettes . . . . .	138
4.1.3	Caractérisation des surfaces . . . . .	139
4.2	Caractérisation du frottement en quasi-statique . . . . .	140
4.2.1	Coefficient de frottement . . . . .	141
4.2.2	Endommagements . . . . .	143
4.3	Effet de la température . . . . .	145
4.3.1	Objectifs - Conditions . . . . .	145
4.3.2	Coefficient de frottement . . . . .	146
4.3.3	Endommagements . . . . .	148
4.3.4	Synthèse . . . . .	152
4.4	Effet du fretting à haute température . . . . .	153
4.4.1	Objectifs - Conditions . . . . .	153
4.4.2	Coefficient de frottement . . . . .	154
4.4.3	Endommagements . . . . .	159
4.5	Conclusion . . . . .	164
<b>5</b>	<b>Définition de paramètres quantitatifs d'étude des cycles de fretting et de critères d'identification des régimes de glissement</b>	<b>167</b>
5.1	Application des critères usuels . . . . .	168
5.1.1	Définition classique . . . . .	168
5.1.2	Définitions modifiées . . . . .	169
5.1.3	Seuils de transition . . . . .	175
5.2	Proposition de nouveaux paramètres . . . . .	177
5.2.1	Vitesse relative . . . . .	177
5.2.2	Énergie potentielle élastique . . . . .	181
5.3	Conclusion : Essais de caractérisation - Essais d'endommagement . . . . .	186
	<b>Conclusion</b>	<b>189</b>
	<b>Bibliographie générale</b>	<b>192</b>



# Remerciements

Le travail accompli dans le cadre de cette thèse a été effectué au LISMMA (devenu laboratoire Quartz) à Supmeca au sein de l'équipe Tribologie-Matériaux. Je remercie M. Alain Rivière, Directeur de Supmeca, M. Jean-Yves Choley et M. François Robbe-Valloire, pour m'avoir accueilli au sein de cette structure.

A Mme. Cécile Langlade et M. Luc Chevalier qui ont bien voulu se prêter à la tâche de rapporteur, je veux leur exprimer toute ma reconnaissance. Je remercie également M. Siegfried Fouvry pour avoir bien voulu présider ma soutenance de thèse. Enfin, je remercie Mme. Anne-Marie Durand pour avoir fait partie de mon jury et pour ces années de coopération.

Je remercie les différents partenaires du projet MAIAS, et plus particulièrement ACM, ADR et JPB Système pour avoir soutenu et fourni un solide ancrage industriel à ces travaux.

Je remercie Muriel Quillien de m'avoir donné l'opportunité de faire cette thèse au hasard de nos discussions en pleine recherche d'emploi. Je remercie mes encadrants du LISMMA, Geneviève Inglebert, Isabelle Lemaire-Caron et Tony Da Silva Botelho, pour leur confiance, leur quasi infinie disponibilité et leur aide précieuse dans les différentes difficultés que j'ai rencontrées. Je tiens également à saluer l'implication tout aussi phénoménale de l'ensemble de l'équipe Tribomat (actuelle ou passée) : M. Gras, Robert, Patrice, M. Liu, Dhurata, Olga, François, Emin. Merci d'avoir supporté mes nombreuses questions et apporté votre expérience. En plus d'avoir définitivement ancré en moi le goût de la tribologie et des matériaux, vous avez été une véritable famille. Je retiens tout autant les échanges professionnels que nous avons pu avoir que les échanges plus informels lors des pauses café, repas, séminaires ou dégustations de spécialités locales.

Je remercie également les collègues de l'équipe VAST Jean-Luc Dion, Gaël Chevallier et Frank Renaud avec qui nous avons tenté dans ce projet le si difficile rapprochement entre dynamique des structures et tribologie. Merci également au reste des collègues de Supmeca de rendre si agréable ce lieu - malgré ses petits défauts - où j'ai déjà passé avec plaisir 8 années de ma vie (et le compteur tourne encore).

Je remercie Arkadiusz, Christophe, Abdel et Salem des pôles techniques de SUPMECA pour leur aide et conseils indispensables à la réalisation, l'instrumentation et la mise en service du banc d'essai.

Je remercie Christel, Véro et Messaouda pour leur aide et leur efficacité pour un des aspects finalement les plus difficiles de la thèse : l'administratif. Et merci Ahmed pour ta gentillesse et pour avoir supporté nos retards à l'heure de la fermeture après le travail ou en soirée.

Je remercie mes camarades de bureau Hugo, Stéphane et Etienne ainsi que les doctorants de tribologie, Patou, Satia, Tach, Tiago et Mounir pour avoir su créer une ambiance de travail que l'on pourrait qualifier de tropicale, détendue voire taquine mais studieuse si nécessaire. Merci Hervé, Hugo F. et Frank pour l'assistance Matlab, Latex et vos compétences en mécanique vibratoire qui ont sauvé le petit frofrotteur que je suis. Je remercie aussi les doctorants du LISMMA croisés de près et de loin à différents moments au cours de ces 4 années.

Je remercie les étudiants de Supmeca pour avoir essuyé mes débuts d'enseignant, et maintenant mes discours d'ancien qui trouvait tout mieux avant dans cette école.

Je remercie les amis de Supmeca, de la colloc, du Red Star, du hockey, de la musique et les kinés pour avoir supporté mes absences ou mon radotage sur ma thèse quand j'étais là par miracle (et particulièrement Mathieu pour avoir subi ça au quotidien!).

Merci à Hélène, ma mère, mon père, Céline, Guillaume, Nadège, Tess et toute ma famille pour m'avoir toujours poussé et supporté malgré des périodes difficiles.

# Nomenclature

Variable	Définition
$E$	Module d'Young
$\nu$	Coefficient de Poisson
Re	Limite d'élasticité
Rm	Limite à rupture
$\sigma_d$	Limite de fatigue
$N$	Durée de vie en nombre de cycles
$N_t$	Nombre de cycles à la transition entre deux régimes de fretting
$\mu_e$	Coefficient de frottement énergétique équivalent (régime de glissement global)
$Co f_{seuil}$	Coefficient de frottement maximal correspondant à la consigne d'effort imposée
$Co f_{max}$	Coefficient de frottement au démarrage du glissement
$F_N$	Effort normal appliqué au contact
$F_{consigne}$	Consigne d'effort en sortie de pot-vibrant
$F_{pot}$	Effort mesuré en sortie de pot-vibrant
$Q^*$	Effort tangentiel maximal au changement de sens de déplacement
$Q_{max}$	Effort maximal sur l'ensemble du cycle d'hystérésis
$\delta$	Valeur instantanée du déplacement relatif entre les interfaces de contact
$\delta_{g0}$	Demi amplitude du débattement de glissement à effort tangentiel nul
$\delta^*$	Demi amplitude de débattement maximal
$K_{mes}$	Raideur tangentielle déterminée sur la phase de déchargement des cycles de fretting
$K_{lames}$	Raideur du système de guidage du banc dans la direction du déplacement relatif (identifiée par un balayage fréquentiel)
$m_{mobile}$	Masse inertielle identifiée par un balayage fréquentiel de la partie mobile
$K_c$	Raideur du contact
$K_b$	Raideur de la chaîne de mesure du déplacement
$\delta_s$	Déplacement seuil à partir duquel la contribution de la $K_{mes}$ n'est plus prise en compte dans le comportement élastique de la partie mobile
$\delta_{SR}$	$\delta^*$ seuil en régime de collage total
$f_{ech}$	Fréquence d'échantillonnage de l'acquisition d'un essai
$T_{bloc}$	Durée d'un bloc d'acquisition extrait
$esp$	Espacement temporel entre les blocs d'acquisition

Variable	Définition
$E_t$	Energie totale potentiellement dissipable par le contact définie sur un cycle d'hystérésis
$E_d$	Energie dissipée pendant un cycle d'hystérésis
A	Critère de glissement énergétique
$A^K$	Nouvelle définition du critère A
B	Critère de glissement ( <i>slip ratio</i> )
$B^K$	Définition corrigée du critère B
C	Critère d'ouverture de cycle
SI	slip index
$SI_{e-Edg}$	Définition énergétique originale du slip index
$SI_{e-Ed}$	Nouvelle définition énergétique du slip index
$SI_{e-Edg}^K$	Définition énergétique originale du slip index avec prise en compte de la raideur du moyen d'essai
$SI_{e-Ed}^K$	Nouvelle définition énergétique du slip index avec prise en compte de la raideur du moyen d'essai
$v_i$	Vitesse à l'instant i du cycle d'hystérésis
$\delta_i$	Déplacement à l'instant i du cycle d'hystérésis
$v_m$	Vitesse moyenne linéaire du cycle d'hystérésis
$A_{el}$	Rapport de l'énergie dissipée sur l'énergie potentielle élastique de la partie mobile du tribomètre

Acronyme	Définition
TAL	Tribomètre Alternatif Lent
VCTM	VibroCryoTriboMètre
VTTM	VibroThermoTriboMètre
SR	Régime de collage ( <i>Stick Regime</i> )
PSR	Régime de glissement partiel ( <i>Partial Slip Regime</i> )
GSR	Régime de glissement global ( <i>Global Slip Regime</i> )
NCS	Régime de glissement non-Coulombien ( <i>Non-Coulomb Slip</i> )
HR	humidité relative

# Introduction

Ces travaux de thèse réalisés au Laboratoire d'Ingénierie des Systèmes Mécaniques et des Matériaux (LISMMA) s'inscrivent dans le cadre du projet FUI 9 MAIAS (Maîtrise des Amortissements dans les ASsemblages) aux côtés de partenaires comprenant des grands groupes (EADS IW), des PME (A.C.M, A.E.R ADR, SDTools, Sopemea, JPB Système) et d'autres organismes de recherche (Onera, Arts et Métiers ParisTech).

Le projet MAIAS est né d'un constat commun d'industriels dont les produits sont dimensionnés pour des sollicitations dynamiques. En effet, les amplitudes vibratoires des systèmes mécaniques, bien que déterminantes pour la durée de vie des structures restent mal prédites lors de la phase de conception. Les progrès de la simulation ont permis, lors des dernières décennies, de prévoir les fréquences propres et les déformées modales associées, par la maîtrise des masses et des raideurs dès la phase de conception. La prédiction de l'amortissement reste cependant une difficulté majeure. Il s'avère nécessaire de faire évoluer les méthodes de dimensionnement des systèmes mécaniques en prenant en compte ces phénomènes dès la conception. La diminution du surdimensionnement sécuritaire permis par la réduction des niveaux vibratoires impliquera directement une réduction des masses des systèmes mécaniques et donc une diminution de la consommation des carburants nécessaires à la propulsion qui contribuera à un des enjeux écologiques les plus importants de notre société.

La prédiction de l'amortissement des structures complexes se heurte actuellement à un certain nombre de difficultés :

- les grandeurs associées à la dissipation sont des grandeurs de second ordre par rapport aux quantités (masse, raideurs) correctement évaluées par les méthodes de dimensionnement actuellement utilisées,
- ces grandeurs mettent en jeu de faibles quantités d'énergie,
- de nombreux phénomènes non linéaires interviennent dans les comportements à l'origine des dissipations,
- les moyens expérimentaux sont actuellement insuffisants.

Pour traiter ces difficultés, le projet MAIAS adopte une démarche autour de plusieurs bancs d'essais, de techniques expérimentales et de moyens d'analyse pour caractériser ces différents phénomènes d'amortissement dans les interfaces. En plus des travaux qui seront présentés ici, deux autres thèses [1] [2] ont pour objectifs généraux d'observer, qualifier et quantifier ces phénomènes.

Au sein de ce contexte fortement axé sur la mécanique vibratoire, les travaux de thèse présentés ici abordent l'aspect tribologique de la problématique. L'utilisation de matériaux métalliques dans les assemblages aéronautiques ne permet pas d'exploiter les faibles capacités d'amortissement interne des pièces de structure. Le potentiel d'amortissement de ces assemblages se trouve

donc dans des interfaces de contact au niveau des liaisons fixes (vissées, rivetées) ou cinématiques (rotules, pivots). Les approches actuelles consistent à réaliser des brides avec des efforts presseurs importants et des matériaux à frottement relativement fort permettant d'enrayer le plus possible les macro et micro-glissements, sources de dégradation de surface. On cherche donc en général à éviter le glissement macroscopique pour limiter l'usure et par là on ne profite pas des capacités d'absorption d'énergie que peuvent apporter ces jonctions. La conception de jonction amortissantes demande cependant de favoriser ces micro-glissements.

Les types de sollicitations vibratoires auxquelles sont soumises ces interfaces entraînent l'apparition des endommagements par fretting. Le fretting est un phénomène d'endommagement des surfaces qui apparaît dans les contacts soumis à des déplacements de faible amplitude. Les conséquences sont l'apparition de fissures ou d'usure sur les surfaces en contact. Cet endommagement représente un problème majeur pour les industries aéronautiques et spatiales en raison des matériaux utilisés (alliages d'Acier, de Titane, d'Aluminium, de Nickel) qui présentent des propriétés tribologiques médiocres. Il est maintenant bien connu que le coefficient de frottement entre les surfaces joue un rôle important dans le comportement du contact puisqu'il pilote directement l'intensité des contraintes de cisaillement en surface. Ces contraintes (ou plus exactement l'amplitude de leurs variations) contribuent aux endommagements des surfaces. Pour tenter de résoudre les problèmes liés au fretting, les traitements et revêtements de surface prennent de plus en plus d'importance. La capacité de dissipation d'énergie de l'interface sera directement liée aux couples de matériaux choisis mais également à l'amplitude des micro-glissements. Le fonctionnement des pièces industrielles réelles impose aussi des matériaux aux propriétés et état de surface compatibles avec la réalité économique de la production de pièces en moyenne/grande série, ce qui peut imposer des interfaces à forte rugosité pour la réalisation des divers dépôts. Un compromis devra être trouvé entre performances d'amortissement et durée de vie par rapport aux surcoûts engendrés par la mise en place de solutions optimisées. La caractérisation de ces revêtements passera par des expérimentations afin de classer les candidats potentiels et déterminer leur durée de vie pour une application donnée.

Les travaux de thèse que nous présenterons ici s'articulent en cinq chapitres :

Le premier chapitre présentera un état de l'art du phénomène de fretting axé sur les moyens expérimentaux tribologiques nécessaires à son évaluation. Nous présenterons ensuite les comportements connus des matériaux étudiés, ainsi que les propriétés palliatives des solutions de revêtement étudiées (DLC et implantation de  $WS_2$ ). La dernière partie concernera les méthodes d'analyse qualitative et quantitative du phénomène de fretting, et notamment les approches énergétiques.

Le second chapitre détaillera les cas industriels étudiés et introduira les deux bancs d'essais existants utilisés. Les éléments clés de la conception d'un nouveau tribomètre de fretting à haute température ( $600^\circ C$ ) seront également développés de façon plus approfondie, en particulier la mise en place d'une instrumentation particulière basée sur deux capteurs d'effort tangentiel.

Le troisième chapitre concernera l'étude du fretting à température ambiante. Cet axe d'étude est orienté vers la mise en place d'une méthode de sélection de revêtements et traitements de protection en fonction de leur durée de vie et de leur capacité à dissiper de l'énergie. On se focalisera sur le comportement des revêtements DLC et le lien avec certaines caractéristiques de dépôt.

Le quatrième chapitre est dédié à la problématique haute température. Les interfaces étudiées ont un mode de fonctionnement nominal en frottement de grande amplitude à l'ambiante. Elles subissent également des endommagements par fretting à haute température. L'axe d'approche est la sélection de solutions palliatives pour maintenir un endommagement acceptable lors de ce cyclage spécifique.

Le dernier chapitre présentera l'application de critères usuels d'identification des régimes de fretting à des contacts plans fortement rugueux. De nouvelles définitions seront proposées ainsi que deux nouveaux critères d'études axés sur le comportement dissipatif des surfaces.



# Chapitre 1

## Etude bibliographique

### Sommaire

---

1.1	Phénomène de fretting . . . . .	16
1.2	Matériaux et revêtements . . . . .	32
1.3	Analyse qualitative et quantitative du fretting . . . . .	48
1.4	Conclusion . . . . .	72

---



### Résumé

---

Ce chapitre présente l'étude bibliographique effectuée lors de ces travaux. On s'intéressera dans un premier temps aux différents phénomènes de fretting et aux moyens expérimentaux permettant de les reproduire. Les matériaux et revêtements étudiés ainsi que leur comportement tribologique seront ensuite présentés. Pour finir la dernière parties abordera l'étude quantitative et qualitative du fretting puis de la dissipation d'énergie et l'amortissement vibratoire au sein du contact.

---

## 1.1 Phénomène de fretting

### 1.1.1 Présentation

#### Historique et définition du fretting

Avec le développement incessant de l'industrie au 20<sup>ème</sup> siècle et l'utilisation de plus en plus poussée des matériaux métalliques, les problématiques d'endommagements de surfaces (frottement, usure, corrosion) ont été de plus en plus étudiées. Les progrès technologiques et notamment les domaines des turbines à gaz et du nucléaire ont vu émerger de nouveaux types d'endommagements associés à de très faibles oscillations causées par des environnements vibratoires, généralement au niveau des encastresments (pieds d'aubes de turbines, structures boulonnées ou rivetées). Plus généralement, le fretting survient dans des systèmes mécaniques avec des interfaces de contact soumises à des chargements quasi-statiques cumulés avec des sollicitations vibratoires. Au début du siècle [3] commence à émerger le terme fretting corrosion pour qualifier ce phénomène, et la corrosion chimique du matériau semble étroitement liée à l'endommagement tribologique d'usure, essentiellement à cause de la faible résistance des aciers doux utilisés à l'époque. La marque familière de cet endommagement était l'accumulation de poudres d'oxydes dont la couleur dépend des matériaux (rouge pour les alliages ferreux, gris pour les aluminiums, noir pour les cuivres). Cependant, à partir des années 1950 des études montrent la présence de signes de fretting sur des matériaux non-oxydables (nobles comme l'or, le platine ou les premiers aciers inoxydables), conduisant la communauté scientifique [4] à considérer le fretting comme un phénomène tribologique à part entière.

La définition originale du phénomène de fretting est formulée de la façon suivante [5] :

*"Le fretting est un mouvement de déplacement relatif cyclique de faible amplitude entre deux surfaces en contact soumises à un chargement normal".*

Varenberg et al. [6] ont plus récemment mis en évidence l'ambiguïté de la définition du terme "faible amplitude", notamment par rapport à l'échelle d'étude choisie, et l'importance de ne pas négliger la dépendance au chargement normal. Une étude comparative sur deux tribomètres, l'un à l'échelle micrométrique et l'autre à l'échelle nanométrique, les ont menés à proposer une définition plus complète du fretting :

*"Le fretting correspond à un mouvement relatif périodique entre deux surfaces, caractérisé par une distribution non-uniforme des déplacements relatifs locaux au sein de l'interface."*

Cette définition couvre ainsi n'importe quelle échelle de travail en caractérisant le fretting par des critères physiques et cinématiques. D'autres auteurs ont choisi de différencier de façon plus simple fretting et glissement alterné en caractérisant le fait qu'une partie des surfaces reste en permanence à l'intérieur du contact [7]. On introduit alors le ratio entre l'amplitude de glissement relatif  $\delta^*$  et la taille caractéristique du contact (rayon pour un contact sphère/plan, ou demi-largeur de contact pour cylindre/plan). Si ce ratio est inférieur à 1, on considère une situation de fretting.

On retrouve également dans les normes ASTM Standard Terminology G40 et G15 les définitions du *fretting*, *fretting wear* et *fretting corrosion*.

### Standardisation des essais et de la terminologie

Dès la fin des années 1950, Halliday et al. [8] identifient une forte dépendance des résultats de campagnes d'essais menées sur des moyens expérimentaux différents. Indispensables pour améliorer la communication et les échanges de résultats entre les laboratoires de recherche, les démarches internationales de standardisation sont lancées bien plus tard, à partir de 1981 [9] à l'initiative de l'ASTM. Elles n'ont pas directement abouti à la création d'une norme pour les essais de fretting et de fretting fatigue, tant du point de vue de la terminologie que des moyens et procédures d'essai. Ces démarches ont cependant pris la mesure de la difficulté d'unifier le grand nombre de variables associées au phénomène, beaucoup plus important que pour des tests mécaniques plus conventionnels.

Il existe plusieurs normes ASTM qui abordent l'étude expérimentale du fretting :

- ASTM E 2789 Janvier 2010 : Standard Guide for Fretting Fatigue Testing
- ASTM G 204 Janvier 2010 : Standard Test Method for Damage to Contacting Solid Surfaces under Fretting Conditions
- ASTM D 4170 Janvier 2010 : Standard Test Method for Fretting Wear Protection by Lubricating Grease
- ASTM F 897 Janvier 2002 (Approved 2007) : Standard Test Method for Measuring Fretting Corrosion of Osteosynthesis Plates and Screws
- ASTM D 7594 Janvier 2011 : Standard Test Method for Determining Fretting Wear Resistance of Lubricating Greases Under High Hertzian Contact Pressures Using a High-Frequency, Linear-Oscillation (SRV) Test Machine
- ASTM F 1875 Janvier 1998 (Approved 2004) : Standard Practice for Fretting Corrosion Testing of Modular Implant Interfaces : Hip Femoral Head-bore and Cone Taper Interface
- ASTM B 896 : Standard Test Methods for Evaluating Connectability Characteristics of Electrical Conduct for Materials

Une de ces normes concerne les contacts électriques, deux sont à propos de la protection des contacts par graisses lubrifiantes et deux autres sur des applications médicales (plaques et vis de maintien des os, prothèses de hanche et genou). Ces normes préconisent les paramètres à mesurer pour évaluer le phénomène de fretting, ainsi que certaines conditions d'essai (nombre de cycles, conditions de chargement) et caractéristiques du banc d'essai.

Jusqu'à 2010, une seule norme (Japan Society of Mechanical engineering JSME S 015 - 2002 [10]) présentait une méthode générale pour les essais de fretting fatigue. Elle préconisait des dimensions standard pour les échantillons de fatigue et les patins (*pads*) de fretting, les protocoles d'essai et de préparation des échantillons, l'application de la force normale ainsi que les résultats d'essais à inclure. Le déplacement relatif entre les surfaces est calculé par éléments finis à partir de la géométrie des pièces et du coefficient de frottement mesuré pendant l'essai.

Deux normes ISO évoquent le phénomène de fretting corrosion comme phénomène d'endommagement, mais aucune norme ne standardise les protocoles d'essai. La norme ISO 26909 [11] s'applique au cas de systèmes à ressorts (contacts entre ressorts ou entre un ressort et une surface d'appui). La seconde, ISO15243 [12] concerne la caractérisation des causes d'endommagement des roulements.

## Paramètres fondamentaux

L'étude du phénomène de fretting en laboratoire se fait sur des moyens d'essais classés dans la catégorie des tribomètres. Ce phénomène est influencé par de très nombreux paramètres (plus de 50 selon certains auteurs (Collins et Marco [13], Beard [14] ), dont plusieurs sont interdépendants. Il peut être caractérisé expérimentalement par les principaux paramètres suivants :

- Amplitude de débattement relatif entre les surfaces
- Effort tangentiel transmis par le contact (effort de frottement en cas de glissement total)
- Fréquence et accélération des sollicitations vibratoires
- Chargement normal au contact
- Géométrie de l'interface de contact
- Couples de matériaux et leurs propriétés
- Environnement d'essai
- Nombre de cycles de sollicitations imposé au contact

Les phénomènes thermiques au contact peuvent aussi jouer un rôle important, notamment au niveau des mécanismes d'oxydation et de transformations métallurgiques en surface ou sous-couche. Dobromirski [15] différencie ces variables en deux catégories dans le cadre du fretting fatigue : les variables primaires (pression de contact, amplitude de glissement et coefficient de frottement), et les variables secondaires. Les variables primaires influencent directement la tenue en fatigue des composants, alors que les variables secondaires ne se manifestent que par leur influence sur les variables primaires.

## Classification des régimes de fretting

Mohrbacher et al. [16] ont identifié trois modes élémentaires cinématiques de fretting :

- Mode I : déplacement linéaire
- Mode II : déplacement radial
- Mode III : déplacement circonférentiel

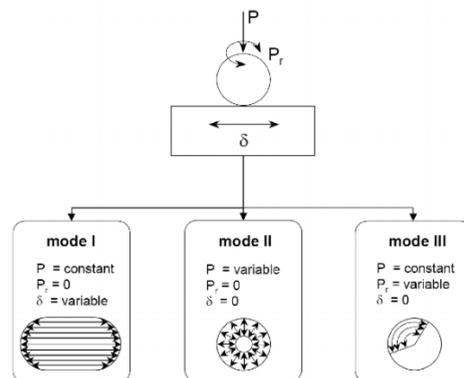


FIGURE 1.1 – Modes cinématiques de fretting [17]

Le type de fretting le plus couramment étudié est le mode I, correspondant à un mouvement alterné dans une direction donnée contenue dans le plan du contact. Le mode II résulte d'un chargement normal alterné, entraînant une variation de l'aire de la zone de contact. Le mode III est causé par une rotation partielle des surfaces autour d'une position d'équilibre. Il est possible de combiner ces trois types de chargement. Selon la réponse des matériaux de l'interface, les

conditions appliquées au contact vont aboutir à un phénomène de type fretting-fatigue (généralement forte pression avec glissement partiel) ou fretting-usure (glissement total des surfaces). S'il est relativement aisé d'identifier lors de la conception (ou en analysant des pièces endommagées) des conditions pouvant occasionner des phénomènes de fretting dans les systèmes mécaniques, la définition explicite du fretting et de ses différentes formes est plus complexe. La difficulté réside dans la notion de "faible amplitude" au-delà de laquelle le fretting devient du simple glissement alternatif (*reciprocal sliding*). Les premières études de référence [18] placent cette limite entre 50 et 300  $\mu\text{m}$  d'amplitude de déplacement, indépendamment du chargement normal. L'évolution des matériaux et l'utilisation de traitements de surface et revêtements remettent cependant en cause ces classifications. Le chargement et les conditions environnementales ont aussi un impact sur les seuils de changement de régime (*collage/sticking*, glissement partiel/*partial slip*, glissement total/*gross sliding*, glissement réciproque/*reciprocal sliding*).

La classification des régimes de fretting est basée sur une analyse couplée des endommagements et de l'étude des signaux d'effort tangentiel et de déplacement relatif à l'interface. La représentation de cycles d'hystérésis (effort tangentiel en fonction du déplacement relatif) sous forme de "bûches de fretting" est la base des post-traitements. On peut dans un premier temps classifier les modes de fretting en considérant la relation fonctionnelle entre ces deux paramètres. On se trouve en situation de glissement partiel lorsque l'effort tangentiel est fonction du déplacement relatif tout au long d'un cycle d'hystérésis. L'ouverture du cycle d'hystérésis est alors causée par la combinaison de déformations élastiques et de glissement partiels dans la zone de contact [19] [20]. On se situe en glissement total (*gross slip*) lorsque sur une partie du cycle d'hystérésis, l'effort tangentiel est indépendant du déplacement relatif, mais proportionnel à l'effort normal (définissant ainsi le coefficient de frottement).

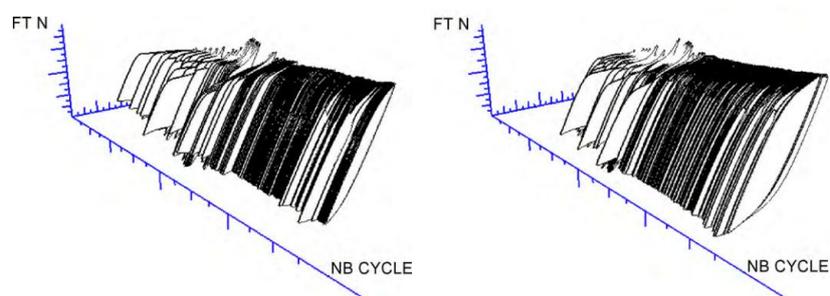


FIGURE 1.2 – Bûches de fretting en régime mixte [21]

La caractérisation des conditions de glissement (collage, partiel ou global) est une donnée instantanée pour un cycle précis. On définit également trois régimes de glissement [22] caractérisant l'essai entier.

- Régime de glissement partiel : le contact est en condition de glissement partiel tout au long de l'essai
- Régime de glissement total : le contact est en condition de glissement global tout au long de l'essai
- Régime de glissement mixte (figure 1.2) : le contact ne se stabilise pas dans un type de glissement privilégié, et peut alterner entre glissement partiel et global [23].

Les différentes méthodes et critères de classification des conditions et des régimes de glissement seront détaillés dans la section 3 de l'étude bibliographique.

## Mécanismes d'endommagement par fretting

Deux grand types d'endommagements par fretting sont étudiés dans la littérature : fretting-usure ou fretting-fatigue [24] [25]. Le fretting-usure est généralement caractérisé par un glissement global entre les surfaces, et l'activation de phénomènes d'adhésion et d'abrasion générant des débris et une usure des surfaces. Il peut mener à l'apparition de jeux fonctionnels indésirables, ou au contraire du grippage à cause des débris [26].

La dénomination fretting-fatigue a souvent été attribuée à tort à des essais de fatigue mécanique volumique au sein de l'échantillon sévérés par un ou plusieurs contacts qui vont être soumis à du fretting. Ceci est un domaine d'application et d'étude particulier du fretting. La présence de ces contacts en situation de fretting contribue à réduire la durée de vie en favorisant l'amorçage de fissures en surface. Les études types de ces cas visent à établir des coefficients d'abattement de la durée de vie en fatigue lorsqu'on prend en compte le fretting. La définition claire du vocabulaire du fretting manque encore de normalisation formelle [9]. Le terme fretting-fatigue se rapporte à des conditions de fretting occasionnant des phénomènes de fatigue de contact (nucléation et propagation de fissures en surface). Il convient de préciser la présence de "solicitation de fatigue volumique de l'échantillon" pour désigner l'application spécifique décrite précédemment.

Il faut cependant garder à l'esprit que de l'usure peut survenir dans des conditions classées comme fretting-fatigue, et de même de la fissuration à l'interface peut survenir dans des conditions de fretting-usure. Plus généralement, l'usure est une réponse des matériaux induite par une surcontrainte globale des surfaces, alors que la fissuration est causée par des phénomènes localisés.

Berthier [26] présente une synthèse de l'approche scientifique du phénomène de fretting. Trois phases se sont succédées :

- la tribologie des volumes, où l'on s'intéresse au taux d'usure et coefficient de frottement entre deux corps,
- la tribologie des surfaces, pour laquelle les apports scientifiques sur la physique des interactions à la surface des matériaux (adhésion) ont complété la vision des tribologues,
- enfin la tribologie des interfaces se concentre sur une approche de troisième corps, généré naturellement (débris) ou artificiellement (lubrifiant solide). Elle s'intéresse particulièrement à sa formation et composition, ainsi qu'à la dynamique d'échange de matière au sein du contact et avec l'extérieur.

Pour étudier les phénomènes d'endommagement mis en jeu il faut d'abord considérer les caractéristiques (figure 1.3) d'une surface métallique industrielle mise en forme par un procédé primaire (moulage, forgeage ...) suivi d'un procédé secondaire (usinage, traitements thermiques et mécaniques). Les procédés de mise en forme génèrent de multiples couches aux caractéristiques et propriétés différentes, que l'on peut séparer en deux catégories [27] : des couches écrans de surface (oxyde natif, couches physi- ou chimisorbées) de quelques dizaines de *micromètres* d'épaisseur, et des couches de métal d'origine (métal intact, orienté, écroui et potentiellement contaminé par des impuretés). La nature poreuse ou étanche des couches écran joue un rôle déterminant dans la résistance à l'oxydation du matériau, les couches de métal intact étant très réactives.

Hurricks [4] présente un état de l'art révélant deux scénarios extrêmes de mécanismes d'endom-

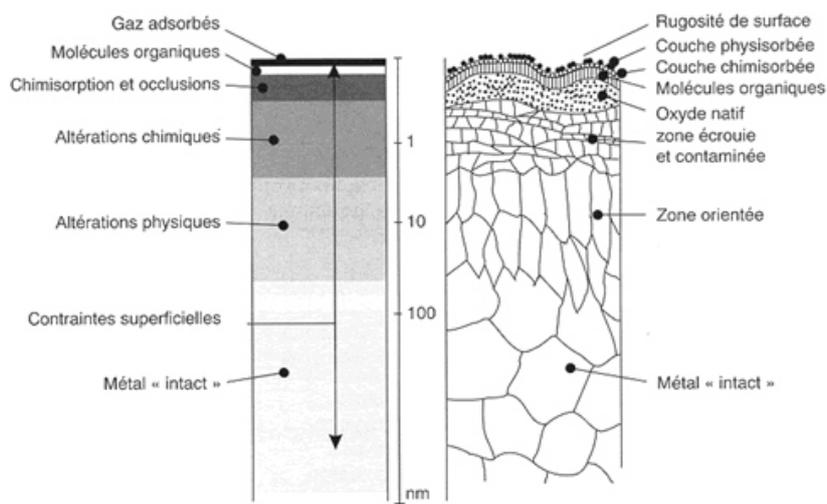


FIGURE 1.3 – Coupe schématique des couches de surface d'un matériau métallique industriel [27]

magement en conditions de fretting :

- En l'absence d'oxygène (environnement neutre), il suppose des endommagements purement mécaniques (adhésion, abrasion, déformations plastiques), similaires à de l'usure uni-directionnelle,
- En présence d'oxygène (milieu oxydant), l'endommagement serait essentiellement chimique. Les couches superficielles de matière fortement active sont décapées continuellement par l'action mécanique puis oxydées, empêchant la formation et la stabilisation d'une couche d'oxyde protectrice. L'écrasement mécanique des débris ainsi que l'échauffement au contact apportent un surplus d'énergie d'activation favorisant l'oxydation.

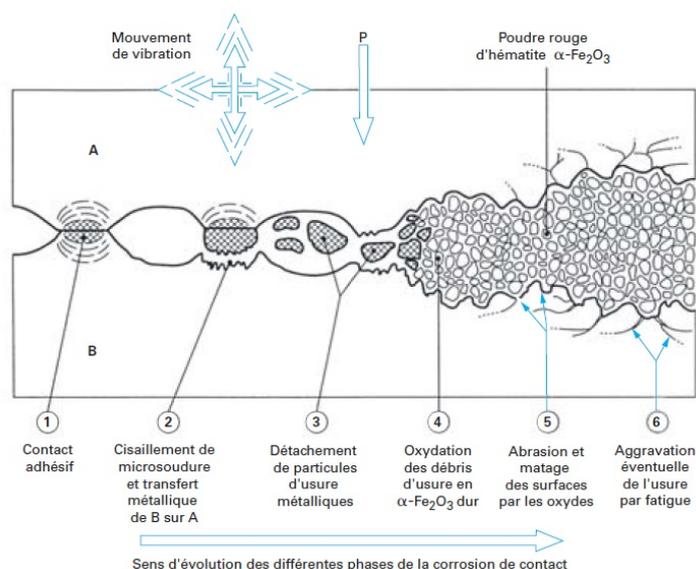


FIGURE 1.4 – Mécanismes d'endommagement par fretting de surfaces rugueuses en contact sec [28]

La réalité combine l'action des deux contributions (figure 1.4 [28] [29]), avec la particularité que les faibles amplitudes de déplacement relatif confinent les débris au sein du contact. La cinétique de régénération des oxydes de surface, ainsi que les transformations physico-chimiques des débris commandent l'évolution du comportement tribologique de l'interface. Les premiers stades sont dominés par le phénomène d'adhésion. Selon les propriétés mécaniques relatives et les états de surface des deux substrats en contact, un écrasement des aspérités (écoulement plastique) survient, suivi de la constitution d'un certain nombre de points d'adhésion entre les surfaces. La destruction de ces liaisons causée par le mouvement relatif imposé peut donner lieu à la formation de films de transfert d'une surface à l'autre (pour une fraction plus ou moins importante des jonctions), ou plus généralement à la constitution de particules d'usure qui vont constituer un élément supplémentaire dans le système tribologique.

Passé ces stades initiaux, l'accumulation de débris dans le contact (en partie conservés au sein du contact ce qui est une caractéristique particulière du fretting), ainsi qu'un phénomène d'écrouissage des surfaces sous l'action mécanique répétée, augmentant la dureté des couches exposées, vont réduire l'importance du phénomène d'adhésion, en inhibant les transferts de matière. Les interfaces évoluent en fonction de la compétition entre phénomènes d'adhésion et de délamination [30]. La taille initiale des débris d'usure, ainsi que leur évolution sous l'effet du cisaillement à l'interface joue aussi un rôle important.

Le phénomène de fretting peut être source de sévères endommagements des surfaces, sous forme d'usure ou de fissurations. Les études menées depuis la découverte du phénomène ont montré l'incapacité des surfaces métalliques usuelles à résister à ces endommagements sous l'action des sollicitations mécaniques toujours plus contraignantes dans l'industrie. Les solutions de protection sont l'application de traitements ou revêtements de surface, qui seront développées dans la section 2 de l'étude bibliographique.

### **1.1.2 Moyens expérimentaux**

La tribologie est une science qui remonte à l'antiquité, en effet les égyptiens utilisaient déjà de l'eau mêlée à de la vase pour diminuer le glissement entre les blocs de pierre et les rondins de bois utilisés pour les déplacer. Cependant, les phénomènes physiques qui interviennent au sein du contact sont complexes et les approches théoriques restent encore largement à approfondir. Par conséquent, la tribométrie, ou essais tribologiques, constitue encore la base de cette discipline, et de nombreuses lois de comportement sont d'origine empirique. L'industrie fait de plus en plus appel à elle à diverses étapes du processus de conception, tant les enjeux de l'optimisation des matériaux et des surfaces en contact sont cruciaux pour la sécurité et la compétitivité des entreprises.

La compréhension des phénomènes tribologiques mis en jeu, puis la mise au point de solutions palliatives passe par des campagnes de caractérisation expérimentale sur des banc d'essais. Les paragraphes suivants présenteront quelques généralités sur les bancs d'essais en tribologie, en mettant en avant les besoins spécifiques des bancs pour une approche énergétique du fretting.

#### **Tribomètres et essais de fretting**

Le comportement tribologique d'un couple de matériaux n'est pas une propriété intrinsèque à ceux-ci (comme leur module d'Young par exemple), mais est étroitement lié aux paramètres du système tribologique au sein duquel ils sont placés (figure 1.5). Un essai consiste à mesurer la

réponse tribologique de ce système en maîtrisant les paramètres de sollicitation et d'environnement. On distingue trois domaines d'application des essais [31] :

1. les **essais fondamentaux**, réalisés en laboratoires sur des systèmes élémentaires, avec comme objectif la compréhension des mécanismes de base des phénomènes tribologiques, ainsi que le développement et la calibration de modèles analytiques et numériques [9],
2. les **essais de simulation**, qui conservent des interfaces de contact simplifiées, mais dans lesquels on cherche à se rapprocher des conditions réelles des systèmes étudiés,
3. les **essais de validation**, où l'on vient reproduire fidèlement une partie ou la totalité du système tribologique réel en vue de valider les solutions technologiques retenues.

Les résultats des deux derniers types d'essais sont généralement spécifiques à l'application étudiée.

On peut également faire une distinction entre essais de frottement et essais d'usure. Les premiers vont chercher à reproduire un mode de contact et un type de mouvement sans s'intéresser à l'usure, alors que les seconds visent à reproduire un ou plusieurs modes d'endommagement (abrasion, adhésion, cavitation, érosion, fretting, fatigue de contact).

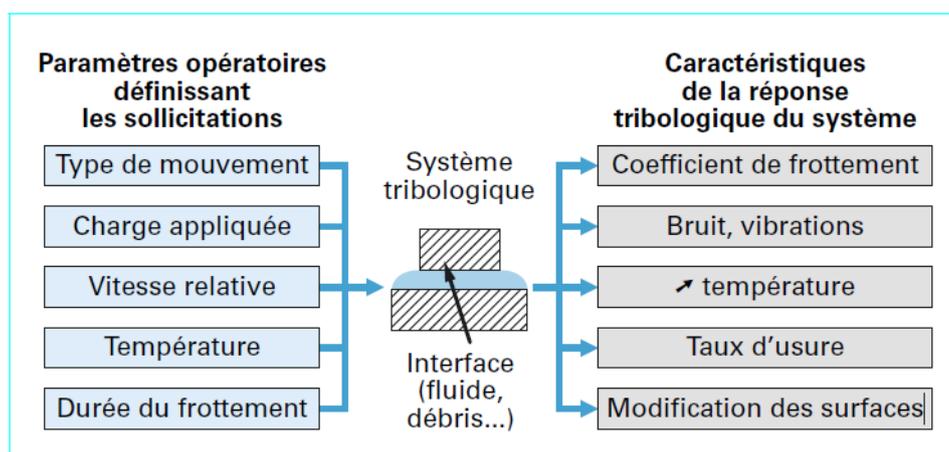


FIGURE 1.5 – Constituants d'un système tribologique complet, d'après [31]

Étant un moyen de reproduire un phénomène d'endommagement, la conception d'un banc d'essai de tribologie doit garantir que celui-ci et ses différents composants sont insensibles aux phénomènes étudiés. On recherche donc un dimensionnement en fatigue garantissant une durée de vie des composants largement supérieure à la durée d'un essai. Il faut sinon garantir un suivi de l'endommagement cumulé des différentes pièces, afin de procéder à un ou plusieurs remplacements préventifs au cours de la vie de la machine.

### Types de bancs d'essai de fretting

Le fretting nécessite un banc produisant un mouvement alternatif entre les pièces en contact, d'une amplitude comprise entre quelques  $\mu m$  et quelques centaines de  $\mu m$ . Selon le système étudié, on peut soit se focaliser sur la reproduction du mouvement oscillatoire à l'origine de l'endommagement (dans le cas où le mouvement cyclique du système tribologique est bien défini), soit chercher à reproduire les endommagements de fretting observés sur pièces réelles (dans le

cas où le système est soumis à un environnement vibratoire complexe).

La réponse des couples de matériaux et les solutions palliatives mises en œuvres sont totalement différentes selon le mode de fretting auquel ils sont exposés. Le banc d'essai doit garantir la fiabilité du mode de fretting reproduit sur les échantillons, et ses caractéristiques fondamentales en dépendent. La principale distinction se fait entre sollicitation de fretting avec ou sans fatigue volumique.

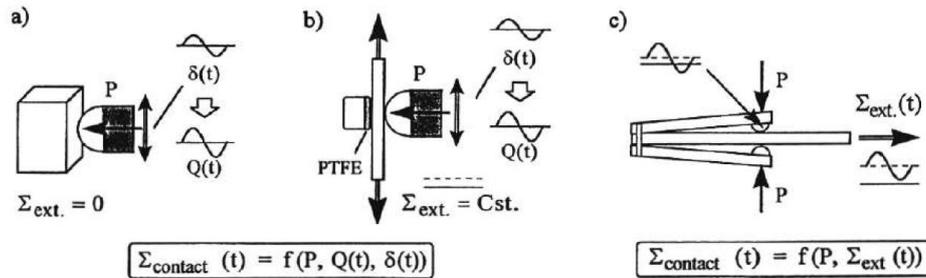


FIGURE 1.6 – Différents types de tribomètres, d'après [7] : a) fretting-wear b) fretting-wear avec précontrainte statique de l'éprouvette c) fretting-fatigue

Une large part de l'étude de ces phénomènes est rattachée au domaine de la fatigue. Le fretting est alors considéré comme un phénomène aggravant qui vient diminuer la durée de vie des composants (au même titre que la corrosion par exemple). Les bancs d'essais pour ce type d'études sont basés sur des bancs de fatigue, adaptés pour ajouter des sollicitations de fretting sur les éprouvettes. On retrouve plusieurs publications formalisant les concepts de ce type de bancs : Nowell de l'université d'Oxford [32], Vincent et al. au LTDS [33], Wittkowsky [34], Hoepfner [35]). Un patin (ou deux en vis à vis voir figure 1.6c) sont appliqués à l'interface avec un effort normal maîtrisé. On recherche ainsi typiquement des coefficients d'abattement pour les courbes d'endurance de Wöhler. Un des points critiques de ce type d'essai est la maîtrise des sollicitations de fretting par rapport à la sollicitation de fatigue. Le déplacement relatif au contact est une conséquence de la réponse du système tribologique au chargement cyclique de fatigue et de l'effort de chargement normal. Lors de ses travaux de thèse au LTDS, Kubiak [7] a développé un concept de banc de fretting-fatigue à raideur variable intégrant une mesure du déplacement relatif au contact qui permet de normaliser le chargement de fretting même quand la sollicitation de fatigue varie.

Le fretting est aussi étudié en tant que simple phénomène d'endommagement du contact. Les bancs d'essais dit de fretting-wear appliquent des sollicitations de fretting maîtrisées sur une éprouvette non-précontrainte (figure 1.6a). Ces bancs sont ainsi plus adaptés à la caractérisation qualitative et quantitative de l'usure des surfaces.

Le contrôle de l'environnement d'essai (thermique [36], cryogénique [37]) est également une contrainte pour la conception de certains bancs . Il existe également des bancs de fretting-wear avec précontrainte statique sur les éprouvettes (figure 1.6b) comme présentés dans les travaux de Degat [38] (précontrainte en traction), ou Koenen au LISMM [37] (précontrainte en flexion). Ils sont notamment adaptés pour l'étude de systèmes industriels utilisant des câbles (ponts, ascenseurs, faisceaux électriques).

La suite de cette étude se focalise sur les bancs d'essais type fretting-wear sans sollicitation de fatigue volumique ni précontrainte statique de l'échantillon.

### Structure d'un banc d'essai

Si les solutions technologiques mises en place varient d'un banc à l'autre, on peut réduire ces tribomètres à une structure élémentaire commune. On retrouve :

- Un système d'excitation mécanique
- Une partie mécanique (guidage, alignement, application effort, maintien échantillons, chaînes mécanique de mesure)
- Un système de maîtrise de l'environnement d'essai (température, pression, environnement spécifique)
- Une partie métrologie (capteurs d'effort, déplacement, accélération, température)
- Un système de pilotage/acquisition

Les différents éléments de ces bancs d'essai ont chacun un comportement spécifique (vibrotroire, tribologique, électrique, thermique) qu'il faut maîtriser afin de garantir une mesure non-biaisée du comportement du système étudié dans une certaine gamme de fonctionnement. Deux campagnes d'essais identiques menées sur deux machines différentes donnent généralement des résultats différents et difficile à comparer [39]. Moyennant des campagnes de validation expérimentales, il est possible dans certains cas de comparer les résultats sur des moyens d'essais "jumeaux" [40].

### Système d'excitation mécanique :

Les conditions de fréquence, d'amplitude de débattement et d'effort à délivrer déterminent les moyens d'essais utilisables. On distingue dans la littérature trois types principaux d'actionneurs mécaniques :

- des *excitateurs électromagnétiques*, plus communément appelés pot-vibrants, ou excitateurs électrodynamiques linéaires inertiels [41], cette solution est très répandue [42] [37] [43] de par sa robustesse et sa gamme d'utilisation en effort, fréquence et déplacement. Les pot-vibrants peuvent être extrêmement massifs, et délivrer un effort de plusieurs dizaines de milliers de Newton (excitation de bâtiments ou de grandes structures mécaniques), ou plutôt compacts et être limités à quelques Newton, mais restent une solution dont l'encombrement relatif à l'effort délivré est important.
- Certains tribomètres utilisent un *vérin hydraulique* asservi [44] [45]. D'après Chaudhry et al. [46], cette solution présente une grande raideur, et permet un contrôle précis du déplacement et de la position à mi-course (pour que le mouvement alternatif reste centré sur la surface frottante). Bien que la plage de fréquence utile soit plus réduite qu'avec un pot-vibrant, elle reste suffisante pour les gammes de travail usuelles des études de fretting (de quelque Hz à une centaine de Hz).
- Plus récemment se sont popularisés les *actionneurs piézoélectriques* linéaires en traction compression [47] [48] ou en cisaillement [49]. L'avantage principal de ce type d'actionneurs est l'important effort qu'ils peuvent délivrer, rapporté à leur compacité et faible poids (donc inertie). Ces systèmes permettent d'atteindre les plus hautes fréquences (plusieurs milliers de Hertz). Cependant l'amplitude de débattement reste très limitée (quelques centaines de  $\mu\text{m}$  pour les versions amplifiées), et la réserve d'effort disponible aux grandes amplitudes devient limitée, car l'essentiel de l'énergie est dépensée pour déformer l'actionneur. Leur durée de vie et la grande sensibilité aux efforts de cisaillement rend leur utilisation sur des tribomètres délicate. Ces caractéristiques en font un ac-

tionneur favorablement utilisé pour des études orientées fatigue. Cependant il existe des solutions techniques couplant l'actionneur avec un système d'amplification mécanique du déplacement, qui ouvre les perspectives d'utilisations pour des phénomènes nécessitant de plus grandes amplitudes de débattement.

D'autres actionneurs comme des moteurs linéaires peuvent également être utilisés [50].

### **Partie mécanique - Guidages :**

La rigueur de la cinématique des échantillons est fondamentale pour la qualité d'un tribomètre. Pour les tribomètres utilisant une sollicitation directe de la partie mobile, le choix de la technologie de guidage importe beaucoup. Les travaux de thèse de Henein [51] s'intéressent aux guidages par lames élastiques. Cette solution permet avec un dimensionnement correct de maîtriser totalement le guidage et les pertes d'énergies dans la partie mécanique dédiée à ces fonctions. Certains types de tribomètres utilisent une forme de guidage basée sur un mode propre de structure de la partie mécanique [20]. L'excitateur active alors un mode propre de la partie mécanique mobile, généralement le premier. Cette pièce est conçue et dimensionnée pour générer le mouvement désiré, et sa forme est également optimisée de façon à limiter les interactions avec les modes propres d'ordre supérieur. Les solutions type glissières peuvent aussi être utilisées à faible fréquence, mais elles apportent un frottement et une dissipation parasite (contacts billes-cage) qui peut perturber la mesure du comportement du contact.

### **Partie métrologie :**

La mesure précise du déplacement relatif entre les interfaces en contact est une des propriétés fondamentales d'un tribomètre. La plage de mesure pour des essais de fretting peut descendre jusqu'à quelques micromètres (voire nanomètres [6] [52]), et ne dépasse pas quelques centaines de micromètres pour la plupart des cas industriels. De plus grandes amplitudes de déplacement font basculer dans le domaine du glissement réciproque.

On retrouve plusieurs technologies de mesure dans la littérature, que l'on peut dans un premier temps séparer entre méthodes de mesure avec ou sans-contact entre le capteur et la cible. Les capteurs LVDT (Linear Variable Differential Transformer) sont la référence pour les mesures avec contact [44] [45]. Les méthodes sans contact sont plus variées et regroupent les capteurs à courant de Foucault [37] et des méthodes optiques : corrélation d'imagerie digitale [44], vibromètre laser - LDV (Laser Doppler Vibrometers) [48] [43] et capteurs d'intensité lumineuse à fibres optiques [49]. Les capteurs à courant de Foucault nécessitent une cible spécifique (contraintes de taille et de matériau compatible) et sont plus sensibles aux variations de température (calibration spécifique). La partie active du capteur peut être très compacte (moins d'un mm de diamètre), mais des applications spécifiques (haute température, vide poussé) ajoutent des contraintes de conception qui augmentent leur taille. Les vibromètres laser utilisent l'effet Doppler pour mesurer la vitesse de la cible, à partir de laquelle peuvent être extraits le déplacement ou l'accélération relative. Le point laser ciblé est de taille réduite, cependant l'appareillage laser est relativement encombrant. Les capteurs à fibres optiques sont une combinaison de fibres émettrices et fibres réceptrices, qui permet de mesurer la variation d'intensité lumineuse réfléchie par la surface. Cette variation d'intensité est liée à la distance de la cible lors de la calibration du capteur. Globalement ces méthodes optiques sont plus flexibles en terme de choix de cibles et d'implantation sur le tribomètre, mais sont plus coûteuses : financièrement pour les capteurs à fibres optiques, et en coût de données à sauvegarder et à post-traiter pour la corrélation d'image.

Une autre distinction peut être faite entre méthodes de mesure directes (capteur fixé sur le bâti considéré comme une référence) ou relatives. Des études ont montré [44] le manque de fiabilité des méthodes directes malgré une conception étudiée du bâti et de la chaîne de mesure, principalement à cause des jeux de montage, des déformations élastiques des parties mécaniques et de la réponse vibratoire de la structure (figure 1.7). Une mesure relative est idéalement réalisée avec deux capteurs fixés sur une même base fixe [49], l'un ciblant le spécimen fixe, l'autre le spécimen mobile. Une conception spécifique de l'implantation des échantillons et de la mesure peut permettre l'utilisation d'un capteur unique situé à proximité des interfaces. On peut alors considérer la chaîne mécanique liant les échantillons comme un corps rigide.

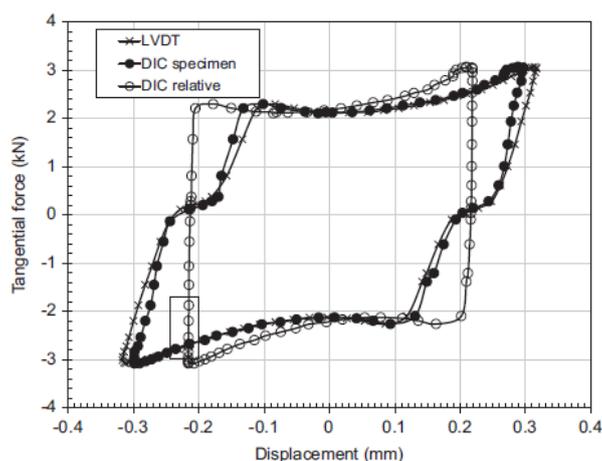


FIGURE 1.7 – Comparaison de boucles de fretting obtenues par deux méthodes de mesure directe (LVDT et corrélation d'image) et une méthode de mesure relative (corrélation d'image) du déplacement [44]

Le second paramètre essentiel est l'effort tangentiel résultant des interactions aux interfaces de contact. Les études de fretting peuvent être menées dans une large plage de fréquence (de moins de 1Hz à quelques centaines), mais mettent toujours en jeu des phénomènes dynamiques. Le capteur de référence reste le piezo-électrique unidirectionnel, cependant des cellules de charge 3D se retrouvent parfois [53]. Pour les essais de type fretting-usure, plusieurs règles de conception fondamentales sont déjà établies. On préconise des choix de conception mesurant l'effort tangentiel "après le contact", c'est-à-dire sur la partie mécanique portant l'échantillon statique, afin d'éviter les effets d'inertie.

### systeme de pilotage :

Pour pouvoir étudier la réponse tribologique d'un système à l'aide d'un banc d'essai, il faut pouvoir contrôler les paramètres opératoires définissant les sollicitations imposées au contact. Un système de pilotage couplé à l'instrumentation mise en place est nécessaire pour assurer la répétabilité des essais ou le maintien de conditions données pendant la durée d'un essai. La réponse du système va dépendre du mode de pilotage mis en place. L'analyse des sollicitations réelles et le choix de conditions expérimentales représentatives est également fondamental.

Parmi les paramètres d'essais on aura :

- des paramètres régulés tels que chargement normal, fréquence, environnement (milieu et température), type de mouvement, durée d'essai. La régulation peut être assurée par la

conception du système (masses marquées pour l'application de l'effort normal) ou bien être réalisée par un système de contrôle associé à un ou plusieurs capteurs (régulation de la puissance du système de chauffage pour maintenir une température d'ambiance).

- et des paramètres interdépendants dont un seul pourra être régulé et agira sur les autres : le déplacement relatif au contact, l'accélération et l'effort tangentiel (ou effort de frottement).

Le contact induit un comportement fortement non-linéaire qui peut évoluer radicalement avec l'endommagement des surfaces, ce qui nous place dans le contexte de pilotage le plus délicat. La façon dont sont pilotés ces trois paramètres pour obtenir un comportement stable dépend du mode de fretting étudié et du type d'analyse menée.

Les deux approches courantes sont un pilotage en effort imposé ou en déplacement imposé.

En **effort tangentiel imposé** le système répond en adaptant le déplacement relatif (figure 1.8(a)). Il est nécessaire de se placer dans un mode de fretting en glissement partiel pour que le comportement reste stable. Lors du passage vers des phases de glissement total on peut être confronté à des discontinuités du paramètre piloté. En cherchant à compenser l'effort pour atteindre sa consigne, le système de pilotage peut provoquer des mouvements soudains de grande amplitude risquant d'endommager la structure du banc d'essai. Ce mode de pilotage permet d'étudier les modes de fretting-fatigue (fissuration, critères de fatigue).

En **déplacement imposé**, la situation inverse se produit (figure 1.8(b)). La réponse du contact se traduit par une variation d'effort tangentiel. Ce mode de pilotage permet d'étudier à la fois les phénomènes de fretting-fatigue et de fretting-usure.

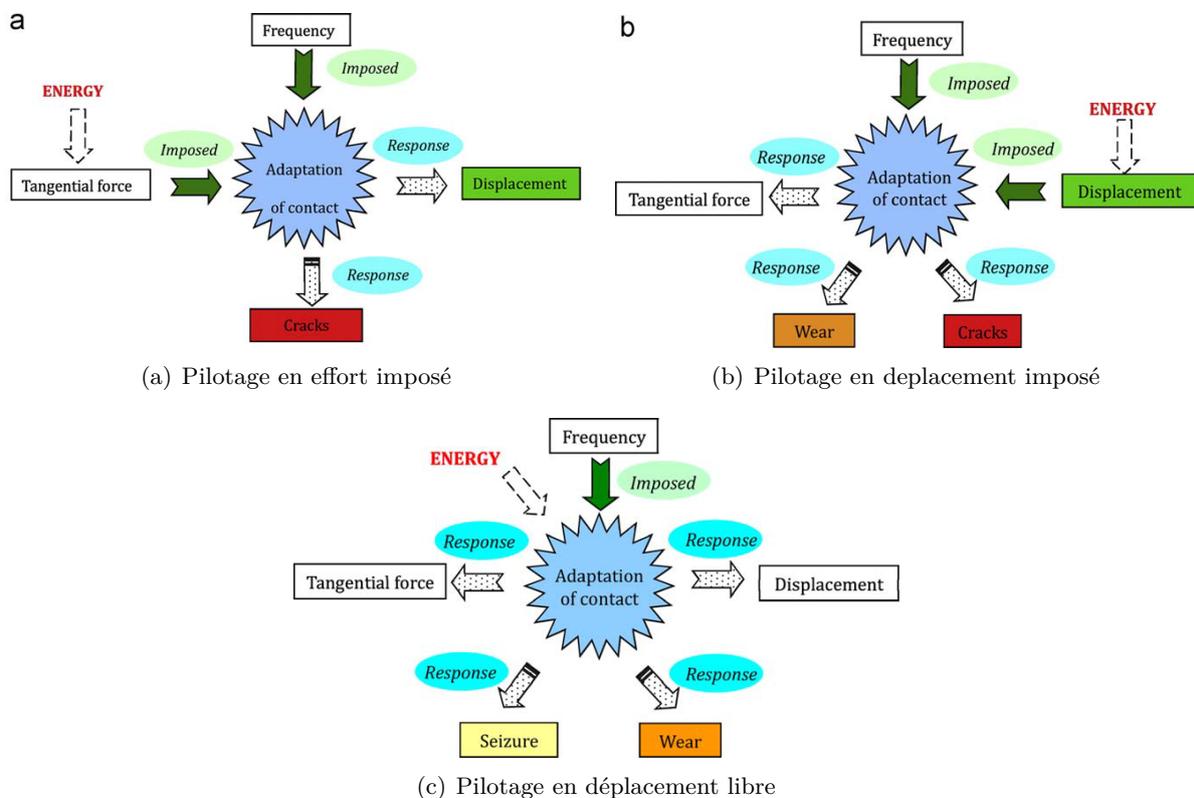


FIGURE 1.8 – Réponse d'un système tribologique selon le type de pilotage choisi, d'après [42]

Les pilotages en effort ou déplacement imposé nécessitent un système de pilotage en boucle fermée. Les évolutions du paramètre piloté sont suivies, et renvoyées dans une boucle de rétroaction sur le système d'excitation mécanique afin de le maintenir constant.

Lorsque les systèmes tribologiques sont localisés au sein de structures mécaniques complexes soumises à un environnement vibratoire variable, ces approches de pilotage en boucle fermée montrent leurs limites. Dans l'aéronautique les phases de décollage, vol stabilisé et atterrissage génèrent des spectres vibratoires différents. La réponse vibratoire des structures mécaniques à ces sollicitations globales occasionne des sollicitations locales variables en effort et déplacement. Une approche expérimentale illustrée figure 1.9 consiste à faire varier les sollicitations (effort/déplacement) au cours d'un même essai [54], ce qui complexifie le dépouillement des résultats (et privilégie les approches énergétiques détaillées dans la dernière section de ce chapitre).

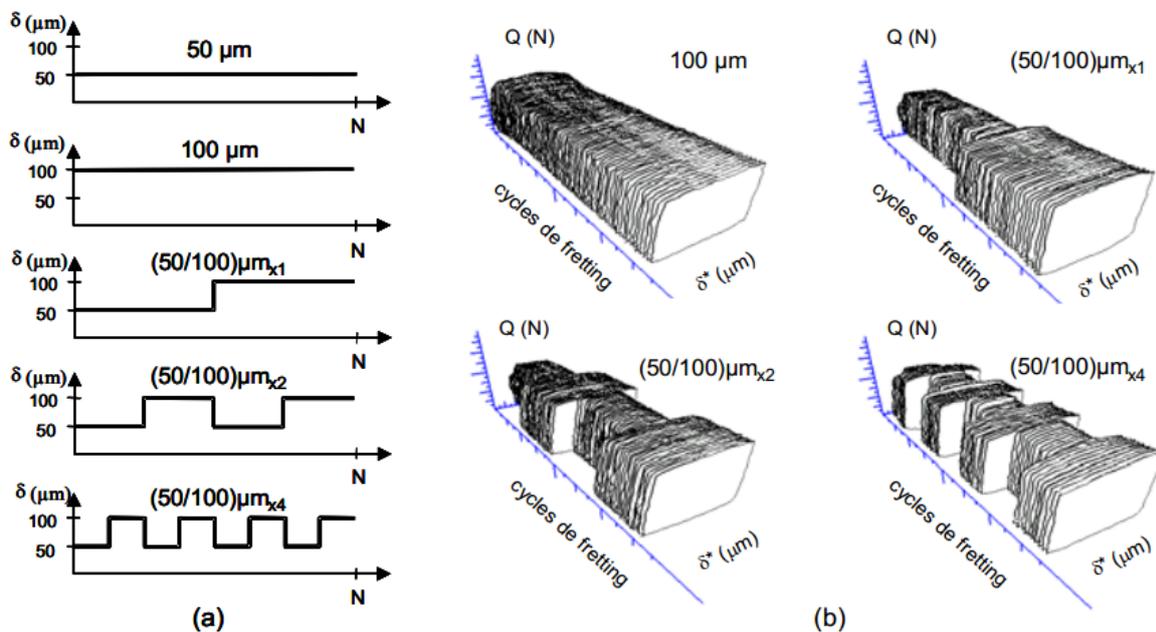


FIGURE 1.9 – Essai de fretting à amplitude de débattement variable [54]

Des études plus récentes [42] ont montré qu'un pilotage en boucle ouverte en **déplacement libre** est plus adapté à l'étude de ces phénomènes complexes. Ce troisième mode de pilotage se réalise de la façon suivante : un déplacement de référence à vide  $\delta_r$  est imposé à la partie mobile, puis les surfaces sont mises en contact. Le déplacement réel mesuré  $\delta$  dépend alors de l'adaptation des surfaces (figure 1.8(c)). Ce déplacement réel va évoluer librement au cours de l'essai. Ce mode de pilotage permet aussi de mettre en évidence les phénomènes de grippage de l'interface.

Du point de vue énergétique, l'énergie apportée au système tribologique reste constante, contrairement aux systèmes à boucle de rétroaction où l'on modifie la puissance délivrée par l'excitateur mécanique. Dans l'optique de l'étude des propriétés de dissipation d'énergie et d'amortissement des interfaces, cette approche permet de comparer plus directement la réponse en comportement, en frottement et en usure de différents systèmes tribologiques. En effet, dans un système industriel réel, les sollicitations (spectre vibratoire) vues par les pièces seront identiques quels

que soient les matériaux en présence.

### **Conditions de sollicitations réelles - simulées :**

Les tribomètres de fretting ayant comme objectif de réaliser des essais fondamentaux ou spécifiques tels que décrits précédemment, les conditions d'essai doivent elles aussi être simplifiées, afin de bien différencier l'impact de chacun des paramètres.

Les interfaces de contact au sein des assemblages mécaniques constituent un système tribologique réel soumis à des sollicitations vibratoires. Les conditions de chargement dépendent du serrage et des méthodes d'encastrement, alors que les caractéristiques géométriques et les propriétés mécaniques des surfaces dépendent des choix de conception et de réalisation de l'assemblage. Il est relativement facile de connaître les valeurs et la dispersion de ces paramètres, ou le cas échéant de déterminer les valeurs extrêmes critiques. Les sollicitations vibratoires sont par nature beaucoup plus difficiles à saisir. Si l'on prend l'exemple de l'aéronautique, les différentes phases de vol, le décollage et l'atterrissage vont avoir chacune leurs caractéristiques propres. Les turbulences aérodynamiques ont une part totalement aléatoire, et les vibrations issues des moteurs et parties mécaniques mobiles sont complexes. Ces sollicitations sont donc habituellement représentées par des spectres vibratoires (DSP), représentant de façon synthétique les gammes de fréquence et d'accélération vues par la pièce, et la répartition de l'énergie selon les fréquences.

Les tests tribologiques sont déjà complexes du point de vue des interactions mécaniques, physiques et chimiques entre les surfaces en contact, ce qui demande une simplification des conditions d'essais pour la compréhension des mécanismes tribologiques fondamentaux mis en jeu. On se limite généralement à des essais à charge normale constante, mono-fréquence de sollicitation et effort tangentiel ou déplacement constant imposé. Cette approche découplée nécessite une grande quantité d'essais afin de caractériser l'ensemble de la gamme de fréquence, d'accélération et de conditions de chargements rencontrés dans des systèmes réels. Elle présente le défaut de ne pas prendre en compte l'interaction entre des sollicitations multi-fréquence, notamment au niveau du cumul des endommagements.

### **1.1.3 Caractérisation des moyens d'essai**

Un banc d'essai étant lui-même une structure mécanique, son comportement mécanique et vibratoire interagit avec celui des interfaces de contact étudiées. Une mesure fiable des comportements de systèmes métrologiques suppose la connaissance du comportement du banc et des sources d'erreurs possibles. Ces sources d'erreur peuvent être issues des choix de conception et principes de fonctionnement théoriques du banc, mais également de sa réalisation, et de son fonctionnement en sollicitations réelles (mésalignements, tolérances d'usinage, capteurs, mécanismes non-déterministes). Les incertitudes métrologiques majeures sont issues des capteurs et de la chaîne mécanique.

Une partie des sources d'erreur sont liées à la mesure des paramètres fondamentaux : effort tangentiel et déplacement [20].

La sensibilité des capteurs est supposée linéaire dans la plage de fonctionnement donnée, cependant il existe un défaut de linéarité  $\alpha_{linear}$  documenté par le constructeur. On peut alors exprimer l'incertitude entre la "véritable" valeur (la plus probable) de la grandeur recherchée  $T_T$  et la valeur affichée par l'instrumentation  $T_M$  :

$$T_T = T_M(1 \pm \alpha_{linear}) \quad (1.1)$$

Les capteurs d'effort utilisés dans la grande majorité des cas sont uniaxiaux. Le montage et la chaîne de mesure doit garantir que l'effort à mesurer est bien coaxial à la direction préférentielle du capteur. En pratique, des efforts transverses (notés *CL* ou *cross load*) dans les directions orthogonales peuvent s'appliquer, ainsi que des moments (*M*), comme illustré figure 1.10(a). Les capteurs ont une certaine sensibilité à ces sollicitations parasites, exprimée par des coefficients  $\alpha_{transverse}$  et  $\alpha_{moment}$ .

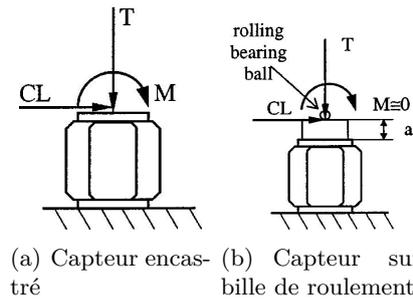


FIGURE 1.10 – Bilan des forces et moments sur deux montages de mesure d'effort [20]

La figure 1.10(b) illustre un exemple de solution de conception qui permet d'annuler la contribution des moments transmis le long de la chaîne de mesure, mais qui ajoute une contribution de moment générée par les efforts transverses  $a \cdot CL$ . La démarche est toujours de faire des compromis minimisant l'erreur de mesure commise.

Une étude mécanique doit être menée sur tout tribomètre afin d'évaluer la valeur des défauts d'alignement, les rotations possibles, les valeurs des efforts transverses et moments dans la chaîne de mesure. Cette étude paramétrique permet de donner l'incertitude commise sur les grandeurs métrologiques fournies par le banc d'essai (coefficient de frottement, raideurs de contact, énergie dissipée, amplitude de déplacement).

Filippi [20] a identifié les erreurs induites par la rotation des surfaces de contact (qu'il nomme erreur de parallaxe, voir figure 1.11(a)) comme une incertitude majeure pour la mesure du déplacement relatif. Cette rotation est expérimentalement très complexe à mesurer. La méthode préconisée est de concevoir le tribomètre de façon à ce que le déplacement maximal causé par ces rotations (au niveau du pion et de la piste) soient en deçà d'un seuil admissible calculé selon les conditions d'essai recherchées. Pour les très petits angles  $\theta$  mis en jeu dans ce contexte, on peut approximer la relation entre le déplacement parasite  $u_\theta$ , la distance  $d_{mes}$  entre le point de mesure et l'interface par :

$$u_\theta \approx d_{mes} \cdot \theta \quad (1.2)$$

Il évalue dans son cas à  $5 \cdot 10^{-6}$  rad l'angle de rotation maximal admissible, ce qui souligne l'importance du choix du design d'un tribomètre, et particulièrement ici l'importance de mesurer le déplacement au plus proche du contact.

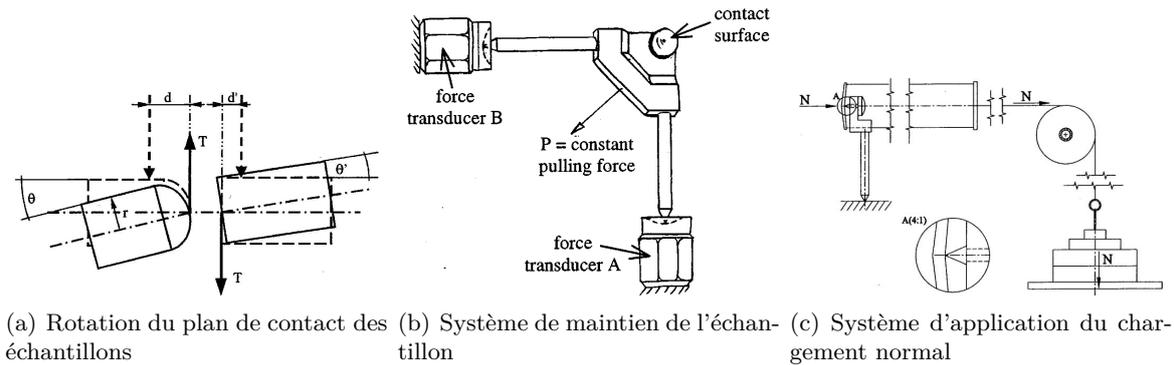


FIGURE 1.11 – Erreurs de mesure induites par la rotation de la surface de contact, et principe d'un système d'application de l'effort normal avec une raideur négligeable [20]

L'effort normal appliqué au contact est dans la grande majorité des tribomètres une constante au cours de l'essai. Filippi définit deux critères de conception qui garantissent la stabilité de cet effort au cours d'un essai. D'une part le mouvement relatif des surfaces en contact doit être unidirectionnel (il ne doit pas y avoir de mouvement dans la direction normale). Des déplacements normaux parasites peuvent néanmoins exister à cause des rugosités des surfaces, de la réponse dynamique du système sous certaines conditions ou avec les endommagements des surfaces. Minimiser la raideur normale et la masse d'un des deux échantillons et de son système de support permet de limiter l'effet de ces perturbations sur l'effort normal appliqué. La figure 1.11(b) présente un choix de conception original permettant de garantir le second de ces critères. L'application de l'effort normal (figure 1.11(c)) évite que les vibrations générées au contact et les moments parasites ne soient pas transmises aux masses. Les auteurs ont effectué une vérification expérimentale à l'aide d'un capteur installé directement sur le support d'échantillon qui a permis de valider la variation négligeable de ces efforts.

Les tribomètres sont des systèmes dynamiques, et la réponse vibratoire de l'ensemble des systèmes impacte l'application et la mesure des grandeurs physiques. La caractérisation vibratoire de chaque pièce et de l'ensemble sous divers modes de fonctionnement (chocs, sollicitations aléatoires, signal harmonique) est nécessaire lors de la conception. Ces données peuvent aussi servir à évaluer l'endommagement du système (évolution des modes propres au cours de la vie du banc) et anticiper ainsi des opérations de maintenance [55]. En ce qui concerne la mesure de l'effort tangentiel, les effets d'inertie peuvent avoir un effet notable et limiter la gamme de fonctionnement du moyen d'essai. L'ensemble de ces caractérisations et une conception soignée ont pour objectif de mesurer des comportements intrinsèques aux interfaces étudiées, et non pas des résultats propres à une machine spécifique.

Le chapitre suivant présentera les caractéristiques et comportements connus des familles de matériau et revêtements de surface étudiés dans ces travaux.

## 1.2 Matériaux et revêtements

Les problématiques industrielles sur lesquelles se basent ces travaux mettent en jeu plusieurs couples de matériaux métalliques et de revêtements. Les substrats sont imposés par des consi-

dérations propres aux entreprises partenaires et à leurs clients, selon l'utilisation finale des produits, et bien sûr par l'ambiance thermique de fonctionnement. Cela implique un certain nombre de contraintes vis à vis du choix de matériaux, de leurs traitements thermiques et des revêtements et procédés adaptés. Dans le cadre des applications sélectionnées par nos partenaires, nous aurons deux axes de travail :

- Axe 1 - endommagements et dissipation d'énergie à l'ambiante
- Axe 2 - endommagements et frottement à haute température

Les substrats utilisés pour chaque axe sont différents. La protection contre le fretting pour ces couples de matériaux a été étudiée par de nombreux auteurs, ce qui permet d'obtenir des informations préliminaires sur les revêtements et traitements de surface retenus par les industriels.

### 1.2.1 Matériaux étudiés

Les travaux menés au cours de cette thèse ont porté sur des substrats métalliques suivants :

- *Axe 1* : des pièces usinées avec comme base deux aciers inoxydables (XD15NW et 17-4-PH) et un alliage de titane (Ti6Al4V) communs dans l'aéronautique.
- *Axe 2* : des pièces moulées en alliage base nickel (Inconel 718) destinées à l'application haute température.

Leurs propriétés mécaniques sont présentées dans le tableau 1.1 suivant :

Propriété	XD15NW	17.4-PH	Ti6Al4V	Inconel 718
Module d'Young (MPa)	190000	-	110000	200000
$R_m$ (MPa)	1200	1070	1100	1300
Limite d'élasticité (MPa)	900	750 - 1000 <sup>a</sup>	1000	1000
Dureté	59 HRC	320 - 430 HV <sup>a</sup>	-	30 - 40 HRC

TABLE 1.1 – Propriétés mécaniques des substrats utilisés (<sup>a</sup>selon procédé de vieillissement)

### Composition chimique et procédés d'élaboration

**Aciers inoxydables** : Deux alliages d'aciers inoxydables sont étudiés. L'acier à durcissement structural 17-4-PH et l'acier dopé à l'azote XD15NW. Ces deux nuances font partie des aciers inoxydables martensitiques, et sont caractérisées par une bonne résistance à la corrosion, associée à de hautes caractéristiques mécaniques.

La nuance 17-4 PH est fabriquée à partir de poudres atomisées au gaz de granulométrie maximale 22 *mum*. La composition chimique se répartit de la façon suivante : 15 à 17.5% de Chrome, 3 à 5 % de Nickel, 3 à 5 % de Cuivre, moins de 1% de Manganèse et de Silicium, 0.15 à 0.45% de Niobium, moins de 0.07% de Carbone, et moins de 0.01% de Souffre.

Ses caractéristiques mécaniques sont augmentées grâce à un traitement de durcissement structural par précipitation [56]. Ce traitement disperse les précipités NiCu, en raison de la faible solubilité du cuivre dans le fer  $\alpha$ . Un phénomène de démixion Fer-Chrome à basse température (inférieure à 550°C) occasionne un durcissement matriciel important. Plusieurs autres précipités se forment également (sulfures de Manganèse, carbures et carbonitrides).

La nuance XD15NW (X40CrMoVN1-2) est un acier à l'azote. Ces types d'aciers peuvent être classés en trois catégories selon leur mode d'élaboration [57] : élaboration à pression atmo-

sphérique (moins de 0.2% d'azote), sous pression (de 0.2 à 1% d'azote) ou par métallurgie des poudres (plus de 1% d'azote). A la limite de la première catégorie, le XD15NW est refondu à pression atmosphérique par électrode consommable, puis il subit une opération de trempe (huile ou gaz à un peu plus de 1000°C) puis un revenu (à 180, 500 ou 650°C) selon la dureté et les propriétés mécaniques attendues. Sous sa version avec double revenu à 500°C (ou 650°C), il s'avère métallurgiquement stable pour des traitements de surface jusqu'à environ 400°C. Pour cette raison, il a été préféré à l'inox 440C (X105CrMo4) qui ne peut être traité au delà de 180°C. La composition de cet alliage est la suivante : 16% de Chrome, 1.8% de Molybdène, 0.42% de Carbone, 0.2% d'Azote, 0.3% de Vanadium.

**Titane** : Les alliages de titane sont souvent utilisés dans l'aéronautique pour leurs excellentes propriétés spécifiques (propriétés mécaniques rapportées à la densité). Ils allient hautes performances mécaniques et excellente résistance à la corrosion à une densité faible relativement aux aciers (0,44 contre 0,8). Leur bonne ductilité garantit également une facilité de mise en forme et une bonne tenue en fatigue. Composé de 90% de Titane, 6% d'Aluminium et 4% de Vanadium, le Ti6Al4V est une des nuances les plus communes dans ce secteur. Il s'agit d'un alliage de phases  $\alpha$  et  $\beta$  du titane. Sa résistance à la corrosion provient de la formation d'un film d'oxyde stable, continu et fortement adhérent au contact de l'oxygène dans l'air ou dans l'eau. Il est cependant sensible à la fragilisation par hydrogène, car celui-ci diffuse à l'intérieur du métal et forme des hybrides fragiles.

Comme tout alliage métallique, les étapes du procédé de fabrication déterminent les performances mécaniques du produit final. L'état recuit de base donne la plus grande malléabilité, mais également les plus faibles duretés et limites d'élasticité. Des traitements de trempe et de revenu permettent de durcir l'alliage selon les spécification de température et de durée de traitement.

**Inconel** : Lorsque des systèmes mécaniques fonctionnent à haute température, les alliages traditionnels (aciers, titane, aluminium) ne sont pas assez performants à cause de la diminution de leurs propriétés mécaniques avec la température. On se tourne alors vers l'utilisation d'alliages basés sur d'autres éléments (nickel puis cobalt), qui conservent des propriétés mécaniques acceptables à des températures bien plus hautes. Il existe des aciers inoxydables performants aux températures concernées par cette étude : dans le catalogue en ligne du fabricant Aubert et Duval on trouve par exemple la nuance X22CrMoWV12-1 présentant une bonne résistance au fluage et à l'oxydation à chaud jusqu'à 580°C, la nuance X19CrMoNbVN11-1 homologuée par EDF pour des températures jusqu'à 650°C ou encore les nuances X2NiCrTiMoV25-15 et X6NiCrTiMoVB25-15-2 conservant de bonnes caractéristiques mécaniques jusqu'à 650-700°C. Cependant leur coût et contraintes de fabrication rendent compétitifs les alliages exotiques comme l'Inconel 718. Les alliages base cobalt peuvent supporter des températures de fonctionnement plus élevées que les alliages base nickel, mais sont encore plus contraignants à mettre en forme.

Les performances mécaniques de l'alliage dépendent fortement de son procédé de fabrication (forge ou fonderie), et des traitements thermiques réalisés par le fournisseur de matière première avant les phases finales de fabrication chez le client. L'Inconel 718 est généralement recuit puis trempé à l'eau avant de subir un durcissement par précipitation. La durée et la température de ces étapes déterminent les performances de base du matériau. Dans le cas de cet alliage, le

durcissement est obtenu par la précipitation de phases secondaires Ni-(Al, Ti ou Nb) dans la matrice métallique.

La figure 1.12 présente l'évolution de quelques propriétés mécaniques de l'Inconel 718 en fonction de la température. On constate un effondrement des propriétés de résistance mécanique à la traction et de limite élastique à partir de 1200°F (soit environ 650°C), alors que parallèlement l'allongement à la rupture augmente rapidement.

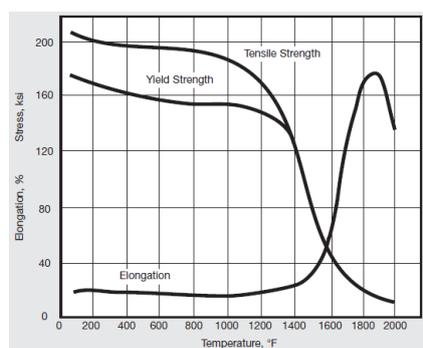


FIGURE 1.12 – Evolution de quelques propriétés mécaniques de l'Inconel 718 avec la température [58]

### Procédés de mise en forme - Etats de surface

La composition chimique, le procédé de mise en forme, ainsi que les divers traitements thermiques (trempe, revenu ...) vont définir la micro-structure, la réactivité physico-chimique et les propriétés mécaniques de base d'un matériaux. Certaines pièces mécaniques sont issues d'un procédé de mise en forme primaire (forge, fonderie, moulage), et une partie de cette étude va porter sur les surfaces brutes de pièces en Inconel 718 issues d'un procédé de moulage. Cependant dans la plupart des cas industriels des procédés de mise en forme secondaire (usinage principalement) vont être nécessaires afin d'atteindre la forme et les cotes fonctionnelles. Ces procédés vont occasionner des arrachages de matière et des déformations plastiques à la surface des pièces, et laisser des traces irréversibles sous deux formes :

- des contraintes résiduelles de traction ou de compression
- un état de surface particulier caractéristique du procédé employé, des paramètres opérationnels de sa mise en œuvre et des défauts de réalisation.

Les contraintes résiduelles peuvent avoir un effet sur la durée de vie en fatigue des pièces. Il a été montré que des contraintes de compression favorisent la tenue des pièces. Dans le cas de revêtements durs comme les DLC, ces contraintes ont également un effet sur l'accrochage et la résistance à la délamination de la couche.

L'état de surface d'une pièce est une notion qui concerne plusieurs échelles. On peut le considérer comme le signe de défauts de la surface d'une pièce, par rapport à une certaine forme nominale à la géométrie parfaitement lisse. On classe ces défauts en trois catégories en fonction d'une de leurs dimensions géométriques caractéristiques. La majorité d'entre eux étant des répétitions périodiques on se base sur la distance entre deux crêtes (longueur d'onde du défaut). Les normes NF EN ISO 4287-4288 et NF EN ISO 12085 distinguent [59] :

- 1er ordre : les défauts de forme, d'une longueur d'onde supérieure à 2.5mm, associés au procédé d'élaboration, aux moyens de bridage et guidage des pièces,
- 2nd ordre : les défauts d'ondulation, dont la longueur d'onde est comprise entre 0.5 et 2.5mm, causés par des vibrations basse fréquence lors du procédé de fabrication,
- 3ème et 4ème ordre : regroupés sous l'appellation de défauts de rugosité, d'une longueur d'onde généralement inférieure à 0.5mm. Ils regroupent les stries, sillons, arrachements ou piqûres associés à des phénomènes vibratoires haute fréquence périodiques ou aléatoires lors de l'usinage ou à des irrégularités du matériau.

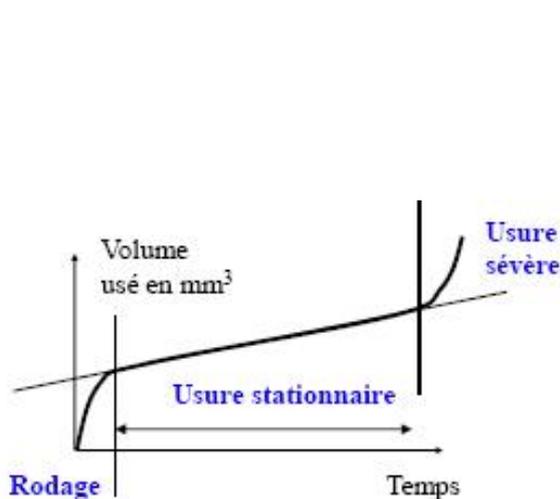
Les quatre premiers ordres de défauts de surface constituent ce que l'on qualifie comme étant le "profil total". Les normes définissent également un 5ème et 6ème ordre de défaut associés à la structure ou au réseau cristallin. S'ils n'entrent pas directement dans la définition de l'état de surface géométrique, ils peuvent avoir une influence sur les caractéristiques fonctionnelles des surfaces et leurs propriétés tribologiques. L'évolution des techniques d'usinage et les contraintes industrielles toujours plus pointues ont mené à la distinction dans certains travaux d'une catégorie à une échelle en dessous, les défauts de micro-rugosité (jusqu'au nm). Ces considérations nanométriques restent cependant encore essentiellement confinées à des travaux de recherche [60]. La tribologie en laboratoire s'intéresse principalement aux caractéristiques de la rugosité d'une surface, mais les défauts d'ordre supérieurs ont une influence majeure sur les conditions de chargement au contact pour des problématiques industrielles, et ne doivent pas être négligés.

### **Comportement tribologique**

Les phénomènes mis en jeu au niveau d'interfaces en contact et en mouvement sont extrêmement complexes et inter-connectés. Le frottement active des phénomènes physiques, mécaniques, thermiques et chimiques qui occasionnent un endommagement des surfaces et des transformations des matériaux. Le comportement d'un système tribologique évolue donc au cours de sa vie. En ce qui concerne l'usure, dans la grande majorité des cas, on peut identifier trois phases de vie comme illustré figure 1.13(a) : une phase de rodage durant laquelle un équilibre s'établit, une phase de fonctionnement nominal (vie utile) caractérisée par un endommagement lent et régulier, et une phase terminale (fin de vie) au cours de laquelle les surfaces se dégradent de plus de plus rapidement jusqu'à rupture. Les premières études [61] [62] ont d'abord abordé le cas de surfaces métalliques non-revêtues.

Une première approche pour anticiper le comportement tribologique d'un couple de matériaux et l'étude de la compatibilité des couples d'éléments d'après la table de Rabinovicz (REF). Cette table est basée sur l'affinité chimique des éléments constitutifs d'un alliage pris un par un. Leur propension à constituer plus ou moins facilement une solution solide est une première indication de la facilité d'interaction des interfaces en contact. Deux éléments compatibles chimiquement auront une plus grande chance d'interagir en conditions de frottement, et donc d'avoir un "mauvais" comportement tribologique. On parle alors de matériaux tribologiquement incompatibles. Les couples d'éléments mis en jeu sont Acier (Fe) sur Al, Ti et Inox (Fe/Cr) pour la problématique ambiante, et Inconel (Cr/Ni) sur Inconel pour la haute température. D'après la table de Rabinowicz [63] [64] figure 1.13(b), on anticipe des problématiques d'adhésion/grippage dans les applications substrat nu. D'après l'étude des matériaux incompatibles avec le Ni et le Cr (Inconel) on ne trouve pas de choix de matériau simple permettant d'éviter la problématique de grippage et répondant aux critères de résistance mécanique ou d'industrialisation. La température de qualification des pièces (600°C) est largement supérieure à la température maximale

d'utilisation des matériaux incompatibles avec ces éléments (idéalement Pb et Ag). L'inconel est compatible avec tous les éléments d'alliages haute-température (base Mg ou Co) ce qui dirigera vers l'option des revêtements ou traitements de surface.



(a) Phases de vie d'un système tribologique

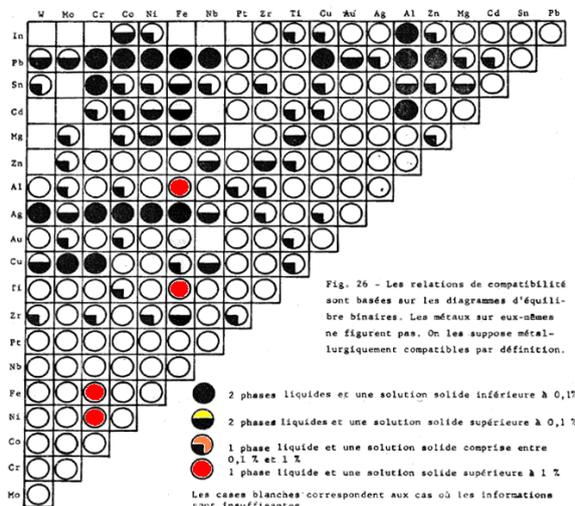


Fig. 26 - Les relations de compatibilité sont basées sur les diagrammes d'équilibre binaires. Les métaux sur eux-mêmes ne figurent pas. On les suppose métallurgiquement compatibles par définition.

(b) Table de Rabinowicz

FIGURE 1.13 – Différentes phases de vie d'un système mécanique, et table de compatibilité des éléments métalliques de Rabinowicz avec les points d'intersection des éléments de base (Fe, Ni, Ti, Cr) des couples de matériaux testés.

La relation entre état de surface et comportement tribologique est complexe. Dans le cas de contacts non-revêtus [65], les meilleures performances sont obtenues dans le cas où l'une des deux interfaces est "rugueuse" et l'autre "polie". Les configurations rugueux sur rugueux et poli sur poli génèrent les plus importants coefficients de frottements, et même les plus forts taux d'usure dans le cas des faces polies. Ceci est dû à l'importance que prennent les phénomènes d'adhésion entre les interfaces, qui sont plus destructifs que la simple action mécanique tangentielle causée par les contacts entre aspérités.

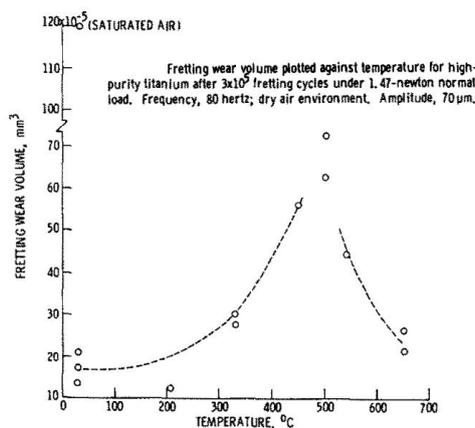


FIGURE 1.14 – Effet de la température sur l'usure du titane en conditions de fretting-wear [66].

Les phénomènes thermiques jouent également un rôle important dans la réponse tribologique

des matériaux. La figure 1.14 présente l'effet de la température de l'environnement entre 20 et 650°C. Bill [66] et Hurricks [67] mettent en évidence une évolution non linéaire de l'usure avec la température, avec notamment un maximum d'usure pour une certaine température. Ce comportement peut être en partie expliqué par une modélisation viscoélastique des couches de surfaces.

Les études de fretting se sont d'abord concentrées sur le comportement de substrats nus [68] [69], mais progressivement la recherche s'est focalisée sur la mise en évidence de l'apport de solutions de traitements ou revêtements de surface, ainsi que la comparaison et l'optimisation des différentes solutions. Les conditions de fonctionnement et les propriétés tribologiques des couples de matériaux concernés par cette étude se révèlent incompatibles pour les durées de vies visées et le respect des critères de sécurité élevés du domaine aéronautique. D'un point de vue économique et technologique, il n'est pas encore possible de produire un matériau de masse satisfaisant l'ensemble de ces conditions. Il est donc nécessaire d'utiliser des traitements de surface ou revêtements afin de modifier les propriétés tribologiques des surfaces en contact.

### **1.2.2 Revêtements et traitements de surface**

Cette section a pour but de présenter un bref historique, la classification, les procédés d'élaboration et de faire une revue rapide de l'état de l'art sur les DLC et le traitement d'implantation WS<sub>2</sub> retenus par les partenaires du projet.

#### **Considérations tribologiques fondamentales**

L'étude de la nature, la structure et des procédés de déposition des revêtements fait largement appel à des domaines physico-chimiques qui sortent du cadre de ces travaux. Malgré tout une solide compréhension de certains mécanismes mis en jeu lors de la réalisation de ces revêtements et leur structure est indispensable pour pouvoir interpréter leur comportement tribologique. Dans la conception des systèmes mécaniques modernes, les performances tribologiques exigées au niveau interfaces de contact (efficacité, densités de puissance) et les durées de vie visées ne permettent plus à un matériau haute performance de garantir celles-ci en plus de la tenue mécanique statique et dynamique [59]. Les systèmes évoluant en régime de lubrification limite ou en contact sec sont également de plus en plus utilisés. Lorsqu'on prend également en compte les aspects économiques, il devient totalement impossible de produire et mettre en forme un matériau massif réunissant toutes ces propriétés. En ce qui concerne la résistance mécanique statique et dynamique, une solution est apportée par les matériaux composites, qui orientent et optimisent la résistance aux contraintes permettant ainsi un gain de poids conséquent. De façon similaire, en ce qui concerne les interfaces de contact, la voie choisie par les concepteurs est de découpler l'attribution des fonctions. Un matériau massif (le substrat) garantit la résistance mécanique, et des revêtements ou traitements de surface de faible épaisseur apportent certaines propriétés tribologiques (protection contre l'usure, la corrosion et autres phénomènes d'endommagement, lubrification solide). Ce type d'assemblage pseudo-composite ouvre la porte à un vaste panel d'applications industrielles, de la même façon qu'une couche de vernis peut donner des propriétés inoxydables à un acier standard.

On distingue deux familles de modification de la surface d'un substrat : les revêtements et

les traitements de surface. Les premiers consistent en un dépôt par divers procédés physico-chimiques d'une couche de matière de nature différente du substrat à la surface de celui-ci. Les seconds consistent à modifier mécaniquement, thermiquement ou chimiquement les propriétés, la structure ou la composition chimique du substrat sur une couche superficielle.

Avant toute considération de propriétés mécaniques ou tribologiques de ces couches, la principale différence concerne l'interface entre la couche modifiée et le substrat. Dans le cas des traitements il y a une continuité de la structure et des propriétés lorsqu'on s'éloigne de la surface de la matière, avec un gradient plus ou moins fort (100% traitement à la surface, 100% substrat à partir d'une certaine profondeur). Pour les revêtements, il existe une interface de changement brutale. L'accroche du revêtement nécessite cependant une interaction entre les couches superficielles du substrat et les couches de base du revêtement. La résistance à l'endommagement de cette interaction est une des limitations principales de l'utilisation de dépôts. Il est courant de déposer une ou plusieurs sous-couches dites "d'accroche" qui ont pour objectif d'améliorer cette interaction entre le substrat et la couche assurant la fonction recherchée. Le type de procédé de dépôt et les conditions opératoires (principalement la température) peuvent aussi occasionner des transformations (superficielles ou non) du substrat. La structure de surface d'un matériau revêtu est donc encore plus complexe qu'une surface métallique industrielle présentée dans la figure 1.3 dans la section précédente sur le fretting. Le choix d'un matériaux de base pour une application nécessitant un traitement ou revêtement de surface doit donc se faire en fonction ceux-ci en plus des critères mécaniques, vibratoires, esthétiques ou économiques habituels.

Un revêtement ou traitement de surface est caractérisé par plusieurs notions : son épaisseur (pour un revêtement ou profondeur affectée pour un traitement), ses propriétés mécaniques, son état de surface et sa réactivité physico-chimique. L'ensemble de ces caractéristiques vont piloter le comportement tribologique d'une interface revêtue dans des conditions de chargement données.

On distingue généralement deux grandes catégories de revêtements en tribologie [70]. Les revêtements "mous" sont caractérisés par une faible dureté et des propriétés mécaniques modestes, mais présentent une aptitude au glissement grâce à leur faculté d'être facilement cisailables. On y classe des revêtements polymères, de métaux tendres (plomb, indium, argent, or) ou des solides lamellaires ( $\text{MoS}_2$ ,  $\text{WS}_2$ , graphite). Les revêtements "durs" au contraire font preuve d'une grande rigidité et dureté. On les privilégie pour réduire la capacité de soudure à froid des surfaces. Il s'agit ici principalement de céramiques dures, nitrures, carbures, borures ou oxydes. La figure 1.15 ci-dessous présente les propriétés génériques de dureté et de coefficient de frottement rapportées par Fontaine [70]. Il associe les revêtements durs à des coefficients de frottement globalement plus élevés que les revêtements mous. Les revêtements DLC sont particulièrement intéressants car ils combinent avantageusement les propriétés des deux familles.

Ces notions de dureté de revêtement sont aussi à considérer comme une grandeur relative, en fonction de la dureté du substrat. La combinaison de leurs propriétés absolues et relatives et l'épaisseur va déterminer le comportement tribomécanique du composite.

La rugosité des interfaces en contact est également une notion complexe. Les caractéristiques initiales du substrat vont être modifiées lors du procédé de dépôt. Bien que la plupart des industriels se base uniquement sur le  $R_a$  pour les spécifications, il est recommandé de décrire les surfaces avec un plus grand nombre de paramètres [71].

Les surfaces revêtues sont sujettes aux mécanismes d'endommagements classiques associés à la tribologie des contacts secs, avec cependant quelques spécificités qui s'ajoutent et interagissent

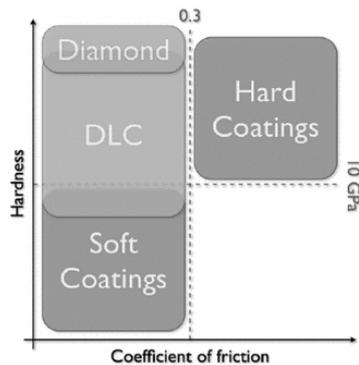


FIGURE 1.15 – Classification des types de revêtements tribologiques [70]

avec ces-derniers. Dans le cas des revêtements particulièrement, l'interface substrat/revêtement, les contraintes internes à la couche, l'état de la surface du substrat lors du dépôt vont jouer un rôle essentiel. Les spécificités d'étude et de post-traitement propres à ces solutions de protection seront détaillées dans les sections suivantes.

Dans le cadre de ces travaux, une des voies de compréhension du comportement des contacts est leur capacité d'amortissement des vibrations. A ce jour relativement peu de publications et de moyens d'essais tribologiques abordent ce problème sous cet angle à la frontière du domaine de la mécanique vibratoire.

Les revêtements choisis par les différents partenaires industriels sont des DLC et une implantation ionique de  $WS_2$ . La synthèse ci-après met en avant les caractéristiques de ces traitements et revêtements.

## Revêtements DLC

Le carbone est un des éléments les plus présents dans la composition chimique des matériaux connus, et qui présente le plus grand nombre d'allotropes (structure différente pour une même composition chimique). Ceci confère aux revêtements fins à base de carbone sous différentes formes (figure 1.16 la capacité à combiner des propriétés mécaniques (dureté, raideur) et des performances tribologiques exceptionnelles (résistance à l'usure, faible coefficient de frottement). La famille des DLC a été développée pour la première fois dans les années 1950, mais son utilisation n'a vraiment pris de l'essor qu'à partir des années 1980, jusqu'à ce que les DLC deviennent l'une des plus étudiées et plus vastes familles de revêtements [72]. Des améliorations techniques et scientifiques ont affecté notamment la rapidité et fiabilité des procédés, la multiplication des substrats compatibles, l'ajout d'éléments dopants (W, Ti, Cr), la réalisation de textures et d'états de surface maîtrisés pour des régimes de lubrification limite. En plus des applications sur des composants mécaniques ces revêtements ont aussi permis d'améliorer les procédés de fabrication et d'usinage (roulage, estampage, moulage ...) en améliorant les performances des outillages.

**Classification et Procédés d'élaboration** Les DLC sont une structure amorphe à base de carbone (a-C) qui peut être hydrogénée (a-C :H), et mêlée à des éléments additifs (Si, B, N, F). Les différentes variantes de DLC sont caractérisées par la proportion de liaisons métastables

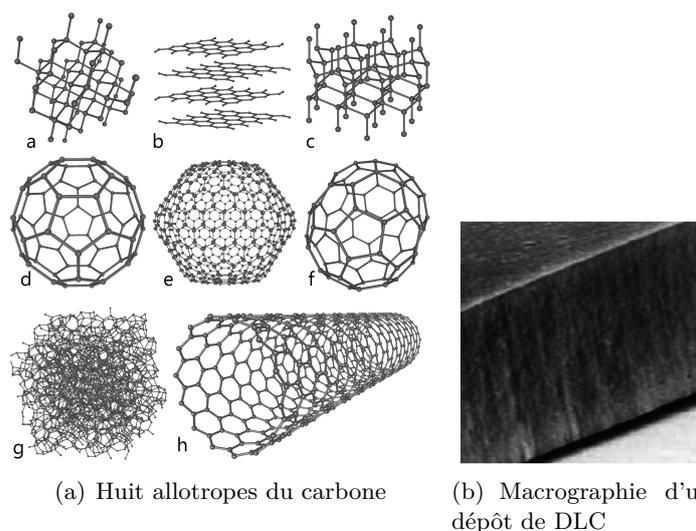


FIGURE 1.16 – Formes allotropes du carbone : a) Diamant, b) Graphite, c) Lonsdaléite, d) C60 (Buckminsterfullerène), e) C540, un autre Fullerène), f) C70, encore un Fullerène), g) carbone amorphe, h) Nanotube de carbone, Source Wikipedia, Created by Michael Ströck. Macrographie d'un revêtement DLC [73]

$sp^3$ , de liaisons  $sp^2$  et liaisons C-H. On peut ainsi les représenter sur un diagramme de phase ternaire (cf. fig. 1.17(a)) dérivé par Jacob et Moller [74]. Robertson [75] y distingue trois zones principales :

- Pour de trop fortes proportions de H, le nombre de liaisons C-C n'est pas assez grand pour qu'un composé solide stable puisse se former et exister. Cette zone est limitée par la formation de  $C_2H_2$  le long de la ligne  $sp^2$ -H et  $(CH_2)_n$  le long de la ligne  $sp^3$ -H.
- Le long de l'axe  $sp^2$ - $sp^3$  on trouve les composés carbones amorphes (a-C ou ta-C) dépourvus de H (ou en très faible quantité). Une forte proportion de liaisons  $sp^2$  caractérise le carbone vitreux ou graphitique, qui ne se classe pas comme un DLC.
- Entre les deux se trouvent les composés hydrogénés (a-C :H et ta-C :H) produits par les principaux procédés de dépôt, avec une portion de H généralement comprise entre 25 et 60% du nombre total des atomes.

D'autres études et classifications (1.17(b)) s'intéressent notamment à la mesure de la densité des revêtements DLC en plus de la proportion de H et des liaisons sp, et du procédé de dépôt utilisé [76]. Ces classifications sont établies à partir de larges échantillons provenant d'industriels ou laboratoires partenaires, et associent un certain nombre de propriétés mécaniques, optiques, électriques ou tribologiques à ces classements, fournissant un premier outil de sélection pour le choix d'un type de DLC. Cependant devant la vaste variété de DLC existants, des études et campagnes d'essais spécifiques à une application industrielle restent nécessaires.

Le principe de base des procédés d'élaboration est de faire réagir les molécules d'un gaz précurseur (acétylène, méthane, benzène) à la surface d'un substrat sous forme de bombardement d'ion bombardement d'ions  $CH_x^+$ . Il existe aussi des procédés basés sur la condensation de groupes C-H avec dégagement de  $H_2$  au sein d'un plasma généré au niveau de l'interface (polymérisation de plasma). Selon les procédés et les conditions de dépôt (nature du gaz précurseur, état du plasma, température, pression, énergie des ions, tension) va donner naissance à ces liaisons  $sp^3$  et  $sp^2$ , avec une proportion variable de H. Les procédés de type PVD/CVD (Physical/Chemical

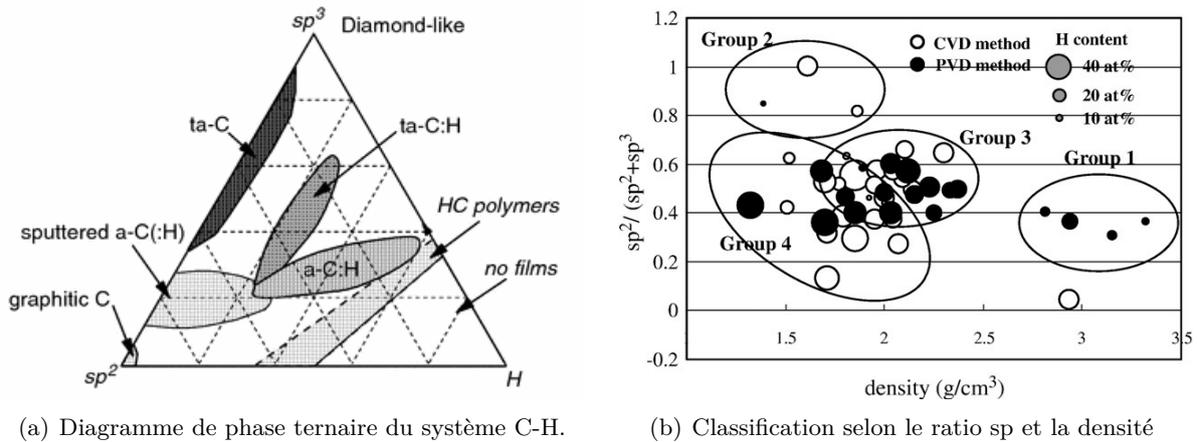


FIGURE 1.17 – Diagramme de phase ternaire du système C-H [75], et autre classification selon la densité et le ratio de liaisons  $sp$  [76]

Vapor Deposition), pulvérisation cathodique, de PACVD/PECVD (Plasma Assisted/Enhanced Chemical Vapour Deposition) sont couramment utilisés. De nombreuses études se sont également intéressées à l'apport d'éléments d'addition.

**Propriétés du matériau** Les propriétés et caractéristiques mécaniques des DLC ont été étudiées de façon extensives au cours des dernières décennies. Le caractère "Diamond-like" des DLC et leurs remarquables propriétés tant mécaniques que thermiques (table 1.2.2) sont apportées essentiellement par les liaisons C-C de type  $sp^3$  [75] dont l'énergie de liaison est 7.03 eV [77]. A titre de comparaison, les liaisons H-H n'ont une énergie que de 0.1 eV, les liaisons C-C qui contribuent à la cohésion du graphite 0.86 eV, et l'énergie de liaison moyenne dans les DLC graphitiques est de 3.6 eV. Ce seul critère de concentration en liaisons  $sp^3$  n'est cependant pas suffisant pour caractériser les performances mécaniques.

Les liaisons  $sp^2$  contribuent peu aux propriétés de résistance mécanique du solide (mais ont une influence sur les propriétés optiques et électriques [78]), et les liaisons C-H pas du tout. Au contraire l'hydrogénation d'un DLC a plutôt tendance à réduire sa dureté et sa raideur. En plus de la nature et la proportions des liaisons, leur structure cristallographique (organisation à l'échelle micro ou nano, fibres, films) joue un rôle fondamental [79]. Le diamant pur d'un côté possède la plus grande cohésion avec chacun des atomes de carbones lié à 4 de ses voisins par une liaison  $sp^3$ . A l'opposé le graphite est extrêmement fragile avec ses empilements de couches de structure hexagonale (liaisons  $sp^2$ ) reliées entre elles par une interaction faible de Van der Waals, ce qui lui confère son faible coefficient de frottement. Le DLC manifeste des propriétés intermédiaires entre ces deux composés.

Ces propriétés mécaniques sont également liées à tout un jeu de propriétés physiques, thermiques et électroniques, dont la caractérisation sur des couches fines est complexe. En plus de cet enjeu principal, il s'agit de données de base pour dimensionner les applications tribologiques et évaluer le risque de délamination. Des méthodes non-destructives directes ou indirectes permettent de caractériser entièrement les propriétés de couches de revêtements fins : réflectivité des rayons X (densité, épaisseur, rugosité, empilement des couches), EELS - Electron Energy Loss Spectroscopy (fraction de liaison  $sp^3$ ), SAW - ondes acoustiques de surface (Module d'Young),

microscopie à résonance Raman (fractions de liaisons). Des méthodes de caractérisation plus ou moins destructives type scratch tests, "bulge test" (E, contraintes internes) ou nano-indentation (dureté) peuvent également être nécessaires pour une caractérisation complète. Quelques valeurs de références pour des DLC classiques sont présentées dans le tableau suivant :

Densité	1.3-3.5 g/cm <sup>3</sup>
Dureté	10-100 GPa
Stabilité thermique	de -273 à 400°C à 1 bar
Conductivité thermique	de -273 à 594°C à 1 bar
Module d'Young	100-900 GPa

TABLE 1.2 – Propriétés mécaniques et physico-chimiques des dépôts de DLC

Le module d'Young des DLC varie de façon monotone selon la proportion des liaisons C-C  $sp^3$ , et présente un maximum pour une énergie des ions aux alentours de 100eV. On peut favoriser un caractère plus graphitique ou polymérique en modulant cette énergie, modifiant ainsi les propriétés mécaniques (et tribologiques) du DLC. Il est communément admis qu'on retrouve une relation entre dureté et module d'Young pour les films de carbone amorphe [79] [70]. Ces valeurs sont cependant mises en défaut pour des films de très faible épaisseur (ordre du nm). Les DLC font ainsi preuve d'une grande dureté mais conservent tout de même une relative souplesse qui limite ce caractère fragile des revêtements durs et leur confère une certaine tolérance aux contraintes. Certaines études de nano-indentation à taux de déformation constant ont même révélé d'excellentes capacités à la relaxation.

L'épaisseur maximale de la couche de DLC est limitée par les contraintes résiduelles de compression générées par le procédé de dépôt (insertion des ions en sous couche). Lorsqu'elles deviennent trop importantes ces contraintes causent la délamination du revêtements à l'interface avec le substrat. L'utilisation de traitement de sous-couche (améliorant le seuil de résistance aux contraintes) ou le bombardement par intermittence d'ions hautement énergétiques (l'excès d'énergie permettant une relaxation des contraintes) sont deux solutions possibles pour atteindre de plus grandes épaisseurs sans compromettre l'intégrité de la couche.

Pour des revêtements de très faible épaisseur (quelques nm) on constate une perte de propriétés mécaniques par rapport aux valeurs attendues pour une couche de "masse" du même type (mais pas en ce qui concerne l'état de surface). Cette effet d'échelle n'a donc pas d'influence pour les épaisseurs de l'ordre du micromètre des DLC étudiés dans ces travaux. Par ailleurs, pour de telles épaisseurs micrométriques, il est possible de mettre en œuvre des techniques de nano-indentation en limitant la profondeur d'indentation à 10% de l'épaisseur totale du revêtement (évitant ainsi l'interférence du substrat). Les limites technologiques commencent à se manifester pour des épaisseurs qui tendent vers le nm ou la dizaine de nm.

De plus en plus de travaux de recherche ou de développement des procédés se concentrent sur la création de DLC multicouches. En tant que couche dure, les DLC sont particulièrement sensibles à la fissuration. Les interfaces entre les couches ont une certaine capacité à stopper la propagation des fissures, et donc d'améliorer la ténacité du revêtement. Plus l'alternance de couches est fine, meilleurs sont les résultats [80].

De la même façon que les propriétés mécaniques dépendent de la proportion des liaisons sp, les propriétés thermiques dépendent en plus de la structure cristallographique du composé. C'est ainsi que les diamants ont une conductivité thermique plusieurs ordres de grandeur au dessus des DLC. Ces propriétés de conductivité thermique sont importantes dans un contexte de

frottement sec, car elles permettent d'alimenter des modèles de thermique du contact.

**Etat de surface** Les films DLC présentent généralement un aspect lisse, sauf pour certains procédés de dépôt particuliers (unfiltered cathodic vacuum arc deposition). L'état de surface du substrat est donc le principal pilote de l'état de surface final de la pièce revêtue. Le dépôt de DLC se faisant par un procédé piloté par un différentiel de tension, celui-ci aurait plutôt tendance à accentuer l'amplitude des défauts de rugosité (dépôt favorisé sur les sommets des aspérités). La grande majorité des applications industrielles (et donc des études scientifiques) de ces revêtements se font sur des substrats de très faible rugosité (de l'ordre du poli-miroir).

**Contraintes résiduelles et adhésion** L'étude fondamentale de l'adhésion des revêtements à la surface d'un substrat fait appel à des notions de physique et chimie pour caractériser les interactions atomiques entre les composants du système étudié. Deux composantes de contraintes propres [77] interviennent particulièrement dans le cas de revêtements durs : les contraintes interfaciales et les contraintes intrinsèques. Les premières sont causées par les irrégularités d'arrangement atomique à l'interface entre substrat et revêtement, ne permettant pas aux atomes d'atteindre un équilibre à leur plus bas niveau d'énergie. Les secondes sont internes à la couche liées au procédé de dépôt et dépendent de l'épaisseur du revêtement. Il s'agit de contraintes de compression [81] dont l'intensité dépend de l'énergie des atomes lors du procédé de dépôt. Ces contraintes résiduelles vont s'ajouter aux contraintes externes subies par des interfaces soumises à des sollicitations vibratoires (fretting, frottement alterné ...). On cherche généralement à réduire leur intensité pour améliorer l'adhésion du revêtement.

L'optimisation de l'adhésion des DLC à la surface de substrats métalliques ou non a fait l'objet de nombreuses études [82] [83] [84] car il s'est avéré que la qualité de son accroche influence fondamentalement les performances du revêtement. Cette adhésion dépend fortement des conditions de dépôt [85] et de l'état et la nature des surfaces (composition du gaz précurseur, polissage, couches d'oxyde, exposition à l'air, passivation de surface). On caractérise expérimentalement cette propriété à l'aide de scratch-test habituellement, mais plusieurs variantes [81] peuvent également être mises en œuvre (peel-test, arrachage d'un pion collé, indentation Rockwell-C [84]). Ces tests sont normalisés, et nécessitent d'être effectués sur des surfaces lisses pour une meilleure interprétation des résultats.

**Propriétés tribologiques** Les revêtements DLC ont la particularité de présenter un très faible coefficient de frottement (entre 0.05 et 0.2), avec même certains dépôts présentant le plus faible coefficient en frottement sec à ce jour (inférieur à 0.01) [86] [87]. Les performances des DLC sont intrinsèquement liées aux performances des procédés de dépôt et aux conditions opératoires. Par exemple l'utilisation de méthane comme gaz précurseur semble permettre des conditions de dépôt (avec haute énergie des ions) et favoriser des mécanismes spécifiques (relaxation des contraintes liée aux ions hautement énergétiques, implantation de H) donnant naissance à ces types de DLC présentant des coefficients de frottement particulièrement faibles [75].

Bisson [88] décompose le frottement en trois termes : un terme de cisaillement, un terme d'adhésion et un terme de labourage (déformation plastique de la surface de contact en amont du bord du contact). Fontaine [70] attribue le comportement en frottement des DLC uniquement aux mécanismes de cisaillement et d'adhésion auxquels il ajoute un terme d'abrasion. Cette grande dureté des DLC redirige plutôt les phénomènes d'abrasion sur le matériau de la surface en vis à

vis. La contribution de ces phénomènes va dépendre fortement de l'état de surface du substrat revêtu. De même, cette dureté et le haut module d'Young limitent l'écoulement visqueux ou plastique à l'origine des phénomènes de cisaillement. Cependant les DLC ont une forte tendance à générer des films de transfert lors du glissement sur un grand nombre d'interfaces [87], ou plus précisément des tribofilms, dont la nature est différente des surfaces frottantes d'origine. La caractérisation de ces tribofilms est particulièrement délicate étant donné leur très faible épaisseur et leur existence au sein d'un contact fermé. Ces propriétés déterminent s'il y a glissement intrafilm (écoulement de la matière du tribofilm) ou interfilm (cisaillement à l'interface avec les surfaces frottantes). La composante adhésive a donc une double importance. L'évolution tribochimique et topologique des surfaces impacte fortement l'établissement et le maintien de ces tribofilms, et donc l'évolution du comportement tribologique. Fontaine a mis en évidence l'importance de la présence ou non de couches d'oxydes et de contamination de surface sur la vitesse d'établissement d'un tribofilm et les performances tribologiques qui en découlent. Les échantillons nettoyés (par décapage) de ces couches superficielles ont révélé un coefficient de frottement statique beaucoup plus important que lorsqu'elles étaient présentes, mais par contre le coefficient de frottement dynamique le plus faible et le plus rapidement stabilisé à de très faibles valeurs (0.003). Le graphite fait preuve en effet d'un coefficient de frottement beaucoup plus élevé dans le vide que dans l'air humide. Cet effet de l'humidité de l'air dépend beaucoup de la nature des DLC et des substrats mis en jeu. Le coefficient de frottement des DLC hydrogénés (a-C :H et ta-C :H) augmente avec l'humidité relative, alors qu'on constate la tendance inverse pour les DLC purs (a-C et ta-C).

Ronkainen et Holmberg [89] ont synthétisé les résultats de nombreuses études du coefficient de frottement et taux d'usure pour plusieurs familles de DLC dans une grande variété d'ambiances. L'humidité de l'air joue un rôle fondamental : pour de très fortes humidités tous les types de DLC tendent vers un faible coefficient de frottement (0.05 à 0.2). Cependant une atmosphère sèche permet à des DLC hydrogénés de tendre vers un régime de superlubrification, alors que les a-C et ta-C voient leurs performances tribologiques se dégrader et le coefficient de frottement atteindre des valeurs élevées (0.4 - 0.7). L'hydrogène et ses interactions avec la structure du revêtement ou l'interface de contact a un rôle clé dans les performances tribologiques des DLC.

Un autre phénomène important qui semble contribuer au faible frottement des DLC est la graphitisation des couches de l'interface. Neuville et al. [77] l'expliquent par l'accumulation d'énergie (chaleur, frottement, énergie de déformation) lors des contacts répétés au niveau des aspérités. Des modélisations de la température flash atteinte donne des estimations de plusieurs centaines de degrés (de 100 à 350°C). Le diamant et tous les composés à base de carbone se transforment en graphite à partir de 1300°C. Cependant les revêtements DLC commencent à se déstructurer et perdent leur propriétés mécaniques à plus faible température (entre 300 et 600°C selon les conditions de dépôt, jusqu'à 700°C pour les ta-C :H). Il se produit un dégagement de divers composés hydrogénés [90] qui diffusent plus ou moins facilement à travers les couches. Tout porte à croire que l'accumulation de chaleur lors de contacts répétés peut porter les températures locales au delà de ce seuil. La cinétique de graphitisation des couches supérieures sous l'action du frottement pilote également les performances de résistance à l'usure.

### Implantation ionique de WS<sub>2</sub>

Les particules de type fullérènes WS<sub>2</sub> et MoS<sub>2</sub> (IF - *Inorganic Fullerenes*) ont d'abord été étudiées et utilisées comme élément additif dans des lubrifiants liquides (huiles). Plusieurs études

dans des conditions de lubrification sévère (régime mixte [91], puis transition vers le grippage [92]) ont révélé la formation d'un film de protection par les particules de  $WS_2$ , augmentant la capacité de charge des interfaces. L'amélioration des propriétés tribologiques a été attribuée à la réduction de la fraction aspérités directement en contact dans le régime de lubrification mixte (figure ??). Ces nano-particules se révèlent plus efficaces dans des conditions de chargement plus sévères (figure ??). Sous l'effet des contraintes de cisaillement, les couches de surfaces d'un tel revêtement se décolent facilement [93] ce qui permet une utilisation en tant que lubrifiant solide. Leur tendance à s'agglomérer peut cependant nuire aux performances tribologiques, et l'influence des conditions de dépôt (procédé et état physicochimique-chimique des surfaces) peut jouer un rôle majeur.

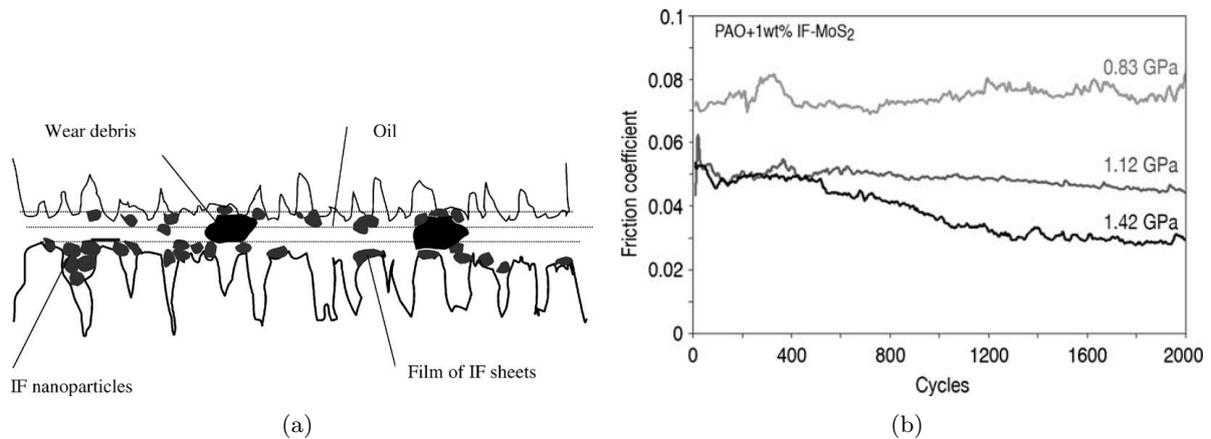


FIGURE 1.18 – a) Schéma de principe de l'effet des nanoparticules de type IF sur un contact en régime de lubrification mixte [91]. b) Evolution du frottement en fonction de la pression de contact pour une huile avec 1% de particules de  $MoS_2$  comme additif [94]

Sous forme solide, le dépôt de  $WS_2$  peut être réalisé par buse à suction avec une pression d'air comprise entre 7 et 14 bars et réalisé au voisinage de la température ambiante. Il ne nécessite alors aucun traitement thermique ultérieur. La couche peut également être déposée par implantation ionique.

La nature du dépôt le rend insensible aux endommagements par décollement, écaillage ou pelage contrairement à des couches dures comme les DLC. En frottement sec, les performances sont exceptionnelles sur lui-même (coefficient de frottement inférieur à 0.05), et excellentes utilisé en vis à vis de substrats non-revêtus (inférieur à 0.1 contre l'acier). Ceci lui confère d'excellentes propriétés anti-adhésives, et il est notamment utilisé à la surfaces de moules d'injection en remplacement du  $MoS_2$  et du graphite. Sa meilleure stabilité chimique garantit une durée de vie supérieure [94].

**Propriétés physico-chimiques** Le dépôt de bisulfure de tungstène est un composé de couleur gris argenté à bleu anthracite, composé à plus de 99% de  $WS_2$ . Il est constitué de platelets cristallins solides de forme hexagonale (type fullérène - sphères multicouches ou tubes hexagonaux) dont l'épaisseur n'excède pas quelques dizaines de nanomètres, et qui sont liées ensemble et au substrat par adsorption moléculaire. Le revêtement est inerte, non toxique, non corrosif, insoluble dans l'eau et compatible avec les huiles et la plupart des carburants et solvants. Il

présente une sensibilité moindre aux atmosphères humides que le  $\text{MoS}_2$ , ainsi qu'une meilleure stabilité en température jusqu'à  $600\text{ }^\circ\text{C}$ . Sa structure de type fullérène l'intègre dans la catégorie des lubrifiants solides. La table 1.2.2 présente quelques ordres de grandeur des propriétés physico-chimiques et mécaniques de ces types de revêtements.

Densité	7.5 g/cm <sup>3</sup>
Dureté	30 HRc
Stabilité thermique	de -273 à 594°C à 1 bar

TABLE 1.3 – Propriétés mécaniques et physico-chimiques des dépôts de  $\text{WS}_2$  sous forme solide.

**États de surface** Ce traitement de surface ne modifie pas l'état de surface du substrat revêtu. Les caractéristiques de la pièce traitée sont donc proches de celles d'origine, bien qu'un effet de "remplissage" des aspérités puisse être constaté selon le procédé de dépôt utilisé et l'épaisseur de la couche de lubrifiant.

L'implantation de  $\text{WS}_2$  peut être combinée à d'autres dépôts [95]. On cumule alors les avantages de la couche déposée et ceux de lubrifiant solide du  $\text{WS}_2$ . Les couches dures ont un intérêt pour limiter la tendance au grippage des surfaces. Comme les DLC présentés précédemment ne peuvent pas être utilisés à  $600\text{ }^\circ\text{C}$  d'autres couches dures efficaces à haute température apparaissent intéressante dans cette application. Les dépôts CrC et CrN font partie des revêtements durs (1500 à 3000  $HV_{0.05}$  selon le procédé de dépôt) dont le développement a été important ces dernières années [96]. En effet grâce à leurs propriétés de résistance à l'usure, à l'oxydation et à la corrosion ils ont pris une place non négligeable et tendent à remplacer les revêtements base Titane (TiC, TiN) moins performants en corrosion et qui fragilisent davantage les pièces traitées. Le revêtement CrN est un traitement de type nitrure métallique qui est surtout utilisé comme protection d'outils de coupe ou de mise en forme (formage de feuilles [97], tréfilage [98]). Il cumule un faible coefficient de frottement, une grande résistance mécanique et dureté, bonne résistance à l'usure et à la corrosion dans des condition de température extrêmes [99] ( $600\text{ }^\circ\text{C}$ ). Il fait preuve d'une faible adhésion à certains matériaux comme le cuivre. Sa faible température de dépôt et son faible niveau de contrainte intrinsèque lui permet d'être déposé en couche plus épaisse que le TiN aussi utilisé dans ces applications [97]. Cette plus grande épaisseur autorise un polissage de la surface après dépôt. Le CrC est de type carbure métallique qui peut être plus ou moins chargé en carbone, et présente un faible coefficient de frottement. Il est aussi utilisé comme protection d'outils de mise en forme. On peut le retrouver comme élément de dopage de revêtements (DLC [97], Co [100]) ou comme dépôt seul. On retrouve principalement deux grands axes d'étude concernant ces revêtements : leur propriétés anti-adhésives et leurs performances en frottement et usure. La comparaison des comportements des 2 revêtements a été faite dans différentes études [98] [99] [101] [102] déposés sur des aciers (figure 1.19).

Les comportements des 2 revêtements sont assez proches l'un de l'autre. Il en ressort cependant de meilleures performances du CrC en frottement et en usure la raison invoquée est la présence de carbone qui confère une plus grande dureté mais qui apporte l'effet de lubrifiant solide recherché pour les applications tribologiques. La diminution du frottement réduit également les contraintes de cisaillement à la surface ce qui tend à réduire la formation de fissures [103] donc le CrC apparaît moins fragile que le CrN. D'autre part le coefficient de dilatation thermique du CrC est plus proche de celui des aciers que celui du CrN, les dilatations différentielles ont une

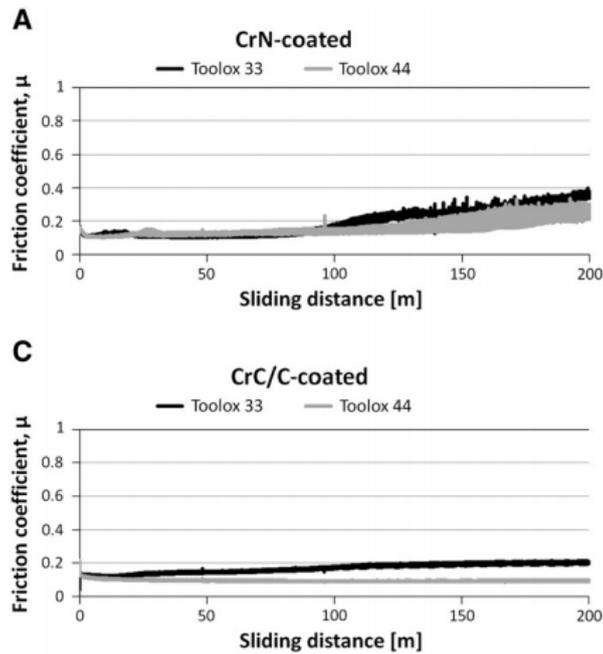


FIGURE 1.19 – Comportement en frottement pion-piste d’acier haute résistance revêtus de CrC/C et CrN [101]

influence lors du dépôt et contribuent à la présence de contraintes internes d’origine thermique [102] qui seront plus importantes pour le CrN que pour le CrC lors d’un dépôt sur de l’acier.

Testé sur des aciers à outils dont la surface a été polie ( $R_a < 0.05 \mu m$ ), ces revêtements ont un coefficient de frottement inférieur à 0.2 pour le CrN, et 0.15 pour le CrC dans des conditions de lubrification similaires à un procédé d’usinage [101]. Le CrC révèle un comportement plus stable, et prévient mieux l’adhésion des surfaces. En conditions de contact sec, le coefficient de frottement plutôt de l’ordre de 0.3-0.4 pour le CrN [99]. Nilsson et al. [98] ont montré une nette amélioration des performances des deux type de revêtements lorsqu’ils sont déposés sur une surface polie. Ozturk et al. [104] ont aussi mis en évidence l’importance de la nature des débris oxydés sur le comportement tribologique. Selon le type et les propriétés physicochimiques des oxydes formés, le frottement peut être amélioré ou dégradé. A haute température, l’activation des transformations chimiques rend ce phénomène potentiellement encore plus significatif.

### 1.3 Analyse qualitative et quantitative du fretting

Les travaux menés au cours de cette thèse approchent la problématique du contact en situation de fretting selon deux points de vue : une approche tribologique en ce qui concerne les endommagements des surfaces, et une approche mécanique vibratoire qui s’intéresse à la caractérisation de la capacité de dissipation d’énergie des interfaces de contact (donc leur potentiel d’amortissement des vibrations transmises dans un assemblage). Cette section présente une revue des principales méthodes d’analyse du phénomène de fretting.

### 1.3.1 Sélection de solutions palliatives au fretting

Les défis des études de fretting sont liés à la complexité des phénomènes et des transformations physico-chimiques mises en jeu entre deux surfaces frottantes et de la nature aléatoire et multi-échelle du phénomène de fatigue. La caractérisation du comportement en fretting d'une interface donnée et la comparaison de différentes solutions de protection demande un protocole lourd. La première approche formalisée a été celle des cartographies de fretting (*frettingmaps*). Cette représentation des régimes de fretting selon les conditions de fonctionnement sous forme de cartographies a été introduit par Vingsbo et Soderberg [18]. Il existe plusieurs types de cartographies différentes [105], généralement basées sur une représentation 2D (effort normal / pression de contact et déplacement relatif) couplée à une analyse du régime de fretting selon la forme des bûches et une analyse des endommagements après essai (fissuration, débris d'usure). Elles peuvent être réalisées par une série d'essais à déplacement variable (figure 1.20(a)) répétés pour différents niveaux de chargement [21] afin de réduire le nombre d'essais nécessaires.

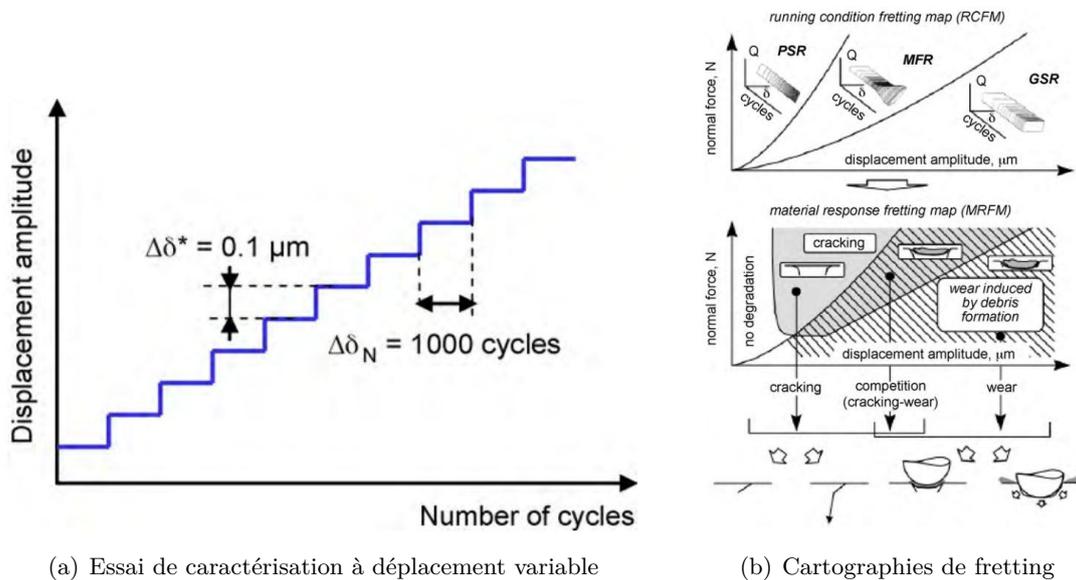


FIGURE 1.20 – Protocole d'essai [21] et cartographies de régimes de fretting (RCFM) et de réponse des matériaux (MRFM) [68]

On peut utiliser ces cartes pour déterminer des conditions d'essai reproduisant un régime de fretting voulu, ou pour identifier le régime causé par des conditions de fonctionnement estimées dans un système réel. Certains types d'essais demandent en effet de reproduire un mode de fretting, d'autres de laisser le système libre et de caractériser le mode de fretting provoqué par les conditions au contact. Le principal défaut des cartographies de fretting est leur dépendance au moyen d'essai utilisé et aux conditions expérimentales [50] [6] [105], comme de nombreux critères empiriques basés sur les résultats de campagnes d'essais sur machine. La transposition de ces résultats à des systèmes réels reste délicate. Il est de plus compliqué de comparer les résultats obtenus dans différentes publications. Plusieurs auteurs ont proposé des critères numériques représentatifs des différents régimes de fretting ainsi que du glissement réciproque, qui seront présentés par la suite.

Carton et al. ont introduit [106] et appliqué pour des substrats en acier [107] une base méthodo-

logique de sélection et de comparaison de revêtements pour des substrats métalliques (aciers). Elle se base sur la quantification des performances d'une configuration de contact selon quatre catégories : propriétés mécaniques de la surface, interactions revêtement-substrat, conditions de glissement au contact et réponse des matériaux. Kubiak et al. [108] ont plus tard présenté une synthèse de méthodologies pratiques pour la comparaison de solutions palliatives au fretting (figure 1.21). Ils identifient des critères quantitatifs sur trois domaines pilotant le fretting : le frottement, l'usure et la fissuration. L'objectif est encore une fois d'obtenir en un minimum d'essais simples une représentation quantitative de performance relative de différents revêtements par rapport à une configuration de référence.

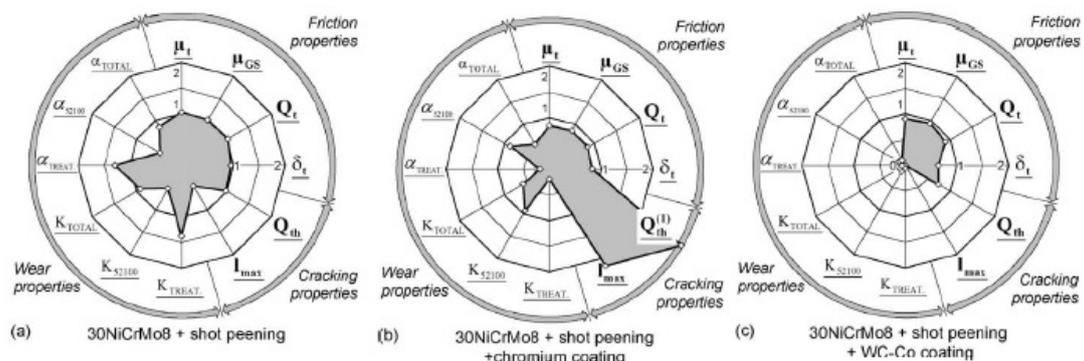


FIGURE 1.21 – Représentations normalisées des performances relatives de solutions palliatives proposées par Kubiak et al. [7]

Ces méthodes de caractérisation se basent sur une combinaison d'essais à débattement variable (augmentation progressive) ou fixe. Elles font appel à des caractérisations combinées du comportement orienté usure ou fatigue des interfaces, nécessitant des moyens d'essais différents. L'instrumentation spécifiquement conçue d'un tribomètre doit permettre d'acquérir (ou de déterminer) directement ou non - mais de façon fiable dans une gamme de fonctionnement donnée - certains paramètres qui vont servir à analyser et caractériser le comportement tribologique du couple de matériaux étudié. Certains autres des paramètres d'analyse vont nécessiter un post-traitement des mesures directes, voire la réalisation d'autres expertises (analyse de signal, surfométries, pesée, observations au microscope).

Cette partie a pour objectif de présenter la définition ainsi que les méthodes de détermination de ces paramètres. On propose de les classer selon les catégories suivantes :

- Paramètres cinématiques
- Paramètres énergétiques
- Paramètres de classification
- Paramètres d'endommagement

On peut encore faire une distinction entre des paramètres de base (paramètres d'entrée de l'essai ou réponse du système directement mesurée par des capteurs) et des paramètres nécessitant un post-traitement de ces signaux.

### 1.3.2 Paramètres cinématiques

#### Paramètres de base

Bien que les systèmes mécaniques soient soumis à des spectres complexes de sollicitations vibratoires, les essais de fretting sont généralement menés à fréquence fixe. La gamme utile de fréquence est fixée par le moyen d'essai d'un côté (modes propres, limite haute et basse dépendant de la conception du banc), et par le phénomène d'endommagement à reproduire de l'autre (limité par les propriétés des matériaux en contact). Pour des essais de fretting on peut considérer une plage utile de 0.1 à quelque centaines de Hz. La limite basse est généralement fixée par le système de sollicitation mécanique. La limite haute est régie par les limites intrinsèques aux comportements des matériaux (produit PV important, donc plus de glissement possible sans endommager sévèrement les surfaces). A haute fréquence on passe sur des phénomènes de fatigue pure. Si la fréquence des sollicitations en elle même ne semble pas avoir directement un effet sur le comportement en fretting des matériaux métalliques [48], les conséquences en terme de comportement dynamique jouent un rôle dans la réponse du système. A plus haute fréquence, de plus hautes énergies sont mises en jeu pour une même amplitude de déplacement. Les phénomènes thermiques sont également impactés.

La charge normale au contact fait partie des paramètres d'entrée du système tribologique. Elle est choisie en conjugaison avec la géométrie des éprouvettes (rayon de courbure, aire de contact apparente) pour obtenir une condition de pression de contact. Cet effort est généralement appliqué de façon statique au cours d'un essai (avec des masses marquées ou bien un système de traction avec capteur d'effort). Certains travaux récents analysent l'effet d'une variation cyclique sur le comportement en fretting usure.

#### Boucles et bûches de fretting

L'étude du phénomène de fretting est indissociable de l'analyse qualitative et quantitative des boucles et bûches de fretting (*fretting loops / logs*). Cette représentation de l'effort tangentiel transmis au contact en fonction du déplacement relatif entre les interfaces, et de son évolution en fonction du cumul du nombre de cycles de sollicitation présente des caractéristiques qui ont été largement étudiées.

Trois formes de base typiques des modes de fretting se retrouvent : une droite (boucle fermée) typique d'un régime de collage, une forme quasi-rectangulaire typique du glissement global, et une forme d'aspect elliptique aux extrémités aiguës associée au glissement partiel. Dans ce régime de glissement partiel, on observe un comportement de ressort tendant à s'assouplir (*softening spring*), au fur et à mesure qu'un nombre croissant d'aspérités en contact entre en glissement total [53]. Le cas du glissement global est analysé comme une combinaison d'une contribution de type glissement partiel (lors du début de la phase de chargement puis de déchargement) avec une phase de glissement caractérisée par un effort tangentiel constant. Les premières études sur le fretting ont essentiellement porté sur des contacts vérifiant les hypothèses de Mindlin (contact bille sur plan, très faible rugosité) afin de pouvoir confronter les résultats expérimentaux aux théories de contact élastique. Très récemment, Hintikka et al. [109] [110] ont étudié un régime particulier de glissement global, qui se caractérise par un frottement non-Coulombien. Ils associent ce comportement à des interactions entre les profils endommagés des surfaces, dans

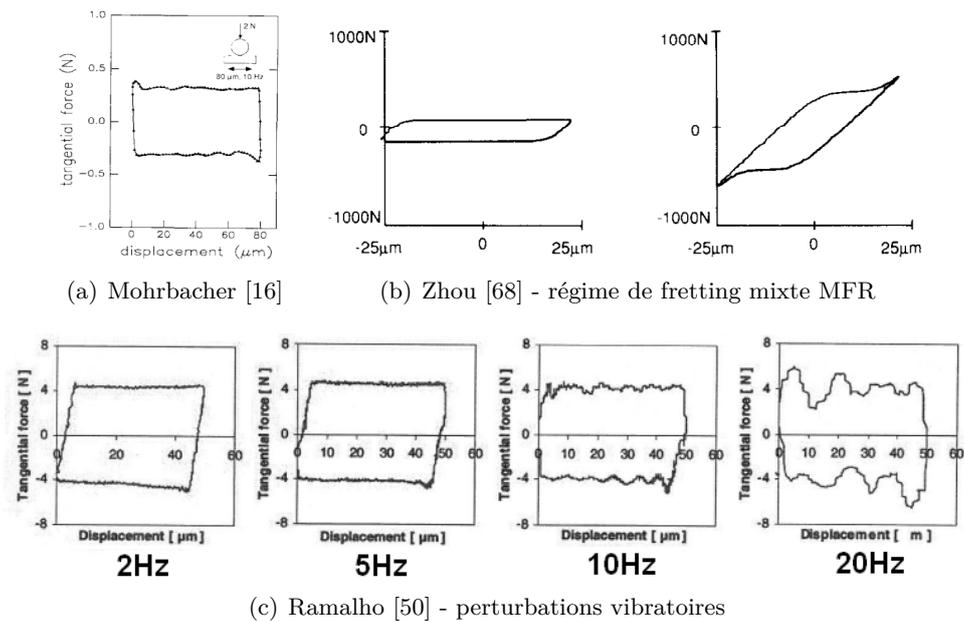


FIGURE 1.22 – Résultats expérimentaux de formes de cycles de fretting en régime de glissement global

des conditions qui ne génèrent pas suffisamment de contraintes pour arracher les aspérités. Ce régime se situe dans la zone de transition entre glissement partiel et global.

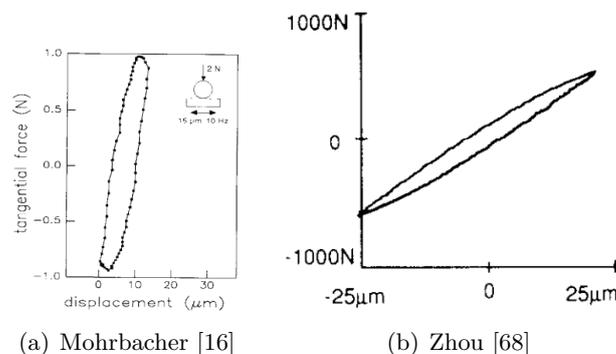


FIGURE 1.23 – Résultats expérimentaux de formes de cycles de fretting en régime de glissement partiel

La confirmation expérimentale de ces formes de cycles de fretting est complexe car de multiples paramètres entrent en jeu. Deux principales causes sont les imperfections des surfaces et matériaux par rapport aux hypothèses de la théorie du contact, et surtout les performances dynamiques et métrologiques du moyen d'essai. Les figures 1.22 et 1.23 présentent quelques formes de boucles de fretting typiques en glissement partiel ou global obtenues expérimentalement dans la littérature. L'analyse des bûches doit se faire dans une gamme de fonctionnement valide du tribomètre. Certains phénomènes parasites causés par la réponse vibratoire de l'assemblage mécanique peut donner des formes de signaux semblables à des comportements tribologiques de

interfaces. La figure 1.22(c) illustre en quoi un mode propre du bras de chargement peut donner l'illusion d'un pic de frottement statique dès 10 Hz [50].

Une variante (figure 1.24) représentant l'effort tangentiel (ou le rapport  $F_T/F_N$ ) en fonction de la vitesse relative des interfaces permet de mettre plus facilement en évidence le frottement statique et dynamique [111]. Cette représentation est particulièrement utile pour l'étude de matériaux présentant des propriétés visco-élastiques.

Ces représentations sont la base des post-traitements des études de fretting. Ils permettent d'identifier les efforts, déplacements, raideurs et énergies permettant de quantifier la réponse de l'interface.

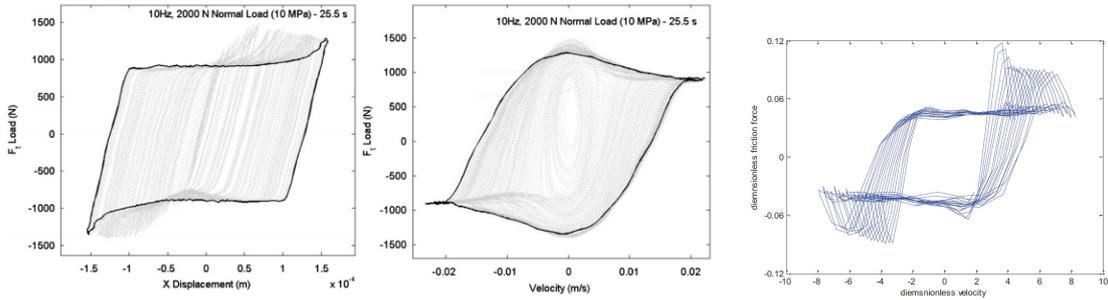


FIGURE 1.24 – Représentation effort-déplacement et effort-vitesse pour un même essai de fretting [111] [112]

### Déplacement relatif

Ce paramètre décrit le mouvement relatif entre les surfaces en contact. Il peut être libre ou imposé par un dispositif de pilotage (signal sinusoïdal à amplitude contrôlée).

Des études [113] [44] ont montré qu'il est indispensable de tenir compte de la raideur du banc d'essai. On exprime (equation 1.3) le déplacement mesuré au contact ( $\delta_r$  - recorded) comme la somme entre le déplacement relatif réel entre les surfaces ( $\delta$ ) et le déplacement d'accommodation  $\delta_b$  - bench dû aux déformations élastiques des chaînes mécaniques de la machine (chargement, transmission des efforts aux capteurs, fixation des échantillons). Ce déplacement se définit à partir de l'effort tangentiel instantané et la raideur  $K_b$  (ou compliance  $C_b = 1/K_b$ ) du banc d'essai qui doit être caractérisée.

$$\delta_r = \delta + \delta_b = \delta + \frac{Q^*}{K_b} \tag{1.3}$$

L'amplitude maximale du déplacement relatif  $\delta^*$  (ou  $A_D$  selon les auteurs) est la grandeur qui est imposée dans le cas d'un essai en boucle fermée. L'analyse des bûches de fretting et la mise en relation avec l'observation de surfaces endommagées a conduit à la définition de  $\delta_g$ , ou déplacement résiduel à effort tangentiel nul (qui semble indépendant de la raideur du moyen d'essai [113]). Il s'agit de l'amplitude maximale de glissement réelle à l'interface.

Lorsque l'on somme l'amplitude de glissement  $\delta_g$  (ou  $A_s$  selon les auteurs) sur l'ensemble des N cycles de l'essai (equation 1.4), on obtient la distance de glissement réciproque cumulée  $S_d$  (ou ARSD - Accumulated reciprocal sliding distance). Cette grandeur est fondamentale pour

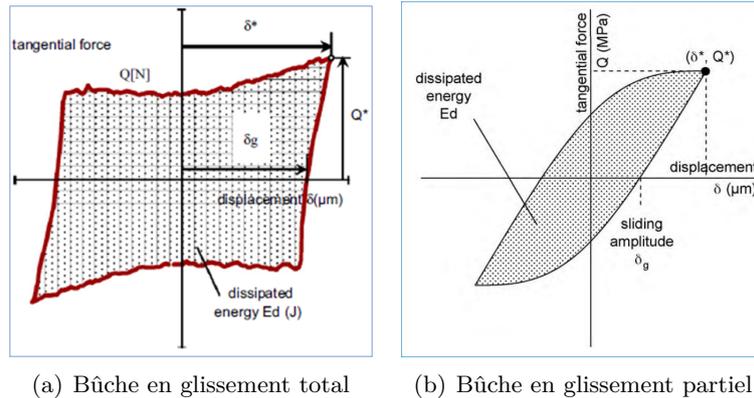


FIGURE 1.25 – Paramètres analysés à partir d’une bûche de fretting en régime de glissement total (a) et en glissement partiel (b)

l’analyse comparative de l’usure et des endommagements entre différentes configurations d’essais (conditions expérimentales ou matériaux) en utilisant ce cumul de distance de glissement comme abscisse de référence à la place du nombre de cycles. En effet pour une même amplitude de déplacement relatif  $\delta$ , le glissement réel  $\delta_g$  dépend de la configuration d’essai et de la réponse des interfaces, et peut évoluer en cours d’essai suite aux endommagements.

$$S_d = \sum_{i=1}^N \delta_{g(i)} \quad (1.4)$$

Dans le cadre d’essais à débattement variable on cherche à caractériser les seuils de transition entre les régimes de fretting. En analysant la forme des bûches obtenues selon l’évolution des conditions d’essai on peut définir un déplacement seuil de transition  $\delta_t$  entre glissement partiel et glissement global.

### Effort tangentiel

La combinaison de l’effort normal et du mouvement relatif imposé au système tribologique à une fréquence donnée résulte en la génération d’un effort de tangentiel au niveau de l’interface de contact. L’étude de cet effort tangentiel se divise en deux phases de fonctionnement. Dans la phase de chargement ou glissement partiel, au cours de laquelle il dépend du déplacement relatif de façon linéaire ou non. Lors de la phase de glissement total sa valeur est idéalement constante et indépendante du déplacement. On définit alors le coefficient de frottement. Les travaux de Bowden et Tabor [114] [115] dans les années 50 ont relié ce "frottement" à des phénomènes d’adhésion au niveau des points de contacts entre les surfaces. L’effort tangentiel  $Q$  nécessaire pour rompre ces liaisons s’exprime en fonction de l’aire de contact réelle  $A_r$  et de la résistance au cisaillement  $\tau$ , menant à une première formulation du coefficient de frottement en condition de glissement total :

$$\mu = \frac{Q}{N} = \frac{A_r * \tau}{N} = \frac{\tau}{P} \quad (1.5)$$

avec  $N$  l’effort normal au contact et  $P$  la pression de contact.

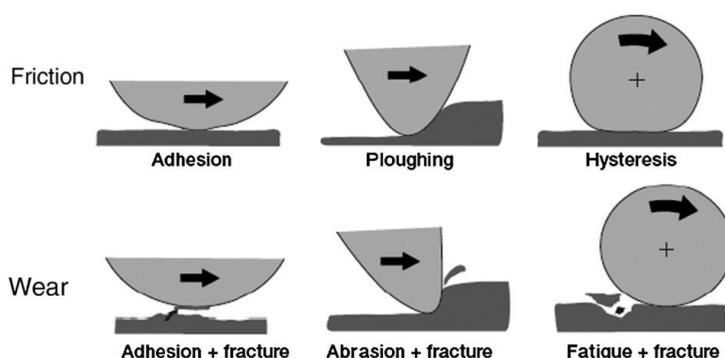


FIGURE 1.26 – Composantes physiques à l’origine de l’effort tangentiel et des endommagements au contact [116]

Cet équilibre entre résistance au cisaillement et surface réelle de contact est satisfait de façon différente selon les duretés et affinités relatives entre substrats et revêtements. Pour une prise en compte plus complète de la physique des contacts frottants concernés par nos travaux, il faut prendre en compte trois phénomènes principaux [70] [116] présentés dans la figure 1.26 :

- une composante abrasive (friction ou labourage des aspérités ou débris), dépendant des propriétés mécaniques des surfaces frottantes, mais également de leur rugosité et de la géométrie des débris.
- une composante adhésive (rupture des interactions aux points de contact), pilotée en plus par par la réactivité chimique des interfaces.
- une composante de cisaillement (écoulement plastique ou visqueux de la matière des aspérités, du troisième corps ou d’un film de transfert ou tribofilm), qui va être liée aux conditions de chargement au contact (pression, surface) et propriétés rhéologiques des couches.

Comme pour la mesure du déplacement, la qualité de la chaîne mécanique entre le capteur et l’interface frottante est fondamentale pour la fiabilité des résultats.

On définit également l’amplitude maximale de l’effort tangentiel au moment du changement de direction du mouvement  $Q^*$  (voir fig. 1.25). Il n’y a pas d’ambiguïté de définition pour les régimes de collage ou de glissement partiel. Dans le cas du glissement global cependant, des irrégularités du palier de frottement peuvent donner des efforts localement supérieurs.

La notion de coefficient de frottement en fretting est délicate dans le cas des régimes de glissement partiel. En glissement global, on définit sans équivoque un coefficient de frottement dynamique. En glissement partiel, l’hypothèse forte souvent utilisée est que le coefficient de frottement dans les zones de glissement est équivalent au coefficient de frottement global [21]. La détermination plus rigoureuse de ce frottement local est encore un sujet d’étude.

## Raideur de contact

La raideur de contact joue un rôle important dans la réponse vibratoire des systèmes mécaniques (modes propres et amortissement). On l’étudie selon deux directions :

- la raideur normale, associée au comportement de la surface sous l’effet du chargement normal, qui est généralement statique dans les tribomètres classiques, mais peut être

dynamique dans les assemblages selon la cinématique et l'environnement vibratoire auxquels ils sont soumis,

- la raideur tangentielle, liée à la réponse de l'interface aux sollicitations tangentielles (déplacement relatif ou effort imposé).

La raideur tangentielle est définie comme étant la pente de la courbe d'hystérésis. Une première approximation souvent utilisée dans les modèles en dynamique des structures considère cette raideur comme linéaire, en approximant sa valeur à celle de la pente initiale lors du changement de direction du mouvement [20]. L'hypothèse faite dans ce cas est que le micro-glissement au contact est permis par des déformations purement élastiques des aspérités adhérentes.

A partir de l'analyse géométrique d'une bûche de fretting caractéristique, Varenberg et al. [117] établissent une expression de la raideur tangentielle de contact  $K$  (qu'ils notent  $S_c$ ) à partir des efforts et déplacements. Il s'agit ici de la raideur combinée du contact et du moyen d'essai.

$$K = \frac{Q^*}{\delta^* - \delta_g} \quad (1.6)$$

Des méthodes locales basées sur l'utilisation d'un seul [20] ou de deux capteurs [49] visant deux points à proximité du contact ou bien à partir de corrélation d'image [44] permettent une définition plus précise de la raideur de contact. Selon la position des points de mesure relative du déplacement (comme illustré figure 1.27(b)), la raideur de contact mesurée varie de façon non négligeable. Les phénomènes de rotation du plan de contact (qu'ils nomment erreur de parallaxe) sont principalement en cause. Un protocole d'essai avec une série de mesures en plusieurs points a servi à déterminer le mouvement de corps rigide des échantillons, et donc d'estimer la raideur de contact. Ce type de démarche nécessite un système de mesure pouvant être déplacé, et est inapplicable dans le cas usuel où le déplacement relatif est uniquement mesuré par un capteur à position fixe.

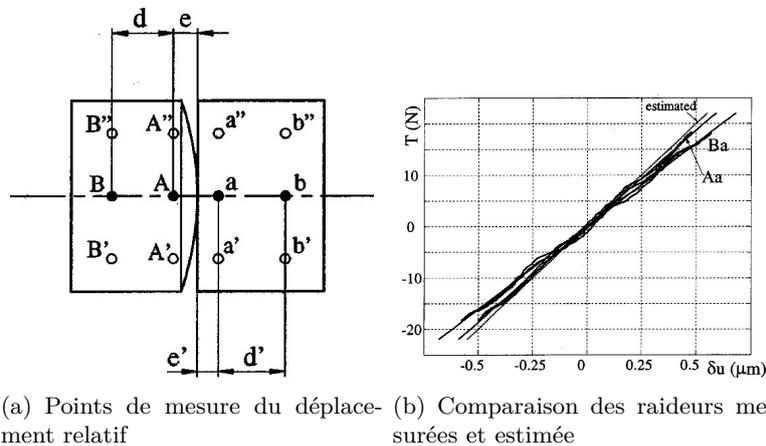


FIGURE 1.27 – Estimation de la raideur de contact en déterminant le mouvement de corps rigide des échantillons en utilisant plusieurs points de mesure [20]

Des précautions au niveau du choix des éprouvettes et des conditions d'essai sont également à prendre pour s'affranchir de l'effet de l'endommagement. La définition de la raideur de l'interface de contact par rapport à la rigidité de la masse du substrat est encore un point délicat.

A moins de disposer de multiples capteurs de déplacement, on ne peut appliquer cette méthode d'estimation précise de la raideur de contact dans un protocole d'essai standard. Une méthode

de caractérisation de la raideur du moyen d'essai à partir de cas classiques de contacts hertziens est proposée par Fouvry et al. [113].

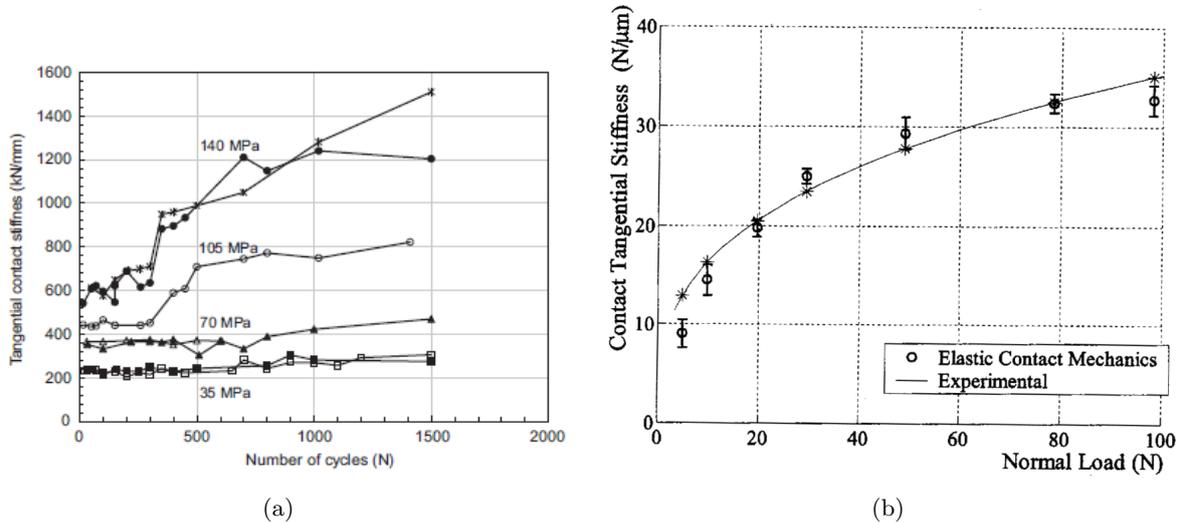


FIGURE 1.28 – a) Evolution de la raideur de contact en fonction du cumul d'endommagement pour différents niveau de pression dans le cas d'un contact plan sur plan [44] b) Evolution de la raideur en fonction de la charge normale [20]

L'accommodation élastique  $C_s$  du moyen d'essai (*system compliance*) est déduite du déplacement mesuré  $\delta_r$  et du déplacement théorique  $\delta$  calculé selon Mindlin dans les conditions expérimentales choisies très proches du collage. Les auteurs trouvent des raideurs de contact du même ordre de grandeur que la raideur du système mécanique, ce qui appuie l'importance de caractériser le moyen d'essais au cours du protocole expérimental. Chaudhry et al. [46] ont caractérisé leur moyen d'essais en bloquant le contact à l'aide d'une pièce "pion-piste" monobloc. Ils ont également introduit un concept de raideur délibérément maîtrisée afin de satisfaire des contraintes métrologiques.

Kartal et al. [44] ont démontré une augmentation de la raideur tangentielle avec l'endommagement uniquement au dessus d'un certain seuil de chargement normal (figure 1.28(a)). La raideur semble rester constante au cours des essais à des pressions plus faibles. A un instant donné de la vie d'une interface (hors phénomènes d'endommagement), il existe une relation non-linéaire entre la raideur et la pression de contact normale [20] (figure 1.28(b)). Ce comportement est relativement bien décrit par les formules théoriques de la mécanique des contacts élastiques.

### 1.3.3 Paramètres énergétiques

L'exploitation d'approches énergétiques pour interpréter le comportement des interfaces est utilisée de façon généralisée, que ce soit pour décrire des phénomènes de type fatigue ou usure. Des études [54] ont démontré les excellentes performances de ces approches dans le cas de sollicitations de fretting complexes .

Le premier paramètre énergétique historiquement utilisé pour décrire les sollicitations d'une interface glissante est la puissance spécifique (puissance par unité de surface)  $PV$  (produit de la pression de contact par la vitesse de glissement) ou plus récemment la puissance spécifique

dissipée  $\mu PV$  (prise en compte de la composante tangentielle de l'effort avec l'introduction du coefficient de frottement). Les matériaux métalliques usuels atteignent leur limites en contact sec au delà d'un produit PV supérieur à  $1 W/mm^2$  (endommagements sévères et souvent critiques vis à vis des fonctions assurées par l'interface). Des limites beaucoup plus importantes peuvent être atteintes dans le cas de régimes de lubrification ou de l'utilisation de lubrifiants solides. Plus spécifiquement au fretting, Fillipi [20] a présenté un bref état de l'art des travaux d'étude des cycles d'hystérésis dans des contacts soumis à des sollicitations de très faible amplitude. Le suivi des cycles d'hystérésis dans des contacts soumis à des sollicitations cycliques remonte aux années 1950 avec les travaux expérimentaux et théoriques de Mindlin et al. [19], ou encore Cattaneo [118]. La figure 1.29 illustre l'énergie totale apportée au système  $W_t$  (ou  $E_t$ ) et l'énergie dissipée  $W_d$  (ou  $E_d$ ) au sein du contact (l'aire à l'intérieur de la courbe d'hystérésis) et l'énergie de restitution élastique  $W_e$  associée au comportement combiné des matériaux du contact, de la chaîne mécanique et métrologique du moyen d'essai. On définit également une énergie  $E_{dg}$  qui est indépendante du moyen d'essai. Il s'agit du parallélogramme dont les bords inclinés sont tangents à la raideur à l'origine au changement de signe dans lequel le cycle de fretting s'inscrit. On trouve également une définition de l'énergie potentielle comme l'aire sous la courbe d'hystérésis [119].

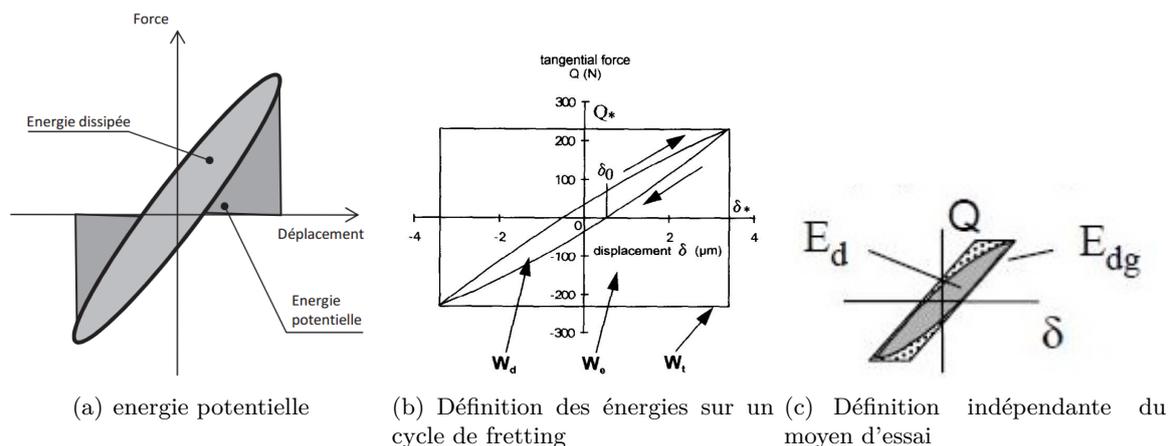


FIGURE 1.29 – Définition de différents énergies mises en jeu dans un cycle de fretting [113] [119].

Cette illustration ne prend pas en compte les raideurs de contact et du moyen d'essai. Entre ces énergies on a la relation suivante :

$$W_t = W_e + W_d \quad (1.7)$$

Le suivi et le cumul de cette énergie dissipée par frottement permet d'étudier sa dépendance aux paramètres d'essai et son évolution associée aux endommagements des surfaces. Tous les travaux montrent une dépendance non linéaire entre l'énergie dissipée et les différents paramètres d'entrée des systèmes tribologiques étudiés (chargement normal, tangential, déplacement relatif). Dans le cadre de contact ponctuels sphère sur plan, une première relation découle des descriptions théoriques de Mindlin et Cattaneo, et prédit une dépendance cubique entre le déplacement relatif et l'énergie dissipée pour des déplacement de très faible amplitude, soit pour les régimes de glissement partiel. Cependant Mindlin a mesuré expérimentalement une dépendance quadratique. Plusieurs travaux expérimentaux ont également mis en évidence un rapport de

proportionnalité entre cette énergie dissipée et le carré de l'effort tangentiel appliqué.

D'autres paramètres liés aux énergies se retrouvent dans la littérature. La loi d'Archard relie le phénomène d'usure en glissement réciproque à la distance de glissement et l'effort normal appliqué. Le post-traitement des paramètres de déplacement et d'effort acquis durant un essai de fretting permettent de calculer pour chaque cycle de fretting le travail d'Archard  $W$  défini par la relation suivante :

$$W = P\delta_g \tag{1.8a}$$

$$\sum W = \sum_{i=1}^N W(i) = \sum_{i=1}^N P(i)\delta_g(i) \tag{1.8b}$$

De la même façon que pour la loi d'usure, on peut rapporter ce critère à l'effort tangentiel en le multipliant par le coefficient de frottement.

En régime global, le palier de glissement est rarement parfaitement horizontal. Pour déterminer le coefficient de frottement moyen Liskiewicz [54] introduit un coefficient de frottement énergétique défini de la façon suivante :

$$\mu_e = \frac{E_d}{4P\delta_g} \tag{1.9}$$

Cette identification énergétique permet de déterminer un coefficient de frottement équivalent correspondant à un cycle parfait dissipant autant d'énergie que le cycle réel dans le cas où celui-ci présente une forme irrégulière (figure 1.30). Cette définition n'est pas valable pour les régimes de glissement partiel ou de collage.

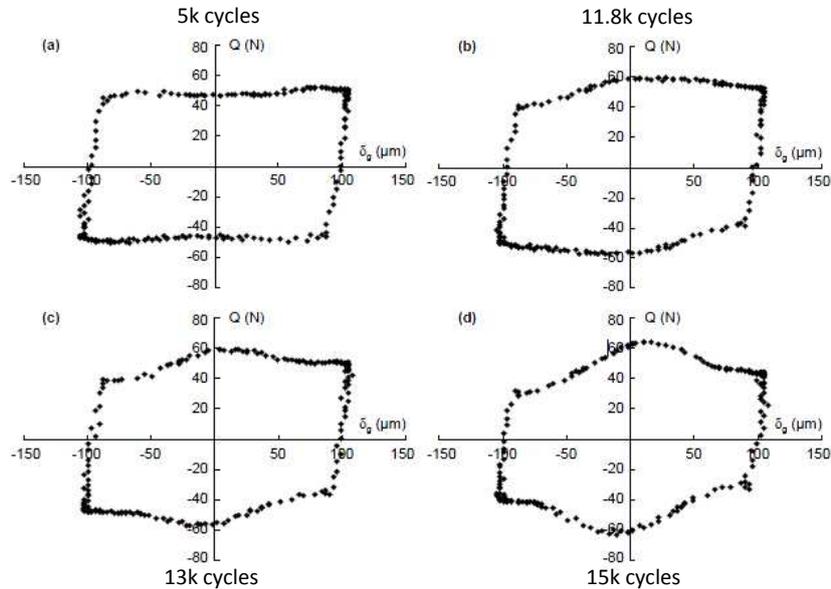


FIGURE 1.30 – Déformation des cycles de fretting en régime de glissement global avec la dégradation progressive du revêtement [54].

### 1.3.4 Critères de classification des régimes de fretting

L'accès à une mesure continue et de plus en plus précise des paramètres d'essai a permis de compléter l'approche de classification qualitative par cartographie de fretting. Alors que les données de celles-ci sont construites à partir d'un grand nombre d'essais, le développement de critères quantitatifs dont l'évolution peut se suivre à chaque cycle a permis de réduire la lourdeur des protocoles expérimentaux.

#### Critères quantitatifs

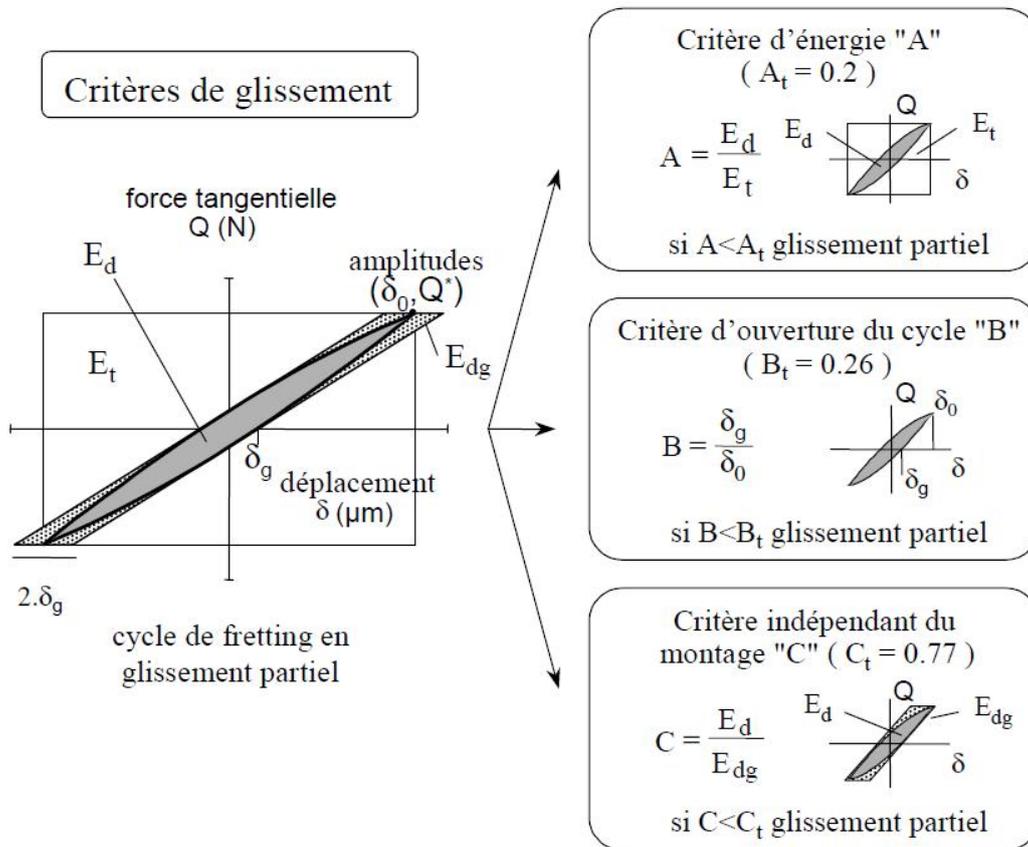


FIGURE 1.31 – Définition de trois critères quantitatifs de caractérisation du mode de fretting [7] : deux critères énergétiques (A et C) et un critère d'ouverture de cycle

Introduit d'abord par Mohrbacher et al. puis repris par Fouvry et al. [113] [22] le rapport d'énergie A (*energy ratio*) est défini comme le rapport de l'énergie dissipée  $W_d$  sur l'énergie totale  $W_t$  :

$$A = \frac{W_d}{W_t} \quad (1.10)$$

Le développement des équations analytiques du cas d'un contact bille sur plan satisfaisant aux hypothèses de Mindlin a mis en évidence une valeur de transition  $A_t=0.2$  telle que si  $A < A_t$ , le système est en glissement partiel. La validité de cette relation a été vérifiée dans le cas théorique

de glissement partiel et de glissement global.

Le paramètre B (selon la figure 1.31) correspondant à un critère d'ouverture de cycle a aussi été défini. Il s'agit du rapport entre le déplacement relatif résiduel à effort tangentiel nul (équivalent à la distance de glissement effective) et l'amplitude maximale du déplacement relatif. Ce rapport a été originellement introduite par Sandstrom et al. [120]. Lorsque ce paramètre tend vers 0 le contact évolue vers une situation de collage, et lorsqu'il tend vers 1 vers une situation de glissement réciproque. Une étude analytique basée sur le cas d'un contact bille sur plan selon les hypothèses de Mindlin a établi une valeur de transition  $s_t \approx 0.26$  entre glissement partiel et glissement global (avec la notation  $D$  et  $D_t$  au lieu de  $s$ ).

$$B = \frac{\delta_g}{\delta^*} \quad (1.11)$$

Ces deux premiers paramètres A et B ainsi que les seuils de transition associés ne sont cependant pertinents que lorsqu'on mesure la souplesse (ou la raideur) du système mécanique afin de corriger la mesure du déplacement réel au contact.

Un troisième paramètre C indépendant du moyen d'essai a donc été défini à partir du slip ratio et du paramètre énergétique précédent selon la relation suivante :

$$C = \frac{W_d}{W_{dg}} = \frac{W_d}{4Q^*\delta_0} \quad (1.12)$$

De la même façon une valeur de transition  $C_t=0.77$  a été établie analytiquement. Par définition, ce critère est sensé être indépendant de la raideur du contact et du montage. En raison de la grande proximité des valeurs d'énergie à déterminer, il nécessite un soin particulier pour la qualité de l'acquisition des paramètres d'effort et déplacement relatif afin d'éviter une trop grande dispersion des résultats. Il est donc tributaire de la conception du banc d'essai. Alors que tous ces critères ont été initialement développés pour ces contacts ponctuels, des travaux plus récents [21] ont expérimentalement confirmé la validité des seuils de transition à des contacts de type cylindre/plan.

### Critères différentiels

Deux autres critères ont également été proposés, basés sur l'étude de la dérivée seconde de l'effort tangentiel ou de l'énergie. On définit le seuil de transition glissement partiel / glissement global comme étant le maximum de la dérivée seconde de l'énergie ou de l'effort tangentiel maximal :

$$\delta_t = \delta(\max \frac{d^2 Q^*}{d\delta^{*2}}) \quad (1.13a)$$

$$\delta_t = \delta(\max \frac{d^2 W_d}{d\delta^{*2}}) \quad (1.13b)$$

Ces critères sont compliqués à mesurer car la double dérivation amplifie la dispersion des variables mesurées. Une approximation par les moindres carrés des courbes est nécessaire pour obtenir des courbes exploitables (voir figure 1.32). Malgré cette mise en place lourde, ce type de critère peut permettre un suivi dynamique de l'évolution des conditions de glissement.

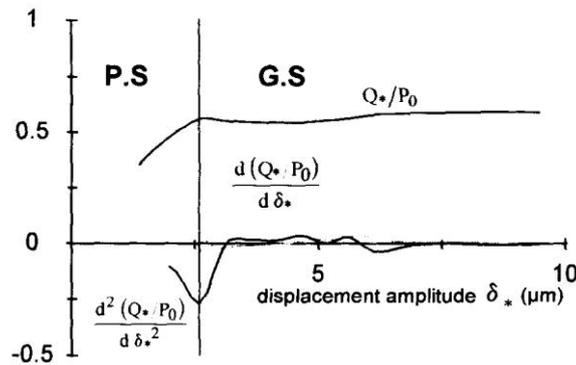


FIGURE 1.32 – Critère différentiel de classification des régimes de fretting [113]

### Proportion de glissement global au cours d'un essai

Ce critère noté %GS a été établi [21] dans le cadre de l'étude du régime mixte de fretting (MFR) où une compétition entre glissement partiel et glissement global se déroule (régime de glissement non stabilisé). Des études montrent que la nucléation et la propagation de fissure peut être amplifiée par les phénomènes d'usure combinés, alors que les pertes de matières sont négligeables dans ces conditions de glissement partiel. L'historique des sollicitations de fretting vue par le contact joue un rôle important dans l'analyse des endommagements. Ce critère est défini comme la proportion de cycles en glissement global - $N_{GS}$  par rapport au nombre de cycles total  $N$  :

$$\%GS = \frac{N_{GS}}{N} \quad (1.14)$$

La détermination de  $N_{GS}$  se base sur l'utilisation des critères de classification définis précédemment. Le %GS s'avère être adapté pour détecter à la fois la transition PSR - MFR et MFR - GSR comme illustré figure 1.33(a), alors que le suivi de  $f = \frac{Q^*}{N}$  et du critère A ne permet pas de distinguer la seconde transition.

La mise en relation expérimentale par des essais à amplitude variable du volume usé, du cumul d'énergie dissipée du travail d'Archard et du critère %GS a permis de mettre en évidence un effet de seuil dans le domaine de fretting mixte. L'usure ne commence que lorsque ce seuil ( $W_{th}$ ,  $E_{d_{th}}$  ou  $\%GS_{W_{th}}$ ) est dépassé. Les auteurs interprètent ce seuil en considérant le comportement de troisième corps des débris d'usure. Une amplitude de glissement suffisante doit être atteinte pour activer l'éjection de ceux-ci hors du contact, et donc une évolution linéaire du volume usé. De la même façon, une mise en relation de ce critère avec la propagation de fissures a permis d'identifier un seuil de %GS à partir duquel la longueur maximale des fissures a atteint un maximum, et décroît par la suite au fur et à mesure que les phénomènes d'usure s'activent.

### Slip index / slip ratio

Varenberg et al. ont introduit un critère quantitatif basé sur une analyse dimensionnelle des paramètres qui gouvernent les conditions de glissement. L'applicabilité de ce critère à différentes échelles et systèmes tribologiques a été vérifiée expérimentalement sur deux tribomètres [6] (l'un

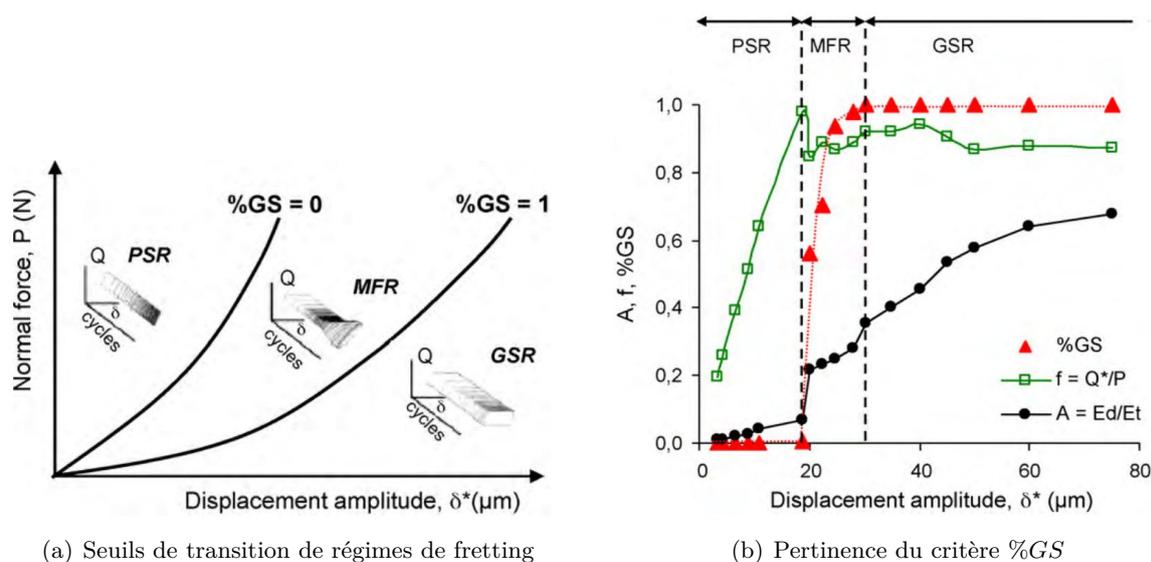


FIGURE 1.33 – Classification des régimes de fretting selon la proportion de glissement global (Gross Slip) et pertinence de l’utilisation de ce paramètre par rapport au rapport effort tangentiel sur effort normal et au critère A [21]

à échelle nanométrique, l’autre à échelle micrométrique), avant qu’une analyse théorique plus poussée mène les auteurs à valider cette approche pour n’importe quel système en situation de fretting [117].

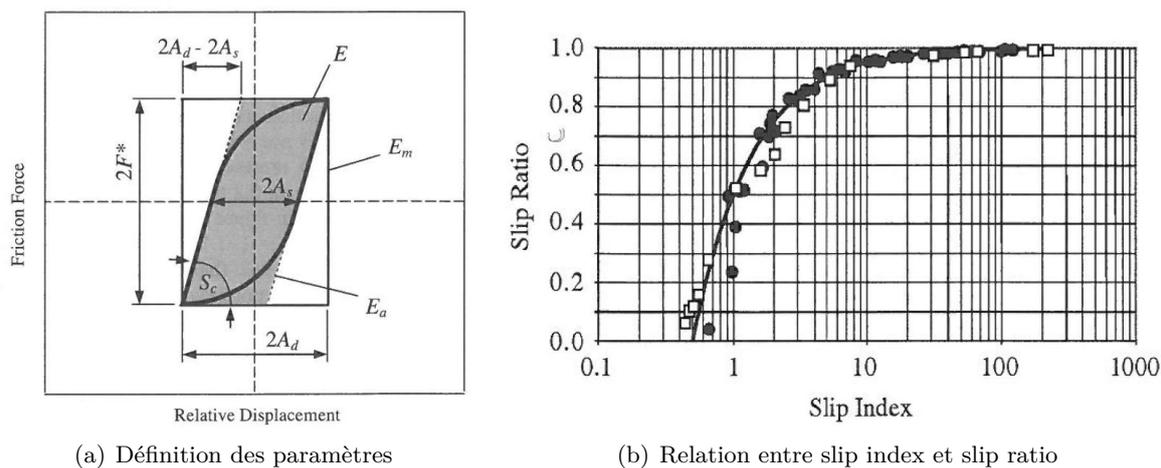


FIGURE 1.34 – a) Description des paramètres du slip index et slip ratio. b) Relation expérimentale pour deux échelles de travail (nano et micro) entre slip index et slip ratio.

Cette approche s’appuie d’abord sur une description du glissement selon le slip ratio défini par l’équation 1.15a et la figure 1.34(a), identique au paramètre B défini précédemment. L’analyse dimensionnelle de ce ratio a permis la formulation d’un paramètre adimensionné, le slip index

1.15b.

$$s = \frac{A_s}{A_d} = \frac{\delta_0}{\delta^*} = B \quad (1.15a)$$

$$\delta = \frac{A_d \cdot S_c}{N} \quad (1.15b)$$

$$s = 1 - \frac{1}{2 \cdot \delta} \quad (1.15c)$$

Deux systèmes tribologiques ayant le même slip ratio se trouvent dans le même mode de glissement (collage, partiel, global ou réciproque). Les auteurs ont également établi une relation expérimentale pour  $\delta > 0.5$  entre slip ratio et slip index (figure 1.34(b) et équation 1.15c). Bien qu'ayant été réalisés à deux échelles différentes (facteur 100 entre les deux amplitudes de glissement) et sur deux tribomètres différents, les comportements sont fortement similaires.

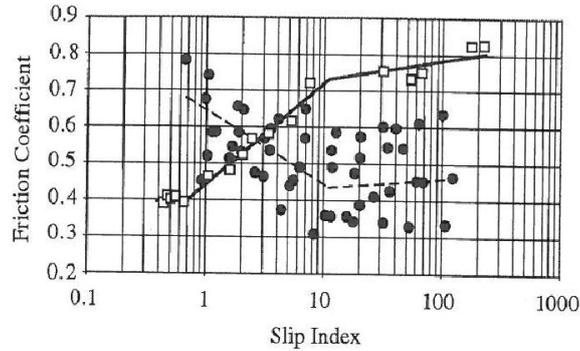


FIGURE 1.35 – Evolution du coefficient de frottement en fonction du slip index.

L'analyse plus poussée des relations entre slip index et les paramètres d'endommagement et de frottement a abouti au graphe présenté figure 1.35. L'identification de trois pentes distinctes sur les résultats du banc de fretting conventionnel a mené à proposer un remplacement des cartographies de fretting par un critère numérique :

- $0.5 < \delta < 0.6$  = glissement partiel
- $0.6 < \delta < 10$  = glissement global
- $11 < \delta$  = glissement réciproque

Les très faibles amplitudes de glissement à la frontière avec le domaine de collage restent encore un domaine à explorer. La prolongation de l'analyse théorique du slip index a également abouti à une formulation plus générale :

$$s = 1 - \frac{\mu^*}{\delta} \quad (1.16a)$$

$$\delta^* = \frac{\delta}{\mu^*} \quad (1.16b)$$

avec  $\mu^*$  un coefficient de frottement "instantané" défini à partir du rapport de l'effort tangentiel  $F^*$  à la décharge sur l'effort normal  $N$ . Une comparaison expérimentale avec la formulation simplifiée a permis de valider l'utilisation celle-ci comme critère de classification des régimes de fretting.

Varenberg [117] propose également une formulation énergétique du slip index défini précédemment à partir d'une approximation de l'énergie mécanique dissipée  $E_a$  et maximale  $E_m$ .

$$2\delta = \frac{E_m}{E_m - E_a} \quad (1.17)$$

### 1.3.5 Paramètres d'endommagement

La détermination de critères quantitatifs de classification permet d'identifier plus précisément les conditions de glissement et les régimes de fretting associés. Cette première étape d'identification permet d'orienter l'analyse des endommagements vers les méthodes adaptées aux phénomènes rencontrés : fissuration ou usure.

Dans un système tribologique en régime de lubrification totale, il n'y a aucun contact entre les interfaces des matériaux, et aucun endommagement en régime établi. Les phases de transition (démarrage et arrêt du mouvement) sont le siège des endommagements car le système se retrouve alors en régime de lubrification limite. En revanche la mise en mouvement forcée de deux interface en contact sec met en jeu des phénomènes qui occasionnent des endommagements irréversibles dans toutes les phases de fonctionnement. Des endommagements en condition de fretting peuvent être causés par de la fatigue de contact (surfacique ou volumique), de l'adhésion, des déformations plastiques ou de l'abrasion. Afin de comparer différentes solutions tribologiques et de quantifier leurs performances au cours de campagnes d'essais, la définition de paramètres d'endommagement est nécessaire. Certains sont mesurés lors d'une analyse qualitative et quantitative des surfaces usées, d'autres à partir de calculs analytiques ou numériques.

### Taux d'usure

Le volume total usé lors d'un essai provient de deux sources : l'usure du pion et l'usure de la piste. La corrélation avec des critères énergétiques nécessite de prendre en compte la somme de ces deux contributions pour définir un volume total usé  $V$ . La détermination de ce paramètre se fait généralement par analyse de surfométries complètes des traces d'usure, avec éventuelle comparaison avec une surfométrie réalisée avant essai dans le cas de la petite surface cinématique (PSC). En effet, celle-ci étant entièrement en permanence en contact au niveau de l'interface, il n'existe plus de face de référence. Les bords intacts de la grande surface cinématique (GSC) sont utilisées pour ça. Ce taux s'exprime couramment (loi d'Archard) de la façon suivante :

$$U_c = \frac{V}{D_0 P} \quad (1.18)$$

Avec  $V$  le volume total usé,  $D_0$  la distance de glissement cumulée et  $P$  la charge normale.

L'établissement de lois d'usure se fait généralement par l'analyse d'essais en glissement global ou réciproque (hors cadre du fretting). Des travaux [21] ont mis en évidence un comportement particulier pour le régime de fretting mixte (compétition glissement partiel / glissement global), mettant en jeu des phénomènes d'usure particuliers (associés au flux de débris dans et hors du contact) et nécessitant le développement de modèles d'usure spécifique. Liskiewicz [54] a également mis en évidence le domaine de validité de l'hypothèse de la relation entre la dureté des interfaces et leur résistance à l'usure. Plus une surface est dure, meilleure doit être sa résistance.

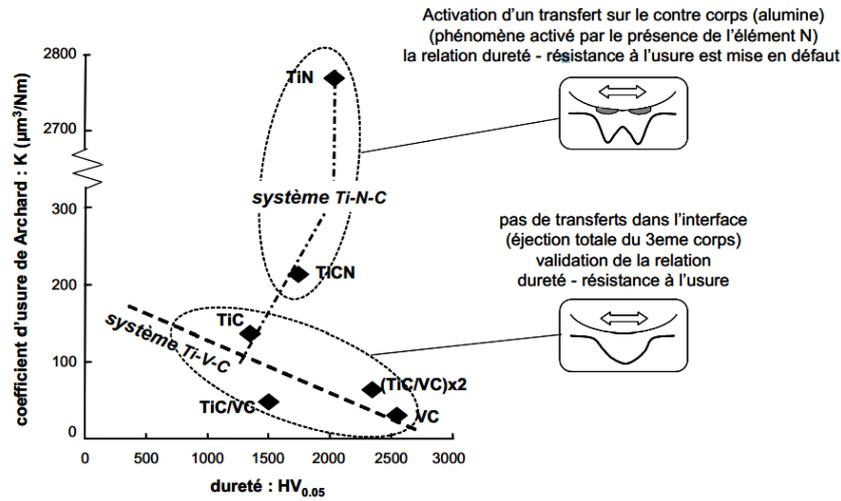


FIGURE 1.36 – Corrélation entre résistance à l’usure et dureté de l’interface [54]

Cette hypothèse est cependant mise en défaut dans le cas où des phénomènes d’adhésion sont activés (figure 1.36).

La détermination expérimentale de ce taux d’usure passe par la détermination du volume usé en fin d’essai. La méthode élémentaire consiste à mesurer la perte de masse des échantillons, après avoir éliminé un maximum de débris potentiellement adhérents par un nettoyage ultrasonique. Une méthode plus précise consiste en l’interprétation de profils de surface 2D ou 3D (surfométries). La surface initiale des échantillons est comparée à la surface mesurée après essai. Cependant, la réalisation de surfométries complètes systématiques d’une précision suffisante (quelques *nm*) demande énormément de temps. L’exploitation d’une série limitée de profils 2D [7] permet d’approcher raisonnablement (moins de 10% d’erreur) le volume usé en extrapolant la forme de la trace.

Selon l’orientation du plan de contact des interfaces (horizontale ou verticale), les débris d’usure seront plus ou moins facilement évacués de la zone de contact. Un plan de contact horizontal est préférable afin de perturber au minimum la circulation des flux de débris et permettre des observations microscopiques après essai. Leur étude peut se faire par prélèvement à l’aide d’un morceau d’adhésif en fin d’essai puis d’une observation au microscope. La récupération et la quantification exacte de la totalité des débris générés est cependant très difficile. Nous n’avons pas identifié d’études développant cet objectif.

Il a été démontré [22] [121] qu’il existe une relation linéaire entre le volume total usé au cours d’un essai de fretting en condition de glissement global et l’énergie totale dissipée à l’interface (figure 1.37). L’utilisation de ce critère énergétique permet de comparer le comportement de couples de matériaux revêtus ou non en dans des conditions de sollicitations complexes [54]. On le définit de la façon suivante [122] :

$$G = \frac{V_c}{D_0 E_{dt}} \quad (1.19)$$

avec  $V_c$  le volume usé,  $D_0$  la distance de glissement cumulée et  $E_{dt}$  l’énergie dissipée cumulée. Ce type d’analyse a été approfondi par Sauger et al. [123] en ajoutant la notion d’évolution

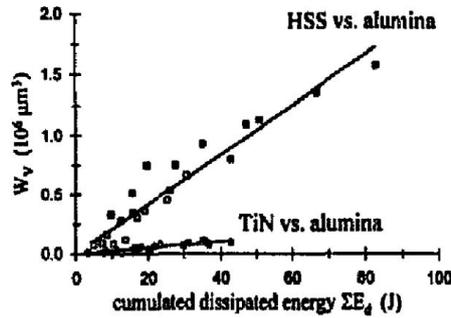


FIGURE 1.37 – Relation entre le volume usé et l'énergie dissipée cumulée pour deux cas de contacts acier/alumine et (acier + TiN)/ alumine

des surfaces tribologiquement transformées (*TTS*). La dynamique de création et de destruction de ces surfaces détermine l'évolution de la profondeur usée. Les auteurs ont de plus identifié un effet de seuil correspondant à la création initiale de cette couche. En dessous de ce seuil d'énergie, les surfaces ne manifestent aucun endommagement d'usure.

### Analyse du grippage

Le grippage se manifeste lorsque les forces d'adhésion entre les surfaces sont trop importantes, causant une augmentation brutale de l'effort tangentiel et une forte diminution du déplacement relatif. Lorsqu'une interface se retrouve dans ce mode de contact, l'énergie dissipée à chaque cycle devient extrêmement faible, donc les capacités d'amortissement du contact se voient réduites.

Pour caractériser le seuil de grippage, des auteurs [42] [48] ont défini un chargement normal critique en condition de collage  $P_c$  (*critical normal load under full stick condition*). Si la pression est supérieure à  $P_c$  l'interface de contact ne permet pas le glissement et entre en mode de grippage. On sollicite alors l'interface dans un mode de fatigue de contact pure.

La cartographie des chargements critiques pour différentes conditions permet de fixer les conditions de chargement du contact réel (géométrie et effort de serrage) pour se placer dans un mode de glissement dissipatif, ou au contraire de se placer au delà du seuil de grippage pour garantir un meilleur encastrement et une transmission élastique des sollicitations à l'interface. La détermination de ce seuil de grippage se fait par extrapolation d'une série d'essais de fretting à débattement libre. Pour une fréquence  $f$  donnée, et un déplacement de référence  $\delta_r$  on calcule (équation 1.20) la distance de glissement totale cumulée jusqu'au grippage ( $D_0$ ). Les auteurs ont montré une dépendance linéaire de ce glissement cumulé au chargement normal. En extrapolant les droites à un déplacement nul, ils ont montré et vérifié expérimentalement que l'on peut identifier ainsi le chargement critique  $P_c$ .

$$D_0 = \sum_{i=1}^{grippage} \delta_{g(i)} \quad (1.20)$$

**Durée de vie d'un revêtement**

Les solutions palliatives contre le phénomène de fretting dans les sévères conditions de fonctionnement de l'industrie moderne mettent en jeu des traitements et revêtements de surface. La caractérisation de la durée de vie de ces revêtements est donc fondamentale, car leur destruction signifie bien souvent une dégradation critique de la fonction que l'interface assurait. Deux voies d'étude sont à considérer, selon le mode d'endommagement principal de l'interface : des phénomènes de type fatigue, ou des phénomènes d'usure.

La détermination de la durée de vie d'un revêtement nécessite de définir un critère d'arrêt de l'essai. Dans le cas de phénomènes de rupture brutale on peut généralement identifier une variation brusque d'un paramètre (augmentation du coefficient de frottement pour du déplacement imposé, fermeture des cycles de fretting en effort imposé). Cependant il est plus délicat d'identifier l'apparition des premiers signes d'endommagement (fatigue) ou de définir le seuil de mise en défaut de la protection dans le cas de phénomènes progressifs (type usure). Il n'existe pas de normes quand au choix de ces critères, et on peut retrouver différentes approches dans la littérature. Pour les approches utilisant le coefficient de frottement, un facteur multiplicatif  $k$  est plus ou moins arbitrairement fixé [124], en utilisant le comportement des substrats nus comme référence. La rupture est considérée lorsque l'inéquation suivante est vérifiée :

$$\mu_L > k\mu_0 \tag{1.21}$$

avec  $\mu_L$  le coefficient de frottement à la rupture et  $\mu_0$  le coefficient de frottement de référence du revêtement en régime de fonctionnement établi.

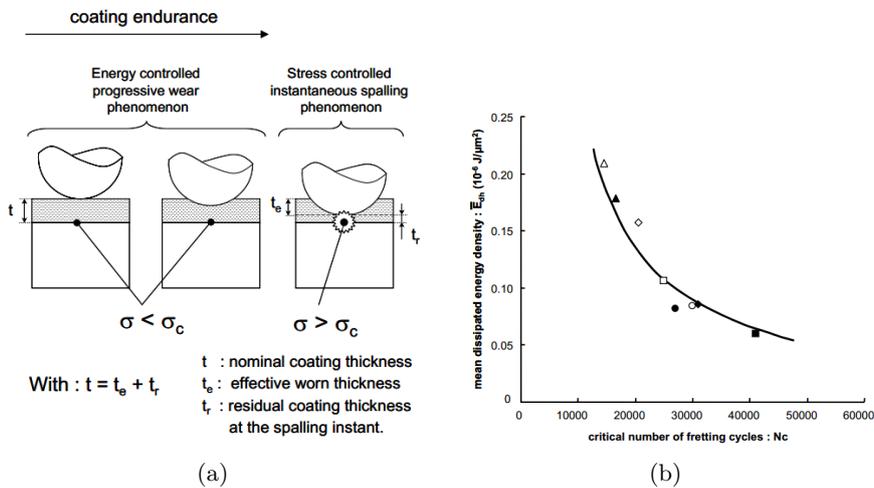


FIGURE 1.38 – Scénario d'endommagement en deux temps d'un revêtement dur et courbe d'endurance corrigée du revêtement (type Wöhler) prenant en compte la profondeur d'usure effective pour la durée de vie [54]

Des approches énergétiques sont également couplées à ces critères de frottement, car elles permettent de prendre en compte l'évolution de la forme du cycle. La transition vers un régime de glissement partiel peut être un critère d'arrêt, se traduisant à partir des seuils de transition des critères présentés précédemment. Il a été montré [54] que l'on pouvait attribuer une capacité énergétique spécifique  $E_{dhc}$  à un revêtement, telle que lorsque cette densité d'énergie est dissipée

dans l'interface le substrat est atteint. Cette description énergétique est cependant valide pour les régimes d'usure progressive. Les phénomènes de délamination ou de fissuration de la couche de revêtement mettent en défaut cette approche, réduisant la durée de vie effective (rupture brutale au delà d'un certain seuil). On peut ainsi définir un ratio entre l'épaisseur d'usure effective du revêtement  $t_e$  et son épaisseur totale  $t$  (figure 1.38(a)). Une certaine dispersion statistique de cette valeur est attendue compte tenu du caractère aléatoire du phénomène de fatigue de la couche résiduelle de revêtement soumis à une contrainte critique causant une rupture brutale. Une représentation équivalente aux courbes de fatigue de Wöhler permet de comparer plusieurs solutions de protection. Introduites par Langlade [124] avec la pression maximale comme paramètre maître, puis adaptées par Liskiewicz [54] avec la densité d'énergie moyenne  $\bar{h}E_{dh}$  en ordonnée en fonction du nombre de cycle critique à la rupture (figure 1.38(b)). Ces représentations permettent également d'exploiter les règles de cumul d'endommagement définies pour la fatigue [125]. L'étude de revêtements durs en couches-minces nécessite la prise en compte de ces phénomènes de type fatigue pour compléter l'approche usure afin de correctement prévoir les durées de vie.

Dans le cadre de cette étude le comportement amortissant des interfaces est ce qui intéresse les industriels. Dans la section suivante seront présentés les équivalences appliquées à la tribologie entre dissipation d'énergie et taux d'amortissement.

### **1.3.6 Dissipation d'énergie et amortissement**

#### **Enjeux scientifiques et industriels**

Plusieurs études [126] [127] [128] sur le cas des aubes de turbines à gaz ont mis en évidence l'importance de la dissipation par frottement aux interfaces, et particulièrement le rôle du microglissement dans cette dissipation et dans la modification de la réponse dynamique du système (fréquences de résonance, amortissement). Pour cette application industrielle cela a débouché sur un design encore d'actualité [129] d'amortisseur externe par frottement afin d'améliorer la durée de vie en fatigue de ces composants critiques. La maîtrise de telles interfaces dissipatives au sein même des jonctions fonctionnelles des structures mécaniques est encore recherchée tant par les industriels que les scientifiques.

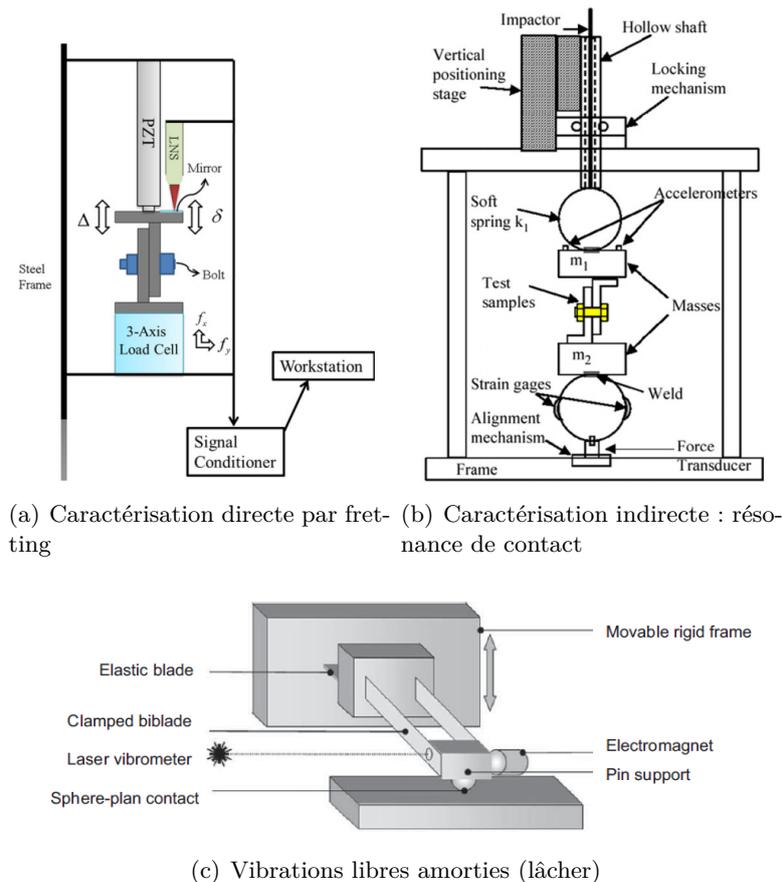
L'enjeu industriel majeur est de connaître le comportement dissipatif d'une interface dans un premier temps, avant d'envisager de la maîtriser. Cette connaissance du comportement est nécessaire pour la prévision des modes propres et niveaux vibratoires des structures soumises à des sollicitations dynamiques [2] et constitue un des objectifs du projet dans lequel s'inscrivent ces travaux de thèse. Les tribologues savent comparer différentes interfaces de contact industriellement réalisables, et garantir un fonctionnement dans des conditions jugées satisfaisantes sur la durée de vie du système. Les modèles éléments-finis nécessitent cependant une identification multimodale des interfaces réelles à l'échelle d'une liaison. Les validations expérimentales des recherches développées en dynamique vibratoire se font donc à une autre échelle, celle de la structure élémentaire (assemblages boulonnés type lap-joint typiquement). La caractérisation quantitative du comportement amortissant de différentes solutions de protection des interfaces sur des tribomètres ne peut prétendre à représenter les sollicitations complexes aux quelles sont soumises les structures réelles. Des approches comparatives entre différentes solutions sont possibles, mais il manque encore une jonction entre les essais élémentaires tribologiques et les paramètres descriptifs du comportement des interfaces attendus en dynamique des structures.

Les amortissement dans une structure assemblée peuvent avoir plusieurs sources [119] :

- Externes : couplage fluide/structure, élément extérieur (matériaux absorbants), couplage piézo-électriques passif ou actifs (systèmes dits "intelligents"),
- Internes : amortissement intrinsèque des matériaux ou au niveau des liaisons.

Ce dernier type d'amortissement associé aux liaisons dans les assemblages est d'un ordre de grandeur bien plus grand que l'amortissement naturel de la matière, particulièrement dans le cas des métaux.

### Détermination expérimentale



(a) Caractérisation directe par fretting (b) Caractérisation indirecte : résonance de contact

(c) Vibrations libres amorties (lâcher)

FIGURE 1.39 – Différents appareillages pour la détermination des propriétés d'amortissement d'une interface élémentaire ou non [130] [53].

La caractérisation expérimentale de l'amortissement demande des moyens d'essais et des protocoles particuliers (figure 1.39), qui sont différents de ceux mis en œuvre sur un tribomètre de fretting. On distingue deux approches :

- Caractérisation d'interfaces complètes : liaison boulonnée, lap-joint,
- Caractérisation d'interfaces élémentaires.

La caractérisation peut se faire par le biais de chocs ou d'une sollicitation harmonique. Les deux méthodes ont été comparées dans le cas d'une interface boulonnée par Eriten et al. [53]. La méthode directe (similaire aux sollicitations mises en œuvre sur un tribomètre) est robuste pour

des interfaces souples. Cependant des difficultés expérimentales associées à la prise en compte de la raideur du tribomètre sont mises en évidence lorsque la raideur du contact approche ou dépasse cette valeur. La méthode par résonance de contact indirecte est plus robuste pour les interfaces rigides, mais nécessite des post-traitements plus lourds associés à un modèle dynamique de l'assemblage. L'étude d'interfaces élémentaires par le biais de lâchers [130] [112] est particulièrement adaptée à l'étude de systèmes à très faible coefficient de frottement (la durée du signal est d'autant plus grande). Cette méthode montre cependant rapidement ses limites pour des configurations plus chargées ou à forte dissipation (typiquement des contacts secs rugueux). Les méthodes de mesure et modèles analysant la réponse dynamique de systèmes en oscillations libres sont mises en défaut lorsque le nombre d'oscillations est trop faible (en dessous de 5 selon Madjoub [112]).

### Modèles de contacts frottants

Les modèles rhéologiques de contacts frottants dans le cas de micro-glissements font intervenir des ressorts, des éléments frottants et des amortisseurs organisés en série et/ou parallèle, avec un comportement qui peut être linéaire ou non. On peut citer le modèle fondamental établi par Coulomb (glissement de Maxwell) puis des modèles dynamiques plus complexes : les modèles de Dahl, Iwan, Leuven, GMS, fibres à brosse, Valanis et Lugre (référencés plus en détail dans les travaux suivants : [131] [111]). Ces différents modèles sont plus ou moins adaptés à la prise en compte de comportements propres à des interfaces de contacts (revêtements durs, mous, à sec ou non ...). La figure 1.40 illustre des différences entre quelques principaux modèles couramment utilisés.

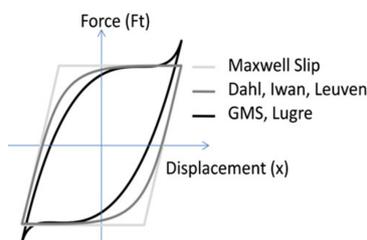


FIGURE 1.40 – Comparaison schématique de quelques modèles rhéologiques de frottement [111]

Les paramètres de ces modèles peuvent être identifiés à partir des propriétés physiques et mécaniques des matériaux et interfaces en contact ainsi que des conditions de chargement. Il est également possible de réaliser une identification de la forme des courbes de ces modèles sur des cycles de fretting, et de suivre alors l'évolution des paramètres (raideurs, amortissements, seuil de frottement) selon les différentes configurations d'essai ou en fonction des endommagements.

### Amortissement visqueux équivalent

L'approche classique pour caractériser le comportement dissipatif d'une liaison ou une interface est de calculer l'amortissement visqueux équivalent d'un système à 1 DDL soumis à un déplacement harmonique imposé dissipant autant d'énergie que cette liaison [131] (figure 1.41).

Le coefficient d'amortissement équivalent  $\zeta_e$  s'exprime donc selon l'équation suivante pour une amplitude d'excitation  $U$  :

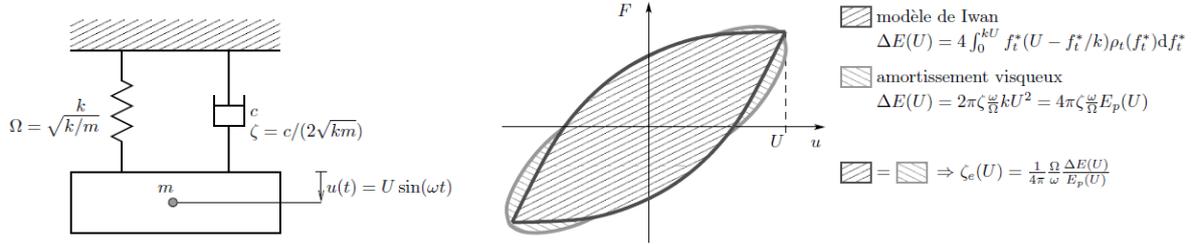


FIGURE 1.41 – Amortissement visqueux équivalent [131]

$$\zeta_e(U) = \frac{1}{4\pi} \frac{\Omega}{\omega} \frac{\Delta E(U)}{E_p(U)} \quad (1.22)$$

Avec  $E_p$  l'énergie potentielle du système réel,  $\Delta E$  l'énergie dissipée,  $\omega = 2\pi f$  la pulsation de l'essai de caractérisation ayant tracé le cycle de fretting et  $\Omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$  la pulsation propre du système masse-ressort-amortisseur équivalent. On peut également le définir à la résonance ( $\omega = \Omega$ ) :

$$\zeta_e(U) = \frac{1}{4\pi} \frac{\Delta E(U)}{E_p(U)} \quad (1.23)$$

On retrouve ainsi [53] l'expression suivante pour l'amortissement calculé à partir de boucles de fretting pour lesquelles l'énergie potentielle s'exprime sous la forme  $E_p = \delta^* Q^*$  :

$$\zeta_e = \frac{\Delta E}{4\pi Q^* \delta^*} \quad (1.24)$$

On peut calculer ainsi le taux d'amortissement "instantané" sur chaque cycle de fretting, ou bien un taux global pour l'ensemble ou une partie de l'essai. Cette expression est basée sur un comportement visqueux qui est une hypothèse valide pour le cas du glissement partiel uniquement. Dans le cas d'un régime de glissement mixte ou global, il faut analyser les grandeurs calculées selon cette formulation avec précautions. On utilisera cet amortissement équivalent comme critère supplémentaire de classement des solutions de protection ayant rempli les critères de durée de vie.

## 1.4 Conclusion

En conclusion de ce chapitre bibliographique, il apparaît une grande importance de la connaissance du comportement du banc d'essai (caractérisation mécanique et vibratoire) afin de fiabiliser l'étude des paramètres influents sur le comportement en fretting.

Les matériaux des substrats présentent tous un mauvais comportement tribologique et nécessitent d'être protégés des endommagements par fretting à l'aide de revêtements. Les DLC apportent une protection grâce à leurs propriétés de couche dure et leur faible réactivité chimique garantissant de très faibles coefficients de frottement. Leur grande dureté les rend particulièrement sensibles aux phénomènes de fissuration. L'implantation de  $WS_2$  (sur substrat nu ou

## ***Conclusion***

---

déposé sur une sous-couche dure) joue un rôle de lubrifiant solide à l'interface. Ce traitement est quand à lui plus sensible aux phénomènes d'abrasion.

Des critères quantitatifs pour identifier les régimes de fretting ont été définis et les seuils de transition identifiés sur des contacts ponctuels, puis étendus expérimentalement à des contacts linéiques. Dans le cadre de ces travaux de thèse, l'implication industrielle oblige à étudier des contacts plan sur plan. Une approche énergétique du fretting sera mise en œuvre avec la recherche d'un compromis énergie dissipée/endommagements des surfaces en contact pour évaluer la capacité d'amortissement d'une liaison.



# Chapitre 2

## Moyens expérimentaux

### Sommaire

---

2.1	Contexte industriel . . . . .	76
2.2	Banc d'essai de frottement alternatif lent . . . . .	81
2.3	Banc d'essai de fretting à l'ambiante . . . . .	82
2.4	Banc d'essai de fretting à haute température . . . . .	84
2.5	Conclusion . . . . .	102

---



### Résumé

---

Ce chapitre présente la problématique industrielle sur laquelle se base cette étude, ainsi que les moyens d'essais de frottement statique et de fretting utilisés. Les éléments clés de la conception d'un nouveau moyen d'essai de fretting haute température seront présentés. Une nouvelle méthodologie sera mise en place pour s'affranchir des perturbations liées au comportement vibratoire du banc.

---

## 2.1 Contexte industriel

Dans le cadre du projet MAIAS dans lequel s'inscrivent ces travaux de thèse, deux industriels ont apportés des cas support. Les deux applications sont liées au domaine de l'aéronautique, à l'ambiante ou bien haute température.

### 2.1.1 Problématique température ambiante

#### Présentation du cas industriel

Le premier cas d'application industriel de ces travaux est une portée de roulement destinée à l'aéronautique. La société ADR est spécialisée dans la conception et l'usinage de précision de systèmes tournants à base de roulements pour des applications de haute technologie. La pièce étudiée est une portée de roulement intégrée à une partie encastrement de type hublot comme détaillé figure 2.1. Des endommagements de type fretting ont été constatés sur les faces d'appui de serrage des boulons.

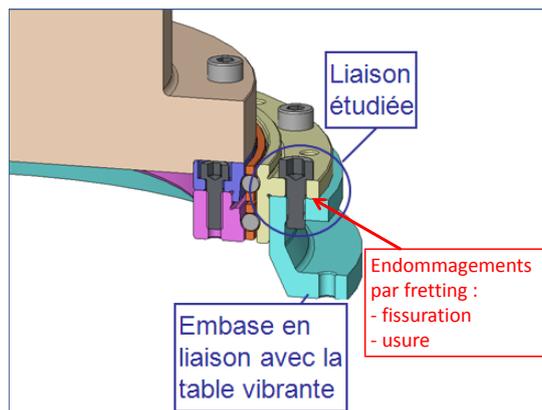


FIGURE 2.1 – Pièce support de l'étude

Les faces d'appui de la portée de roulement sont soumises à des chargements multiaxiaux résultant de l'environnement vibratoire auquel la structure est exposée. Lors des tests de qualification la pièce est montée sur une embase solidaire d'une table vibrante, puis chargée avec une masse utile. Un spectre classique (voir tableau 2.1) de spécification aéronautique est alors imposé au système (essentiellement sous forme de chocs demi-sinus).

Les tribomètres sont généralement conçus pour imposer des sollicitations sinusoïdales monofréquencielles continues. Si l'on traduit ces spécifications pour une telle sollicitation, on peut en tirer les amplitudes de débattement correspondante. On distingue ainsi trois zones :

- Zone 1 : débattement faible fréquence, faible accélération et grande amplitude (mm). Ces conditions seront reproduites par des essais de frottement alternatifs, qui permet de réaliser des mesures de coefficient de frottement et d'endommagement en conditions quasi-statiques.
- Zone 2 : débattement faible amplitude ( $\mu m$ ) fréquence comprise entre la dizaine et la centaine de Hz. Ces conditions correspondent au phénomène de fretting. Elles seront reproduites sur deux tribomètres dédiés, et constituent le point focal de notre étude.

- Zone 3 : haute fréquence (supérieures au millier de Hertz) et grande accélération (dizaine de g).

Le montage des pièces réelles se fait avec un jeu fonctionnel de 100 microns, et aucune trace de choc entre les épaulements de la couronne et du bâti n'a été constatée. Nous pouvons donc définir ainsi la limite supérieure de débattement admissibles pour les essais.

	Fréquence (Hz)	Accélération (g)
zone 1	3	0.2
	5	0.5
	8.3	0.85
	9	2
zone 2	20	2
	60	20
	270	20
	300	30
zone 3	1600	30
	6000	100
	10000	100

TABLE 2.1 – Spectre de sollicitation selon la spécification aéronautique.

L'étude des conditions de sollicitation des pièces réelles est essentielle afin de reproduire fidèlement les mécanismes mis en jeu, et d'avoir des conditions d'essai et des résultats représentatifs. A partir du couple de serrage des vis de maintien et d'une analyse élément fini du montage, les industriels nous ont fourni deux conditions de pression de contact représentatives de leur système. Ce calcul des conditions de pression prend en compte les concentrations de contraintes sous les têtes de vis. Deux couples de serrage nous donnent une condition "basse-pression" (serrage standard)  $P_0$ , et une condition "haute-pression" (serrage fort) de  $3.5 * P_0$ . Il faut notamment garder à l'esprit que le chargement normal n'est pas homogène mais plutôt un gradient d'effort dépendant des déformations élastiques des pièces. L'approche classique consiste à considérer le cas le plus critique en termes d'endommagements afin de dimensionner de façon sécuritaire.

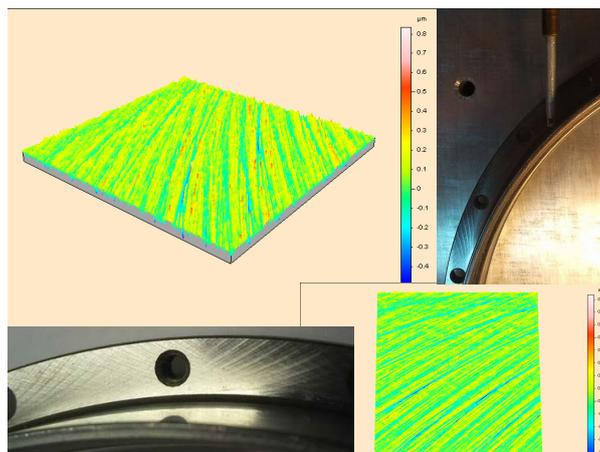


FIGURE 2.2 – Analyse de l'état de surface de la pièce réelle

Une pièce extraite d'une série de production a été mise à notre disposition afin d'effectuer les

caractérisations géométriques et d'états de surfaces préliminaires. Ces analyses nous ont permis de définir les caractéristiques des surfaces de contact des échantillons. Il faudra ensuite ajouter les contraintes liées au montage et aux plages de fonctionnement des tribomètres.

La figure 2.2 présente une photographie de la surface d'appui, ainsi qu'une surfométrie. Les caractérisations ont été réalisées sur un surfomètre à palpeur mécanique à référence interne (Surfascan). Plusieurs séries de profils ont également été réalisées en divers endroits et selon plusieurs orientations afin de calculer des paramètres d'états de surfaces. Des stries croisées caractéristique d'un finissage par pierrage sont nettement observables à l'œil nu. L'analyse de la surfométrie révèle par contre que seule la dernière passe de finition laisse des traces définissant les propriétés d'état de surface. L'orientation des sollicitations par rapport aux stries d'usinage devra être considérée. Les multiples mesures donnent un Ra légèrement inférieur à  $0.1 \mu m$  (R -  $0.4 \mu m$ ) et un RSm d'environ  $80 \mu m$ .

L'industriel produit ses couronnes de roulement en acier inoxydable (XD15NW). Les applications potentielles mettent ces couronnes en vis à vis avec du titane (Ti6Al4V) ou un autre acier inoxydable (17.4-PH). L'utilisation d'aluminium (Al6061T6) a également été envisagée puis éliminée dès les premiers essais à cause des propriétés mécaniques insuffisantes de l'alliage.

## Objectif et démarche de l'étude

Plusieurs objectifs sont visés par cette étude à l'ambiante :

- Quantifier la dissipation d'énergie à l'interface de contact pour amortir les vibrations transmises
- Etablir une protection des surfaces

Le principal critère est celui de l'endommagement des surfaces, car il concerne un aspect critique de la sécurité et la fiabilité du système mécanique étudié. Il est primordial d'éviter, ou le cas échéant de dimensionner, l'initiation de fissures aux interfaces, ce qui pourrait mener à des ruptures brutales catastrophiques. Les phénomènes d'usure progressive (adhésion et abrasion) sont également à surveiller afin d'éviter une apparition de jeux (vibrations parasites, chocs ...). Parmi les solutions tribologiques répondant à ces critères, on recherchera à optimiser la dissipation d'énergie au contact. L'interface de contact au niveau de la fixation des couronnes de roulement sur le bâti constitue une zone critique pour la transmission des vibrations dans la structure et particulièrement bien adaptée pour l'implantation de solutions amortissantes. L'ensemble de l'étude se fait dans un contexte privilégiant une augmentation des efforts de serrage des pièces boulonnées, et demandera donc des solutions aptes à résister à des pressions élevées. La satisfaction de ces sévères contraintes nécessite l'utilisation de traitements et revêtements de surface qui sont réalisés par l'entreprise partenaire ACM (Applications Couches Minces). Les caractéristiques des solutions de revêtement choisies feront aussi l'objet d'une démarche d'optimisation dans cette optique.

La transposition de la problématique réelle sur tribomètre nous permet d'établir le schéma de travail suivant :

- Zone 1 : Essais de frottement alternatif lent
- Zone 2 : Essais de fretting sur les bancs d'essais VCTM et VTTM présentés dans la suite du chapitre.
- Zone 3 : Non-traité : ces conditions sont difficilement transposables sur des tribomètres classiques. Pour étudier ces phénomènes il est nécessaire d'appliquer une approche de sol-

licitation type chocs et non pas sinusoïdale. Nous ne traiterons pas de ces conditions dans notre étude. Par ailleurs, les hautes fréquences mises en jeu n'occasionnent que de très petits débattements, et ne correspondent pas à des phénomènes d'endommagement type fretting. L'industriel n'a pas relevé de signes d'endommagements pouvant être associés à ces fréquences dans les conditions opératoires.

Les bancs d'essai seront présentés à partir de la section 2.2.

### 2.1.2 Problématique haute température

#### Présentation du cas industriel

Le support de cette partie des travaux est un produit de la société JPB Système.



FIGURE 2.3 – Pièce support de l'étude à chaud

Il s'agit d'un bouchon d'endoscope situé sur le carter des moteurs aéronautique, avec notamment une température de fonctionnement ciblée de 450°C, mais une qualification nécessaire à 600°C. Nous étudions plus particulièrement le système de serrage auto-bloquant breveté JPB, basé sur deux couronnes de dentures plaquées les unes contre les autres par un ressort comme détaillé figure 2.3(a).

Le système se compose d'une coupelle fixe dentelée (figure 2.3(b)) capable d'un mouvement de rotation libre autour du corps du bouchon. Une coupelle mobile (couronne dentelée) située dans le corps du bouchon est plaquée sur la coupelle par un ressort. Lors du serrage, le ressort est progressivement comprimé, et la coupelle fixe se bloque dans un logement spécifique de la surface de la pièce dans laquelle se visse le bouchon. La force alors générée à la surface des dentures (ressort + frottement) assure le blocage du système. Ce mécanisme garantit une fixation sans desserrage possible du bouchon, mais autorisant un montage/démontage manuel, permettant d'accélérer grandement les opérations d'inspection. Une présentation animée du système est disponible au lien suivant : <https://www.youtube.com/watch?v=-eRnW1wK6zw>.

#### Conditions de sollicitation et caractérisation des pièces réelles

Les estimations des conditions thermiques par les partenaires du projet donnent les spécifications suivantes :

- Température de l'air ambiant : 600°C
- Température au contact (revêtements) : entre 400 et 500°C

L'application haute température implique l'utilisation d'un alliage spécifique, l'Inconel 718 dans ce cas. Plusieurs versions de pièces tirées de lots de production nous ont été fournies par les industriels. Une série de caractérisations (profils et surfométries) ont été menées afin de déterminer les propriétés de la surface de contact. Les pièces présentent un aspect brut de fonderie caractéristique de leur réalisation par moulage. L'état de surface ne présente donc pas de direction privilégiée (figure 2.4). Les Ra mesurées sont largement supérieures au micromètre ( $Ra=1.8\pm 0.4\mu m$ ) après filtration des défauts d'ondulation.

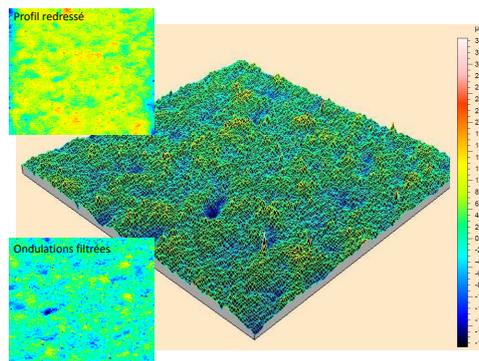


FIGURE 2.4 – Analyse surfométriques de la pièce support de l'étude pour l'industriel JPB.

Le ressort exerce une force de serrage de 60 N au maximum, répartie sur les 64 dents, dont la surface est comprise entre 0.8 et 1 mm<sup>2</sup>. La pression nominale sur les dents est donc de 1 MPa pour une géométrie parfaite. Cependant les pièces sont moulées, ce qui implique un tolérancement peu sévère, et une forte rugosité des surfaces. Les pressions de contact réelles sont donc plus élevées.

Deux types de sollicitations sont vues par les dentures : phases d'inspection et phases de vol. Les phases de montage/démontage lors des opérations d'inspection sont réalisées à température ambiante. En position desserrée, le système applique malgré tout une charge de 15 N sur les dentures.

On ne considèrera pas dans un premier temps l'impact des chocs potentiels entre dentures lors de la rotation de la couronne mobile.

Durant les phases de vol, les pièces sont soumises à un environnement vibratoire qui peut être représenté par le spectre de sollicitations présenté précédemment. Les efforts tangentiels qui peuvent alors s'exercer au contact sont issus des forces d'inertie de la partie mobile du bouchon, étant donné qu'aucune action directe n'est appliquée sur celui-ci lors des phases de vol. L'état de surface très rugueux des pièces occasionne des surcontraintes locales qui rendent le fonctionnement à nu de ces interfaces non-viable.

Sans protection, les surfaces des dentures s'endommagent rapidement sous l'effet du fretting causé par les vibrations auxquelles sont exposés les bouchons. Le démontage manuel prévu devient alors impossible et un démontage forcé cause des dommages irréversibles des surfaces ('usinage' des extrémités des dentures). La solution actuelle avec un revêtement type vernis de glissement pose des contraintes de logistique. Les industriels souhaitent tester une autre solution de protection, avec des objectifs de durée de vie plus sévères. L'énergie dissipée à l'interface

restera un axe d'étude, mais il est secondaire par rapport à la problématique d'endommagement. Ces interfaces ne sont pas dans ce cas précis des zones d'amortissement privilégiées de la structure assemblée.

### Objectif et démarche de l'étude

L'observation de l'endommagement des pièces réelles permet d'identifier un phénomène d'arc-boutement des faces des dentures lors du démontage. La solution de protection des surfaces doit donc garantir un bas coefficient de frottement à température ambiante (phases d'inspection), et une bonne résistance au cyclage thermique, ainsi qu'au fretting à haute température.

La transposition de la problématique réelle sur tribomètre nous permet d'établir le schéma de travail suivant :

- Caractériser du coefficient de frottement (statique et dynamique) à température ambiante
- Établir une protection des surfaces vis à vis des endommagements de fretting à chaud
- Quantifier la dissipation d'énergie des différentes solutions

Ces phases d'essai permettront d'identifier la solution de revêtement la plus performante. La solution actuelle (vernis) ainsi que les surfaces non-revêtues (NR) seront également étudiées comme références de comportement et durée de vie.

## 2.2 Banc d'essai de frottement alternatif lent

Le Tribomètre Alternatif Lent (TAL) de l'ISMEP (figure 2.5) mesure la force de frottement entre un frotteur et une piste qui sont en contact ponctuel ou surfacique. Il est caractérisé par des vitesses de glissement très lentes et régulières. On peut ainsi déterminer avec précision le frottement statique (au démarrage du glissement) et le frottement dynamique (pendant le glissement), et ce dernier de façon continue au cours du temps.

Le tableau 2.2 présente les gammes de fonctionnement du tribomètre.

Type de contact	Ponctuel, linéique, surfacique
Vitesse de glissement	Mouvement alternatif à vitesse constante Course : de 3 à 10 mm Vitesse : de 3 à 25 $\mu\text{m/s}$ ou de 1 à 4 mm/s
Charge normale	3 à 2500 N
Ambiance	Air entre 20 et 200°C Azote liquide à -196°C Liquide à température ambiante
Options	Traction constante jusqu'à 40 000 N sur l'éprouvette dans la direction du mouvement

TABLE 2.2 – Gamme de fonctionnement du TAL.

Le principe de l'application de l'effort normal et de la mesure du frottement est détaillé en figure 2.5(b). Deux variantes de ce principe sont appliquées selon le niveau d'effort normal. Dans la configuration faible charge, l'effort normal est appliqué à l'aide de masses marquées et le capteur d'effort et la platine de guidage sont adaptés à la mesure de faibles signaux (voir figure

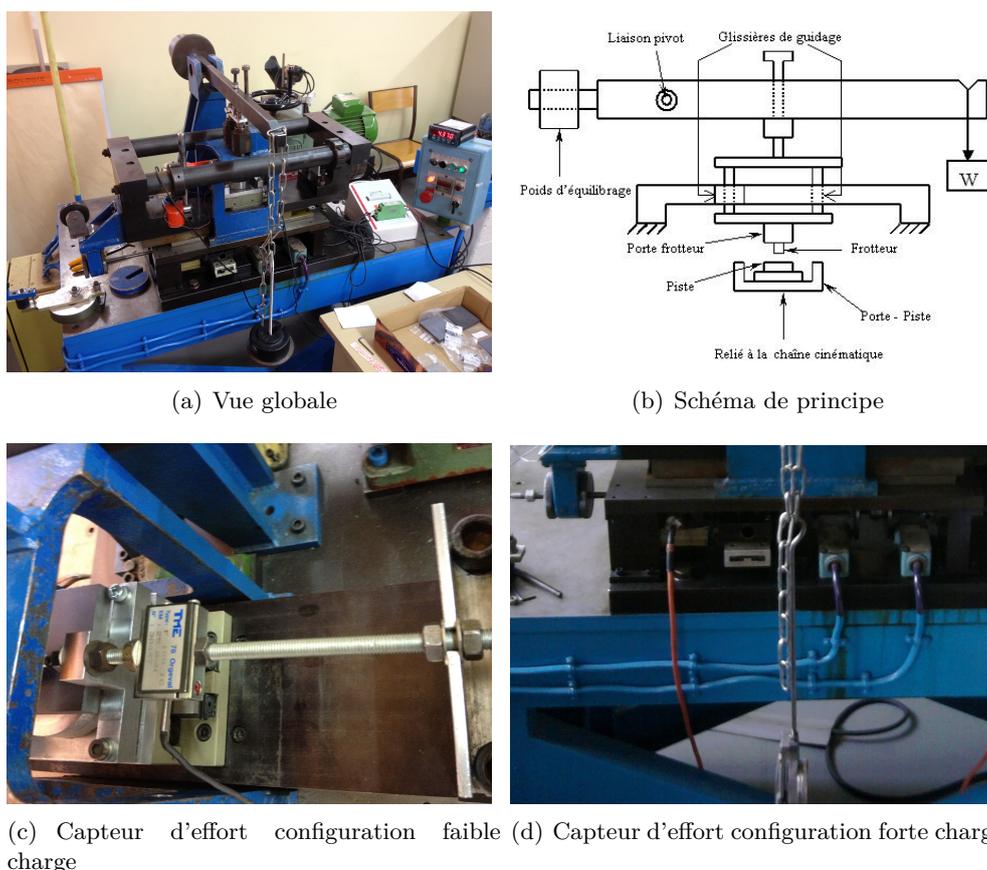


FIGURE 2.5 – Schéma de principe et différentes configurations d'application et de mesure de l'effort sur le TAL.

2.5(c)). Pour la caractérisation de systèmes plus fortement chargés, l'effort normal est appliqué à l'aide d'un dynamomètre muni d'une vis de traction (figure 2.5(d)). La platine principale transmet l'effort tangentiel au capteur adapté aux fortes charges. La chaîne cinématique permet d'obtenir un mouvement de la piste par rapport au frotteur fixe avec une vitesse prédéterminée par l'intermédiaire d'un système moteur-réducteur et vis sans fin. Dans le cadre de ces travaux de thèse, un capteur de déplacement LVDT a été ajouté afin de pouvoir tracer des bûches de frottement. L'acquisition des données a été gérée par ordinateur avec une carte d'acquisition dédiée.

### 2.3 Banc d'essai de fretting à l'ambiante

L'appareil, présenté (Figure 2.6) et nommé Vibro-Cryo-Tribomètre (VCTM), permet de réaliser des essais de fretting-fatigue, de fretting-usure ou d'usure en mouvement alternatif.

Le contact est généralement un contact ponctuel bille sur plan, mais peut être aussi un contact surfacique plan-plan (4 et 5). Les efforts normaux sont appliqués par l'intermédiaire d'une masse suspendue 7. La piste peut-être mise en mouvement relativement au pion par l'intermédiaire d'un excitateur magnétique 1. Le débattement relatif entre la piste et le pion est mesuré par l'intermédiaire d'un capteur de déplacement sans contact 3, tandis que l'effort tangentiel trans-

mis est recueilli en bout de bras par l'intermédiaire d'un capteur de force piézoélectrique 6. L'ensemble du contact peut-être plongé dans un milieu particulier tel que eau, huile ou azote liquide. L'appareil est constitué de 6 organes principaux, un générateur de signal, un double système d'asservissement, un amplificateur, un excitateur magnétique transformant le signal électrique en mouvement, les éprouvettes et les capteurs.

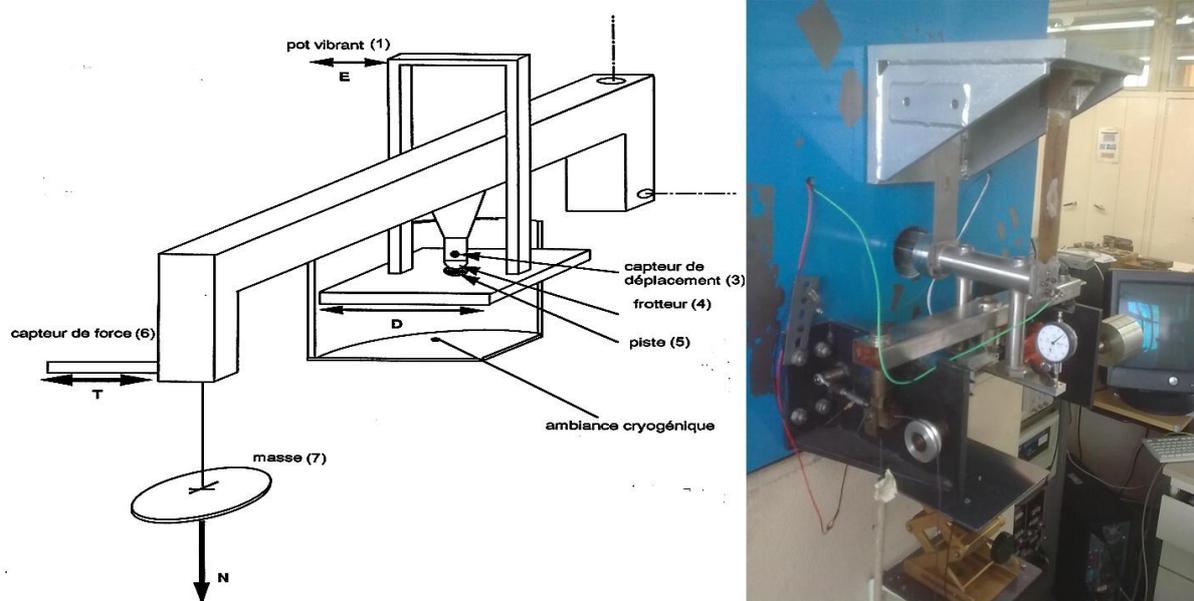


FIGURE 2.6 – Photo d'ensemble et schéma de principe du VCTM.

Le banc a été conçu à l'origine pour des problématiques de fretting-fatigue en contact sphère sur plan. Son utilisation a été étendue à d'autres modes de fonctionnement.

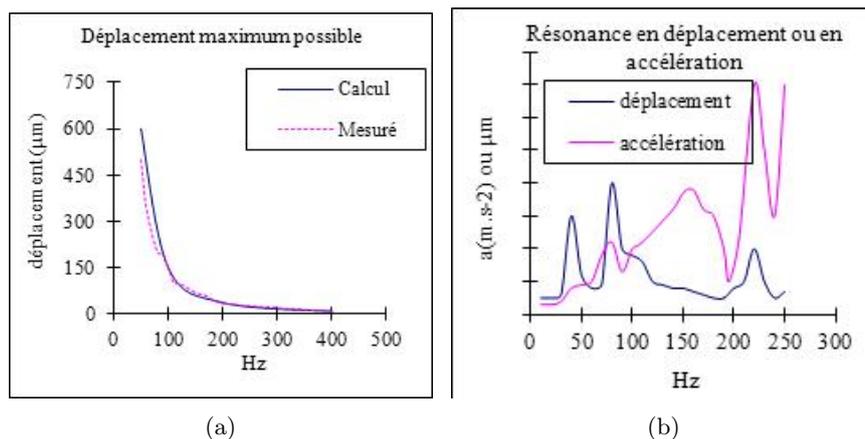


FIGURE 2.7 – Tests de caractérisation dynamiques sur le VCTM

La figure 2.7(a) présente les limites de déplacement maximal délivrable par le pot-vibrant en fonction de la fréquence. Au dessus de 100 Hz l'amplitude est limitée en dessous de 100 µm et chute rapidement. La figure 2.7(b) illustre les modes de résonance jusqu'à 300 Hz. Les plages de fréquence disponibles sont limitées principalement par les pics légèrement en dessous de 50

Hz et de 100 Hz qu'il faut absolument éviter.

Le tableau 2.3 présente les gammes de fonctionnement du tribomètre.

Type de contact	Plan/plan, sphère/plan
Sollicitation	alternative (fretting-usure et fatigue)
Charge normale	1 à 250 N
Force tangentielle	1 à 100 N
Ambiance	Air, eau, huile, azote liquide
Températures	77 °K à 150°C
Accélération	0 à 60 m/s <sup>-2</sup>
Débattement	1 à 1000 μm
Fréquence	1 à 600 Hz

TABLE 2.3 – Gamme de fonctionnement du VCTM.

## 2.4 Banc d'essai de fretting à haute température

### 2.4.1 Cahier des charges et caractéristiques du moyen d'essai

La réalisation d'essais de fretting à haute température (600 °C) a nécessité la conception d'un nouveau moyen d'essai. Ce banc reprend le principe général du VCTM, mais en plus de l'aspect thermique, trois objectifs principaux ont guidé la conception :

- avoir la capacité de tester des configurations de contact plan sur plan, nécessitant un système d'alignement précis
- avoir un comportement dynamique qui permet une mesure non-perturbée de l'effort et du déplacement afin de mettre en place des approches énergétiques d'étude du fretting jusqu'à 100 Hz.
- mesurer l'effort tangentiel délivré par le système d'excitation mécanique

L'étude bibliographique et des études préliminaires menées sur le VCTM ont montré des cas de perturbations vibratoires des cycles effort-déplacement de fretting en régime de glissement global. La source a été identifiée au niveau des modes propres du moyen d'essai. Les choix de conception ont eu pour objectif de rigidifier et d'alléger l'ensemble de la structure, afin d'élever au maximum les fréquences de résonance de chaque pièce, mais également de la structure assemblée.

Le tableau 2.4 présente les gammes de fonctionnement du tribomètre. La limite haute en fréquence n'a pas été définie.

La figure 2.8 suivante présente une vue d'ensemble du tribomètre et de ses principaux composants en configuration pour des essais à l'ambiante. L'ajout de la chambre de chauffage isolée nécessite un démontage du bras de chargement (7).

La figure 2.9 illustre sur un modèle CAO les deux parties mécaniques principales, à savoir le bras de chargement et la partie mobile (balançoire).

La suite de cette section détaille quelques principes clés associés à la conception du tribomètre : le système de chauffage, le système d'alignement des plans de contact, le pilotage et l'acquisition des données et enfin les deux méthodes de mesure de l'effort tangentiel.

Type de contact	Plan/plan, sphère/plan
Sollicitation	alternative (fretting-usure et fretting-fatigue)
Charge normale	10 à 500 N
Force tangentielle	1 à 450 N
Pions	cylindre Ø8 mm
Pistes	cylindre Ø10 mm
Ambiance	Air
Températures	ambiante à 650°C
Accélération	0 à 60 m/s <sup>-2</sup>
Débattement	1 à 1000 μm
Fréquence	1 à 100 Hz en fretting-usure <sup>a</sup>
Pilotage	boucle ouverte et fermée "lente"
Capteurs	déplacement effort tangentiel transmis au contact effort tangentiel en sortie de pot accélération piste effort normal

TABLE 2.4 – Gammes et caractéristiques de fonctionnement du VTTM. <sup>a</sup>seuil maximal non caractérisé

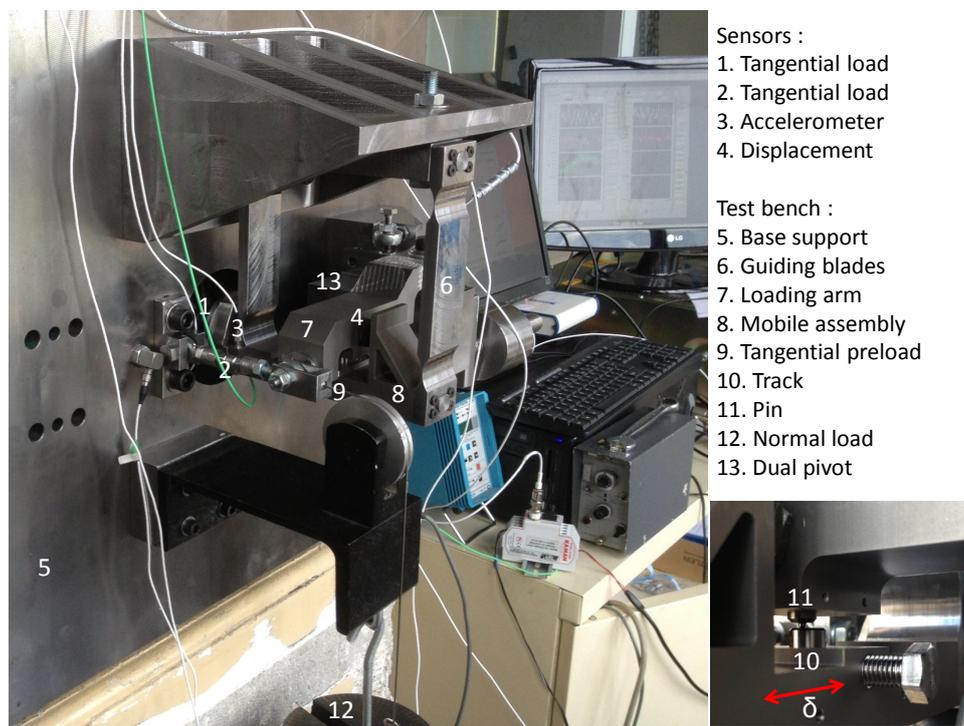
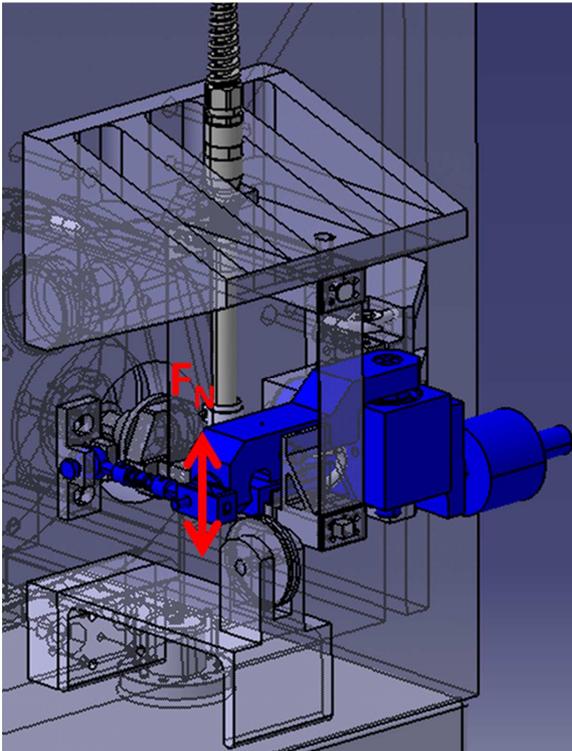


FIGURE 2.8 – Tests de caractérisation dynamiques sur le VCTM

Partie "fixe" (Bras de chargement)



Partie mobile (Balançoire)

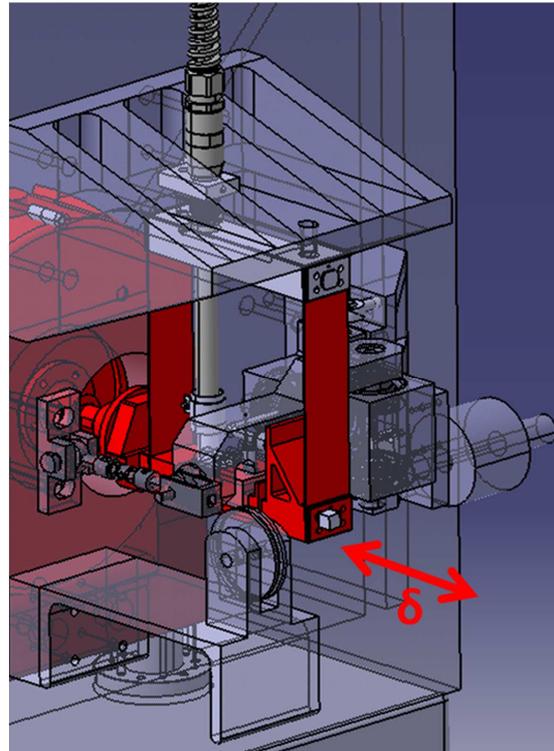


FIGURE 2.9 – CAO des deux parties mécaniques principales du banc d'essai

#### 2.4.2 Système de chauffage

Plusieurs technologies sont envisageables pour atteindre les températures visées, basées sur des phénomènes physiques de conduction convection et/ou rayonnement. La plupart des solutions sont basées sur des principes de résistances chauffantes. Il existe également des solutions basées sur la concentration de rayonnements (four à image). Le chauffage peut également être classé entre méthodes directes (l'échantillon est directement chauffé) et indirectes (une cible intermédiaire est chauffée puis transmet la chaleur aux échantillons). On peut décomposer un système de chauffage régulé complet ainsi :

- Un système de chauffage (éléments chauffants)
- Une source d'énergie (alimentation électrique)
- Des éléments d'isolation (extérieure ou intégrée au montage d'essai)
- Des capteurs de température (thermocouples)
- Un système de régulation (électronique/informatique)

Le principe retenu dans notre cas doit particulièrement se focaliser sur plusieurs exigences :

- Le système de chauffage et d'isolation ne doit pas perturber les performances mécaniques du tribomètre
- Le chauffage doit être homogène et localisé autour de la zone de contact
- Les temps de montée en température et stabilisation puis refroidissement doivent être inférieurs à 1h.

## Banc d'essai de fretting à haute température

Une étude de faisabilité nous a orienté vers un système de chauffage par air soufflé directement au niveau du contact. Les performances de ce système par air chauffé ont été étudiées sur un montage test représentatif de la configuration du banc d'essai. La figure 2.10 illustre le montage test expérimental (chauffage, capteurs, isolation) ainsi que le modèle de l'ensemble mécanique à chauffer. Ces tests nous ont orienté vers l'ajout de plaques réfléchissantes internes afin de limiter les pertes par rayonnement. Le graphe 2.10(b) a été tracé pour la solution d'isolation optimale.

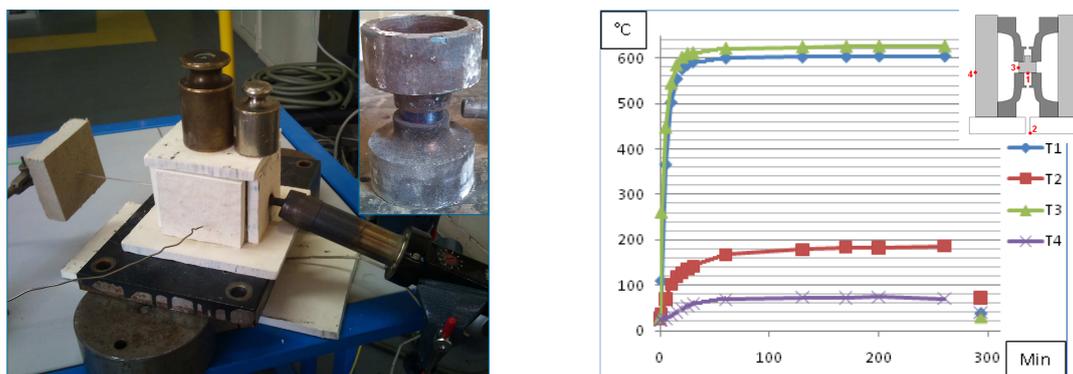


FIGURE 2.10 – Tests de validation de la technologie de chauffage VTTM.

Il n'y a pas de système de régulation de la température des échantillons, seulement de celle du flux d'air (régulation interne du pistolet chauffant). Des essais de caractérisation de la température à l'interface de contact des échantillons ont permis d'identifier l'équivalence entre température du flux d'air entrant et température des pièces.

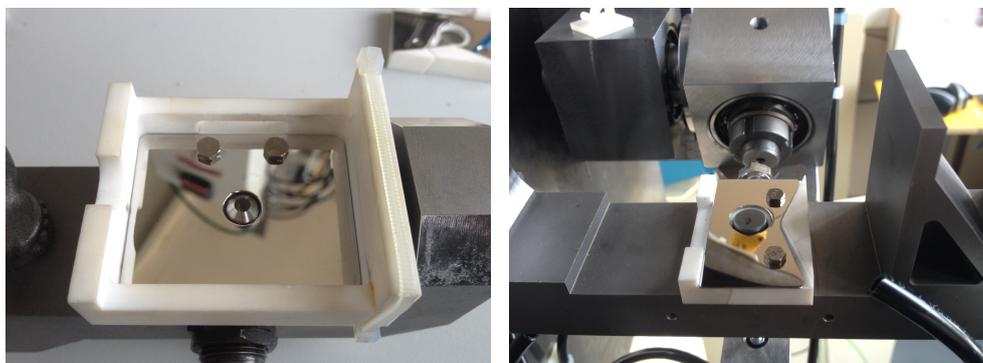


FIGURE 2.11 – Photos des pièces d'isolation et des plaques réfléchissantes en Inconel.

Pour conserver la qualité des liaisons mécaniques et ne pas impacter les performances du tribomètre, le système de chauffage est un four ouvert. Le four est constitué par deux pièces d'isolation en céramique usinées. Elles sont respectivement vissées dans les supports du pion et de la piste, et n'ont aucun contact lors du mouvement relatif.

Afin d'optimiser l'énergie thermique transmise aux échantillons, deux plaques polies en Inconel ont été vissées au fond des deux pièces d'isolation, comme présenté figure 2.11. Cette configuration permet de limiter les pertes en confinant les rayonnements, et d'atteindre une température supérieure à 600°C au niveau des échantillons avec un air à 750°C (température max) par la régulation intégrée du pistolet chauffant.

L'équilibre thermique des supports d'échantillons a été étudié numériquement avec un modèle simplifié. Les deux supports d'échantillon en Inconel servent de puits thermiques. Ces simulations nous ont conduit à considérer un refroidissement de la partie mécanique du banc par convection générée par de l'air comprimé soufflé à température ambiante. Les puissants jets d'air comprimé peuvent avoir plusieurs conséquences sur le comportement du banc d'essai et les grandeurs mesurées :

- Modification de l'équilibre thermique, ce qui modifie les dilatations thermiques
- Effort constant appliqué par la pression de l'air sur les faces visées
- Perturbations vibratoires dues aux turbulences de l'écoulement de l'air le long des parois des pièces
- Augmentation de l'évacuation de chaleur par convection selon le débit d'air soufflé

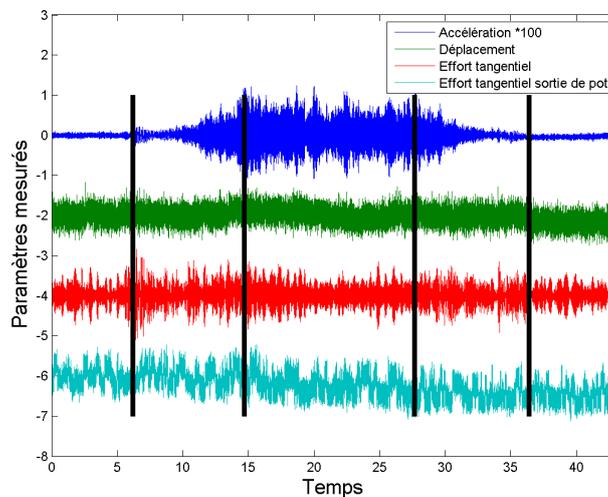


FIGURE 2.12 – Perturbations des signaux mesurés causées par le soufflage d'air comprimé

Le débit d'air peut être modulé par une molette. La figure 2.12 présente les perturbations causées par le refroidissement par air comprimé sur la mesure des paramètres d'essai pour un débit maximal. On observe le bruit sur le signal des capteurs au cours des phases suivantes :

- de 0 à 7 secondes : bruit blanc de base
- de 7 à 15 secondes : augmentation manuelle progressive du débit jusqu'au maximum
- de 15 à 27 secondes : maintien du débit maximum
- de 27 à 37 secondes : diminution du débit
- de 37 secondes à la fin : bruit blanc de base

Les mesures de déplacement et des efforts tangentiels (contact et sortie de pot) ne semblent pas impactées quelle que soit la phase considérée. Le signal de bruit de fond de l'accélération est en revanche nettement altéré, avec une perturbation qui croît avec l'augmentation du débit. Malgré tout, lorsqu'on met en perspective la valeur des maxima de ce signal de bruit avec la valeur des accélérations rencontrées au cours des essais de fretting, ces perturbations sont négligeables. Le bruit blanc de base a une valeur maximale de 0.003 g, et ne monte qu'à 0.035 g au débit maximum. Les accélérations en cours d'essai sont de l'ordre de 1 g. L'impact de ces jets d'air comprimé sur le comportement dynamique du tribomètre a également été identifié comme négligeable.

Un thermocouple de type K mesure la température de l'air au niveau de la sortie de la buse de chauffage. Deux autres thermocouples peuvent être placés dans des trous de dégagement des échantillons, et permettent de mesurer la température en fond de piste et en fond de pion. La disposition des éléments d'isolation, et la transmission de chaleur par conduction dirige le flux de chaleur vers ces deux points. Ces deux points de mesure servent donc d'étalon pour estimer l'équilibre thermique de l'ensemble de la machine, et notamment garantir le non-dépassement des températures limites d'utilisation des capteurs non-spécifiques aux hautes températures (150°C max).

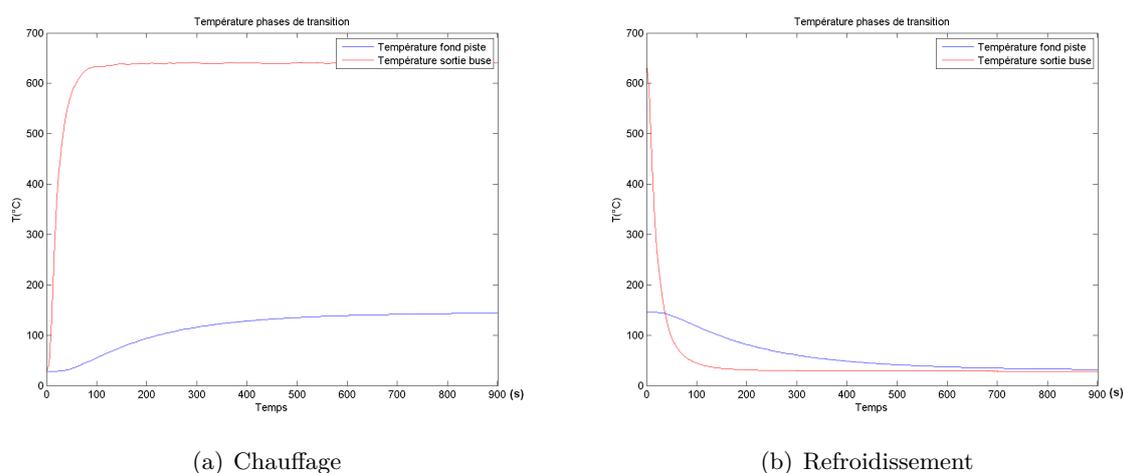


FIGURE 2.13 – Evolution des deux paramètres de température suivis au cours d'un cycle de chauffage et de refroidissement

D'après les graphes 2.13, on met en évidence l'établissement rapide de la température cible de 600°C en moins de 5 minutes. Atteindre l'équilibre thermique des deux autres points de mesure nécessite ensuite 10 à 15 minutes, avec une température stabilisée largement en deçà de 150°C (140°C au niveau de la piste et 100°C au niveau du pion). Le refroidissement se fait également en moins de 15 minutes. Le principal phénomène limitant la vitesse des changements de température est l'inertie thermique des deux pièces en Inconel (support piste et bras oscillant). Un jet d'air comprimé est dirigé sur la cible et la surface active du capteur de déplacement. Ceci conjugué à sa position limite sa température et permet d'utiliser la calibration standard. On constate cependant une dérive de plusieurs dizaines de microns de la position 0 de la partie mobile causée par les dilatations thermiques des parties chauffées pendant la phase transitoire.

### 2.4.3 Alignement des plans de contact

Une difficulté rencontrée est liée à la réalisation d'un contact plan sur plan. La précision nécessaire lors de l'alignement des surfaces façon répétable est extrêmement grande. Pour une surface de contact de 1 mm de long, un alignement au micromètre près nécessite un angle d'un ordre de grandeur de 0.1° entre les plans moyens du pion et de la piste.

Une analyse des incertitudes d'alignement pour des contraintes de tolérancement raisonnables (0.05mm) des échantillons (figure 2.14) donne une précision de l'ordre de 1° (entre 0.72 et 1.1°

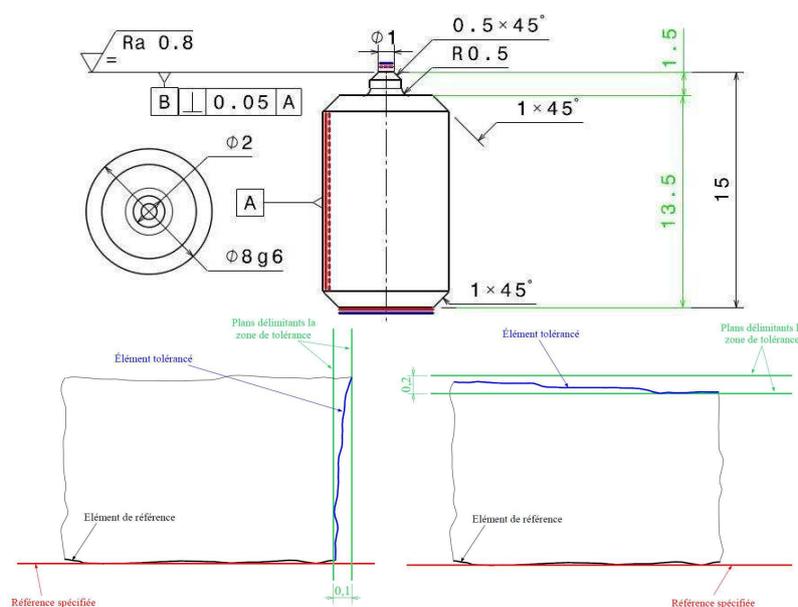


FIGURE 2.14 – Tolérancement de parallélisme et de perpendicularité entre deux surfaces

selon la définition des tolérances). Par ailleurs, ce calcul ne prend en compte que les incertitudes d'usinage des échantillons, et ne tient pas compte des défauts de positionnement associés à la globalité du banc d'essai.

La présence d'un système d'alignement des surfaces est donc indispensable. La figure 2.15 décrit le principe du mécanisme. L'ensemble du bras de chargement et de la double-pivot de guidage est fixé au bâti par 4 vis de maintien. Lorsqu'on desserre ces attaches l'assemblage est en équilibre stable grâce à deux points d'appui et un ressort. L'ensemble est également suspendu à une rotule. La combinaison de ces mécanismes autorise des mouvements de rotation de plusieurs degrés selon deux axes : dans la direction du déplacement relatif et dans la direction perpendiculaire. Le mécanisme de fixation du capteur d'effort en bout de bras et la possibilité d'ajouter des rondelles de calage au niveau de la liaison pivot verticale permet de plus d'ajuster la hauteur relative des plans de contact. Le système est de plus combiné à un tolérancement très ajusté pour les logements des échantillons garantissant un positionnement et un maintien plus stable. Le démontage des échantillons après essai est rendu possible sans toucher aux interfaces par deux trous de dégagement.

Associé à une vérification visuelle du champ de pression à l'aide de papier pression, le système permet de réaliser de façon fiable l'alignement de surfaces planes. L'utilisation de la face arrière de plus grand diamètre pour l'alignement de certains pions a également donné des résultats très satisfaisants. Les figures 2.16 présente des macrographies de surfaces endommagées illustrant la précision atteinte grâce à ces deux protocoles de réglage sur des essais en contact plan.

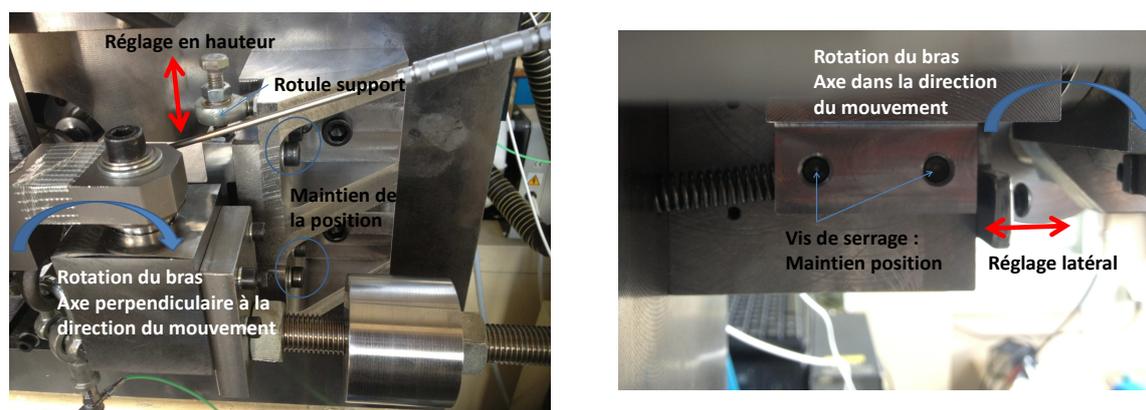


FIGURE 2.15 – Système d'alignement du plan de contact : réglage en hauteur et latéral

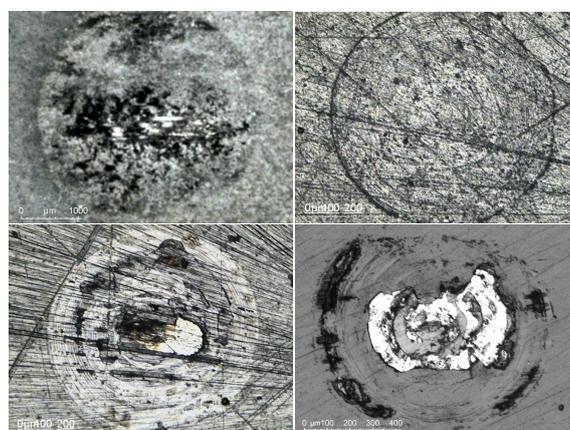


FIGURE 2.16 – Macrographies de surfaces endommagées après essais en contact plan/plan

## 2.4.4 Pilotage, acquisition et post-traitement

### Méthodes

Un logiciel de pilotage a été développé spécifiquement pour ce banc d'essai. Il permet d'effectuer des essais à boucle ouverte (à tension d'entrée du pot constante) ou bien en boucle fermée à rétro-action lente. Ce système d'asservissement lent mesure l'amplitude du signal piloté (effort en sortie de pot, effort tangentiel au contact, déplacement ou accélération) sur quelques cycles, et ajuste ainsi la tension délivrée à l'excitateur. L'utilisation d'un tel système nécessite une connaissance préliminaire de la réponse des surfaces testées, qui est obtenue par quelques essais d'exploration. L'acquisition des données se fait par un autre logiciel dédié installé sur le même ordinateur, et synchronisé avec celui de pilotage.

Le principal support de post-traitement des essais de fretting est l'analyse des bûches de fretting, c'est à dire la représentation de l'effort tangentiel en fonction du déplacement relatif. Afin d'identifier des phénomènes très rapides comme un pic de frottement statique, et pour que les calculs d'aire des courbes soient pertinents, une résolution minimale du tracé des bûches est nécessaire. Cependant on est très vite confronté à des problèmes de quantité de données à traiter sur des essais de plusieurs centaines de milliers de cycles durant lesquels plusieurs paramètres

sont enregistrés. Nous avons retenu un compromis satisfaisant à 100 points par cycles (fréquence échantillonnage  $f_{ech} > 100 * f$ ) pour représenter l'essentiel des phénomènes recherchés, tout en limitant la taille des fichiers d'acquisition. Différents protocoles d'acquisition ont été testés. Malgré la limitation du nombre de points par cycles l'acquisition menée en continu pour éviter toute perte de donnée a donné le meilleur compromis qualité acquisition/taille de fichier. Elle impose cependant un protocole de post-traitement particulier sous Matlab.

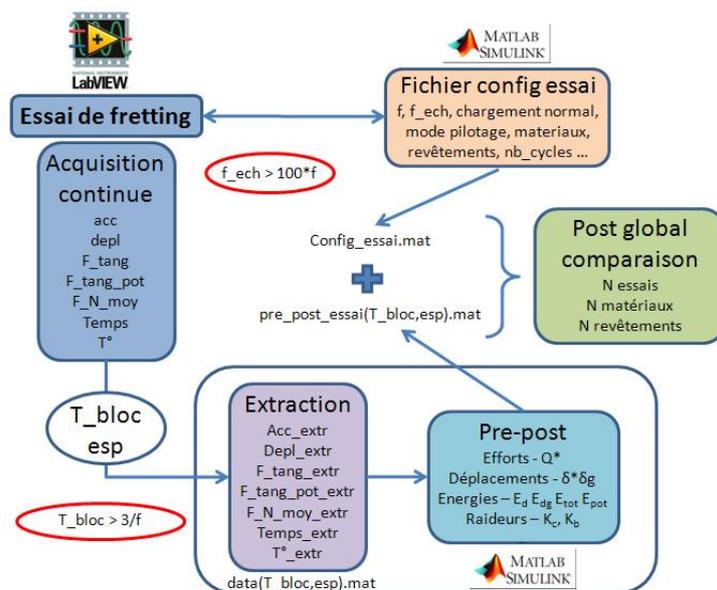


FIGURE 2.17 – Principe d'acquisition et de post-traitement des données d'essai.

Le protocole définitif a été de réaliser une acquisition continue des signaux d'essai, mais de réaliser une extraction par blocs de durée et de périodicité variable à partir de chaque matrice de donnée afin de permettre le traitement sous Matlab. Sans cette méthode d'extraction le logiciel manque de mémoire pour ouvrir et manipuler les matrices. Cette approche a l'avantage de permettre de réaliser un développement rapide des méthodes de post-traitement sur des fichiers de très faible taille, puis de les relancer sur des fichiers plus complets une fois validés. Associé à un protocole de lancement automatisé des post-traitements, un fort gain de temps a été réalisé, permettant une analyse plus fine des bûches.

Les figures 2.17 et 2.18 présente la méthode de post-traitement. Un premier programme analyse chaque essai indépendamment. Les données essentielles et condensées sont alors enregistrées dans un fichier de sauvegarde qui est ensuite récupéré dans un autre programme de post-traitement global permettant la confrontation des différents essais réalisés.

### Dérive de la position centrale des oscillations périodiques

La partie mobile du tribomètre est un assemblage mécanique que l'on qualifiera de "balançoire". Deux sabots rigides constituent la base (le supérieur encastré sur le bâti, et l'inférieur servant de support aux échantillons-pistes). Deux lames élastiques garantissent le guidage unidirectionnel et la reprise de l'effort normal. Cette structure est assemblée par des vis à la sortie du pot vibrant via des pièces de raccord et un capteur d'effort piézoélectrique. Le système atteint une position

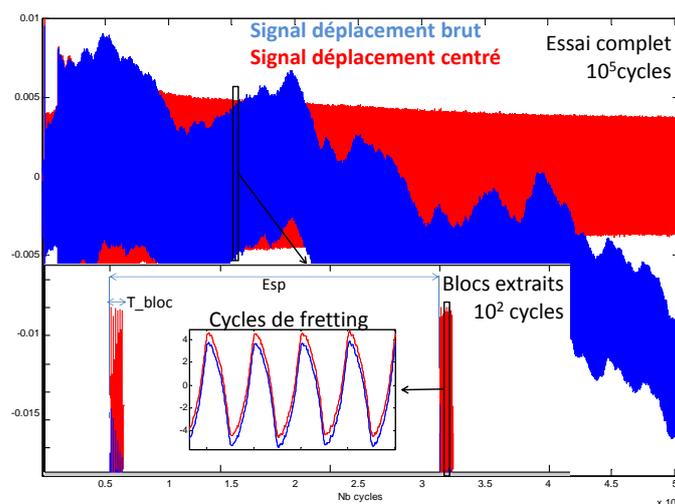


FIGURE 2.18 – Discretisation des données d'essai

d'équilibre lorsqu'aucune tension n'est délivrée dans le pot. A vide, le système oscille autour de cette position d'équilibre lorsqu'on lui impose un déplacement périodique sinusoïdal. Lors d'un essai de fretting, un effort tangentiel est généré au niveau du contact entre les échantillons, et selon l'usure et l'accommodation des surfaces et cette position d'équilibre peut être modifiée. Plus le système de guidage est souple, plus l'effort d'adhésion nécessaire pour occasionner un décalage de la position centrale est faible. Dans la configuration utilisée pour ces essais, une lame sans col prismatique est montée sur la face avant de la balançoire, augmentant fortement la raideur du système, et garantissant un meilleur retour élastique de centrage.

Il est important de quantifier la dérive du déplacement réel (figure 2.19), car si les signaux enregistrés sont bien caractéristiques du comportement des surfaces, la corrélation avec les endommagements observés ou la quantification de l'usure ne pourra pas directement être reliée aux efforts tangentiels ou énergies mesurées. Si le contact se déplace trop, une surface "neuve" peut être sollicitée. Des dérives ou "sauts" brusques de la position de la zone de contact ont pu être observés sous certaines conditions d'essai, en particulier lors des changements de régime de fretting.

Lors du post-traitement sous Matlab on compare le signal de déplacement brut enregistré au signal moyenné avec une moyenne mobile au cours des cycles (et blocs d'enregistrement). On peut alors estimer le pourcentage de déviation par rapport à la taille du contact et à l'amplitude de déplacement imposée. Contrairement au VCTM, le VTTM ne dispose pas de l'option d'un système de contrôle de la position moyenne d'oscillation de la partie mobile. On constate cependant que les variations restent inférieures à 0.5% de la zone de contact. La macrographie figure 2.20 illustre un cas isolé de saut de grande amplitude (plus de 200  $\mu m$ ) en cours d'essai, qui a été causé par la conjugaison de surfaces non-revêtues en situation de grippage, et de conditions d'essai sévères visant à forcer un régime de glissement global. La sollicitation d'une nouvelle surface partiellement intacte peut prolonger la durée de vie apparente de l'interface.

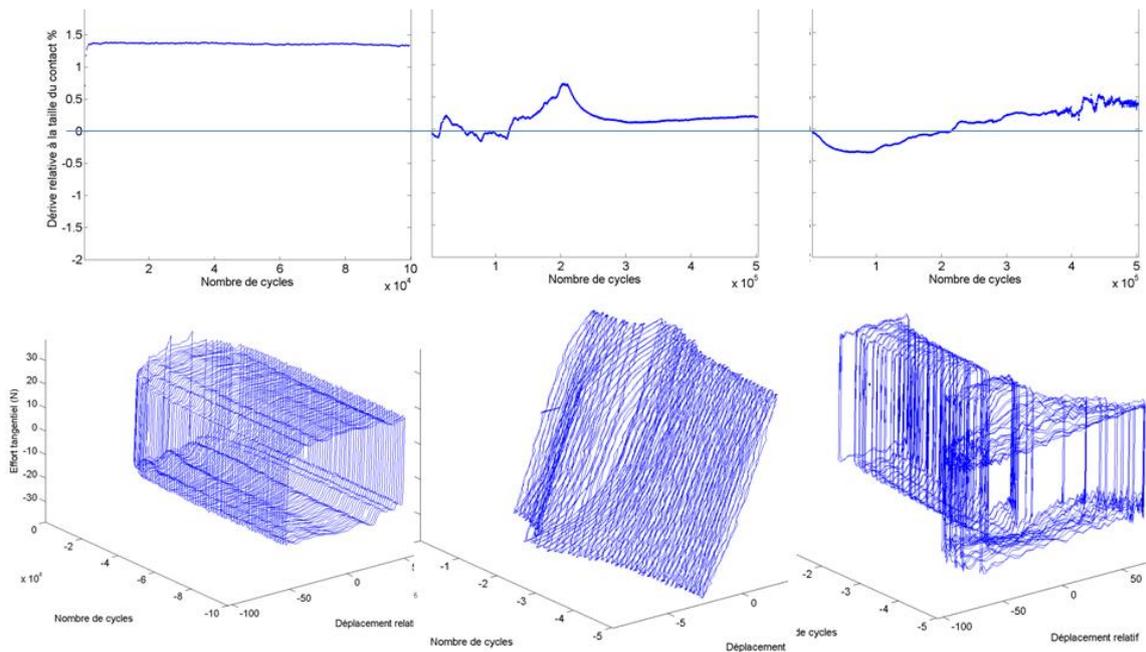


FIGURE 2.19 – Dérive de la position moyenne du déplacement de la balançoire au cours de trois essais différents



FIGURE 2.20 – Cas extrême de saut de position de contact.

### 2.4.5 Mesure de l'effort tangential

Grâce à l'instrumentation spécifique du VTTM par deux capteurs de force, une étude a été menée sur la qualité des signaux d'effort tangential mesurés, en particulier pour l'exploitation des cycles de fretting. L'analyse énergétique est fortement dépendante de la qualité des courbes, ce qui justifie une analyse particulière. Cette section présentera la comparaison de la mesure de l'énergie dissipée à partir de l'exploitation des signaux des deux capteurs implantés.

#### Perturbations vibratoires

Malgré un dimensionnement de chaque pièce du moyen d'essai garantissant un premier mode propre à une fréquence supérieure à la plage d'utilisation, la réponse vibratoire globale du banc

d'essai cause des perturbations des signaux mesurés (effort et déplacement).

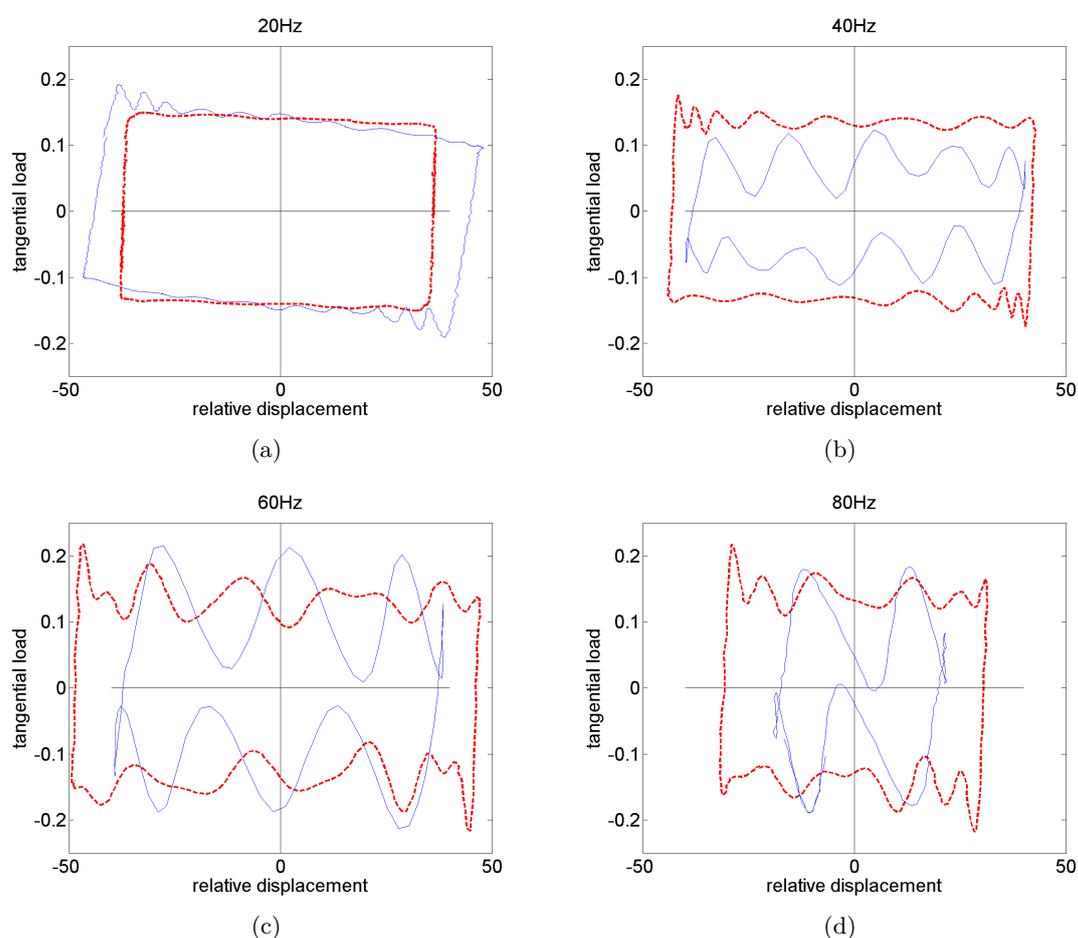


FIGURE 2.21 – Perturbations vibratoires de cycles de fretting en glissement global sur le VCTM (bleu) et le VTTM (rouge) à 20, 40, 60 et 80 Hz.

La figure 2.21 présente des cycles effort-déplacement obtenus en régime de glissement global dans des conditions similaires sur deux moyens d'essais, le VCTM et le VTTM. Ces perturbations n'ont été constatées qu'en régime de glissement global, et n'impactent pas les essais en glissement partiel ou collage (études de type fretting-fatigue pour lesquelles le VCTM avait été originellement conçu). L'accent mis sur les approches énergétiques dans ces travaux nécessitent des cycles de fretting propres et caractéristiques uniquement du comportement des interfaces. La conception du banc d'essai à chaud a permis de réduire l'amplitude des perturbations à un niveau négligeable en dessous de 35 Hz (tracés rouge), et de conserver une forme exploitable jusqu'à plus de 100 Hz, avec néanmoins une nette déformation de la phase de glissement. Ce genre de problème vibratoire est la raison pour laquelle de nombreuses études de fretting sont réalisées à très basse fréquence (quelques Hz voire moins de 1 Hz). Une conception spécifique des moyens d'essais est requise pour atteindre de plus hautes fréquences. L'objectif de notre conception est d'étudier des contacts plan/plan fortement chargés, avec une surface de contact relativement importante (jusqu'à  $40 \text{ mm}^2$ ). Ces contraintes imposent des parties mécaniques robustes afin de garantir la durée de vie du banc d'essai, ce qui abaisse leurs fréquences propres. La caractérisation vibratoire nous a amené à identifier un mode de résonance du bâti comme

source du problème. Ceci conjugué à l'implantation du capteur situé après le contact et du bras de chargement explique que cette mesure soit particulièrement impactée. Grâce à l'instrumentation du banc, une seconde méthode de mesure de l'effort tangentiel au contact a également été développée.

### Exploitation des signaux des deux capteurs de force

Comme présenté précédemment, un second capteur d'effort tangentiel a installé sur le VTTM en sortie du pot-vibrant. Ce second capteur est fixé sur la partie mobile, et va donc subir des efforts d'inertie non négligeables, ainsi que le retour élastique des lames de guidage. Il est donc nécessaire de corriger les mesures pour extraire l'effort tangentiel généré à l'interface. Il nous permettra de faire une comparaison entre la mesure classique de l'effort après le contact par un capteur fixe, et la mesure obtenue en sortie de pot. Les figures 2.9 et 2.22 illustrent la position des capteurs par rapport aux deux parties mécaniques principales du banc d'essai (bras de chargement et balançoire)

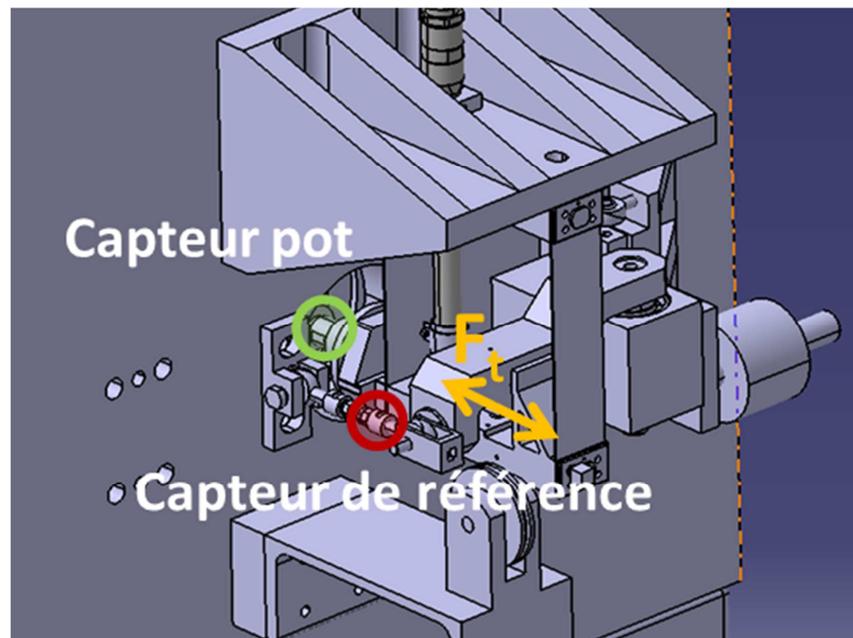


FIGURE 2.22 – Position des deux capteurs d'effort sur le VTTM

Une analyse mécanique de la répartition des efforts (figure 2.23) nous a permis d'exprimer l'effort tangentiel au contact de deux façons.

La mesure de référence est la mesure de l'effort transmis par le contact, donc celle obtenue par le capteur référencé n°2 reliant le bras de chargement au bâti. Il faut prendre en compte le bras de levier du support d'échantillon.

$$F_{t2} = F_{mes2} * \frac{L1 + L2}{L2} + F_{i2} \approx \frac{F_{mes2}}{0.64} \quad (2.1)$$

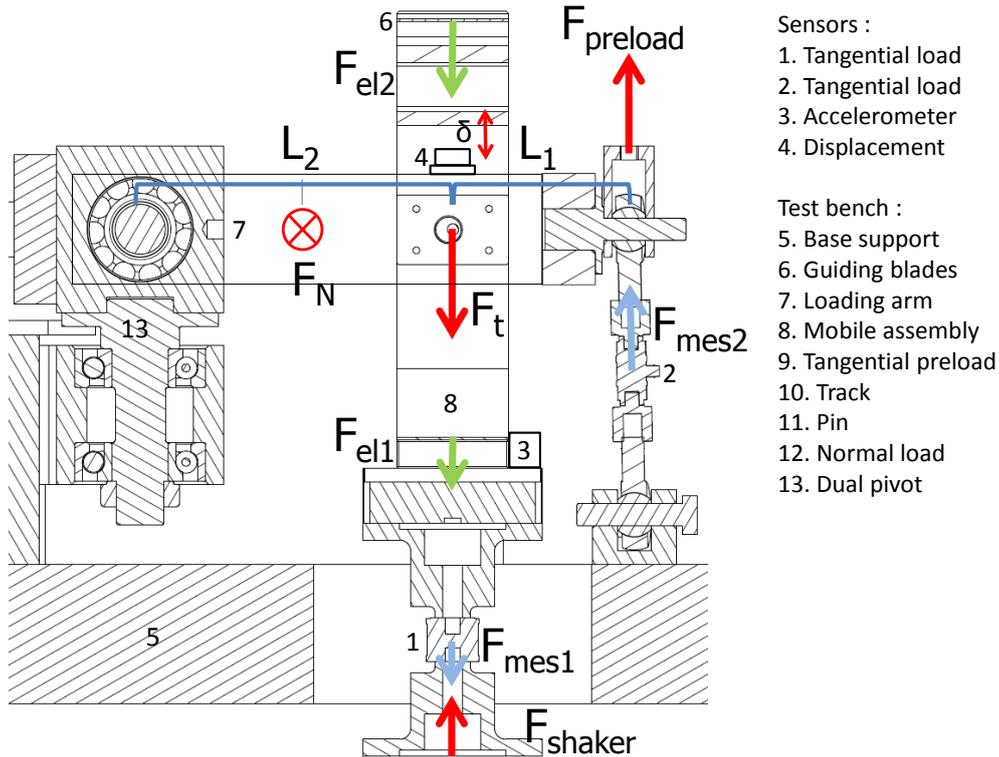


FIGURE 2.23 – Analyse mécanique du banc d'essai dans le plan du contact

L'application du PFS au bras de chargement se justifie en raison des très faibles niveaux d'accélération mesurés sur cette pièce.

La mesure de la force tangentielle obtenue du second capteur référencé n°1 s'exprime par l'application du PFD à la partie mobile. L'effort délivré par le pot vibrant se répartit en différentes contributions : l'effort tangentiel au contact, la déformation des lames de guidage et les efforts d'inertie.

$$F_{t1} = F_{mes1} - F_{el1} - F_{el2} - \gamma * m_{mobile} \quad (2.2)$$

Avec les forces élastiques définies d'après la raideur des lames de guidage :

$$F_{el_i} = K_{blades_i}(f, N) * \delta_{blades_i} \quad (2.3)$$

La conception du banc garantissant un comportement rigide du bras de chargement dans les conditions testées, on peut considérer que  $\delta_{blades_i}$  est égal au déplacement relatif mesuré par le capteur.

L'identification de  $K_{blades}$  et de  $m_{mobile}$  se fait en considérant le comportement théorique de la partie mobile constituée du support piste, des lames de guidage et des pièces de raccord à la partie mobile du pot-vibrant. A vide (sans échantillons en contact), il s'agit d'un système masse-ressort, qui s'avère très peu amorti (nous allons négliger cet amortissement dans un premier temps). Le protocole de caractérisation consiste à réaliser un balayage fréquentiel, puis à tracer la FRF du signal d'effort obtenu. La raideur et la masse inertielle sont alors identifiées par comparaison avec la courbe théorique d'un tel système (figure 2.24) : l'ordonnée à l'origine

est l'inverse de la raideur, et le pic de résonance donne la pulsation  $w_0 = \sqrt{K_{blades}/M_{mobile}}$  et donc la masse inertielle. Cette masse n'est pas exactement égale à la masse propre des différents constituants du système. Les paramètres identifiés sont regroupés dans la table 2.5. Le protocole proposé pour valider les paramètres identifiés, en particulier la masse inertielle  $M_{mobile}$ , est de comparer expérimentalement le signal corrigé au signal de référence à basse fréquence (entre 20 et 30 Hz) pour des conditions de glissement global.

Température	20 °C	600 °C
$K_{lames}$ FFT (N/mm)	400	380
$m_{mobile}$ (kg)	2.03	2.11

TABLE 2.5 – Raideurs  $K_{lames}$  et masse  $m_{mobile}$  identifiées à partir des FFT à l'ambiante et à 600°C.

Une série de caractérisations avec des contacts à différents niveaux de chargement nous a permis de valider les paramètres identifiés à vide avec l'hypothèse d'un système masse-ressort non amorti. Le banc a été caractérisé à température ambiante puis à haute température. Bien que les propriétés mécaniques des matériaux diminuent avec la température, les lames de guidage qui pilotent l'essentiel de la réponse de ce système sont en dehors de la zone de chauffe, et ne subissent qu'une faible élévation de température (moins de 100 °C). La figure 2.24(b) illustre le léger assouplissement causé par l'élévation de température. Cet assouplissement a une faible influence sur la forme des cycles de fretting. Il n'est donc pas indispensable d'identifier à nouveau les paramètres pour les conditions de température intermédiaires.

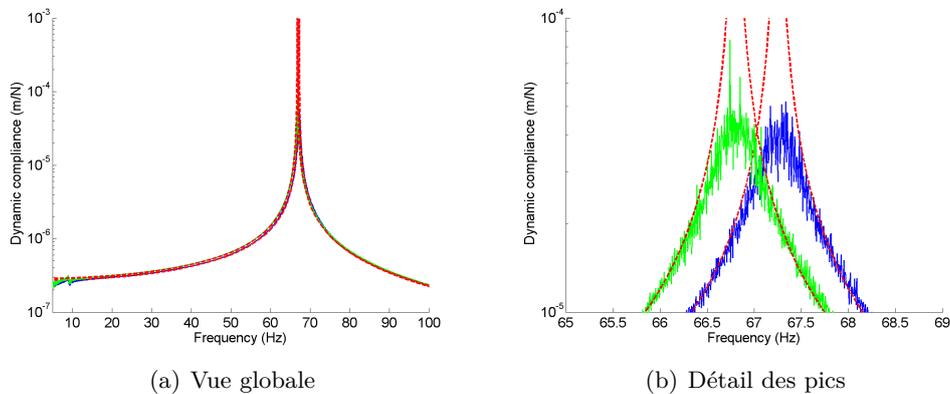


FIGURE 2.24 – FFT expérimentale (bleu - ambiante, vert - haute température) et courbe théorique (rouge) de l'effort tangentiel pour un balayage entre 1 et 100 Hz

La figure 2.25 présente quelques résultats de cycles de fretting tracés avec les paramètres identifiés précédemment. Différentes conditions de chargement normal, de couples de matériaux et de température confirment la robustesse du protocole de correction. A faible fréquence (<30 Hz), le signal du capteur 2 peut être choisi comme signal de référence, mais pour des fréquences supérieures, le signal corrigé du capteur 1 est nettement moins perturbé par la réponse dynamique du banc. La méthode de correction est particulièrement efficace dans des conditions de glissement global à des fréquences supérieures à 30 Hz.

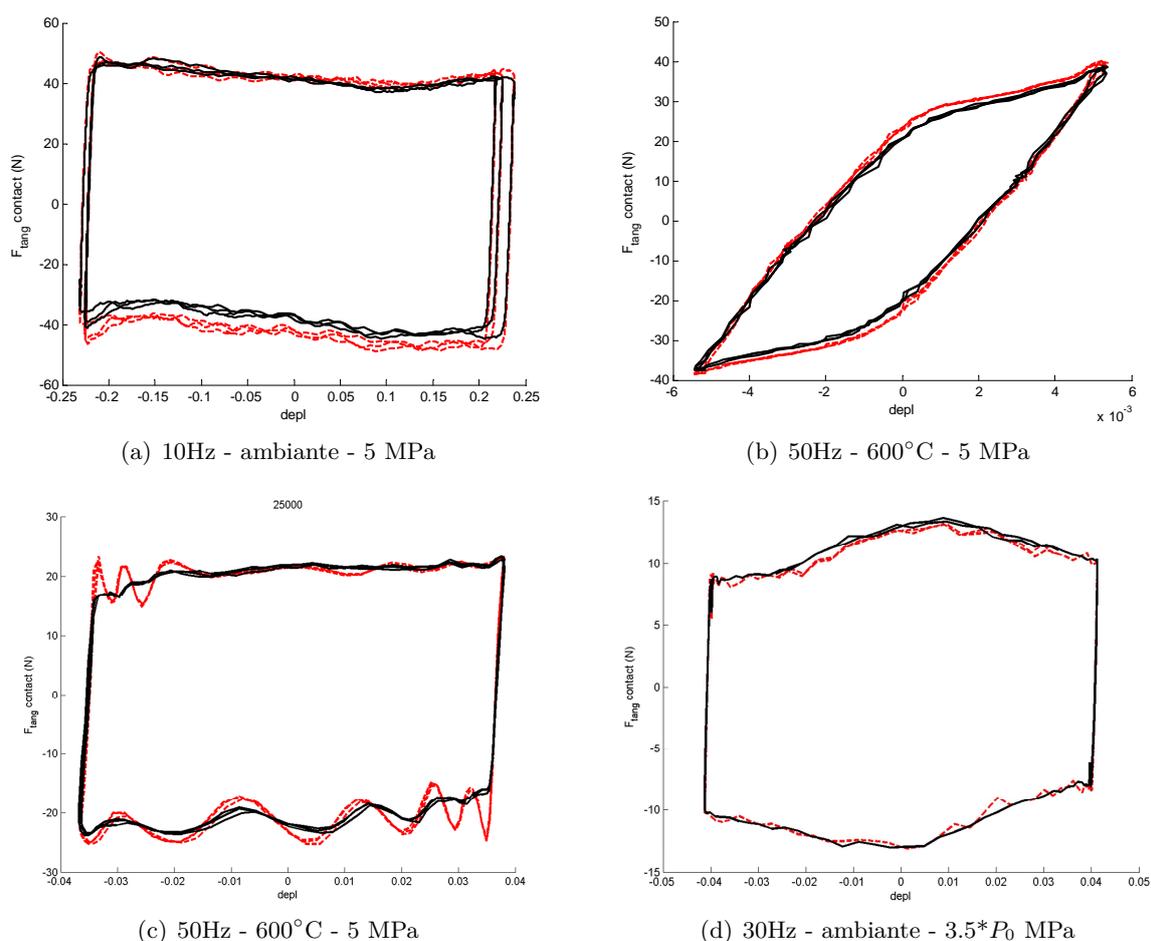


FIGURE 2.25 – Cycles de fretting tracés à partir du signal de référence (pointillés rouges) ou corrigés (noir) pour plusieurs cas d'application (température, fréquence, chargement, matériaux)

### Sensibilité aux paramètres $K_{lames}$ et $m_{mobile}$

Le signal d'effort obtenu avec cette méthode de correction simple et robuste permet de diminuer fortement l'impact des perturbations vibratoires du bâti. La position du capteur sur un nœud de vibration de l'équerre support semble limiter l'impact de ce mode. Cependant de faibles variations des paramètres identifiés pour le système masse-ressort entraînent une notable modification de l'aspect des bûches. Cette sensibilité est d'autant plus grande que la fréquence d'essai (niveaux d'accélération) et l'amplitude de débattement (contribution de raideur) sont importantes. L'identification des paramètres ainsi que les hypothèses simplificatrices causent une certaine incertitude sur les caractérisations réalisées. Nous avons donc réalisé une étude paramétrique en faisant varier la masse et la raideur identifiées. La comparaison des résultats présentée figure 2.26 et table 2.6 se fera sur l'aspect des bûches, le coefficient de frottement, la raideur tangentielle et l'énergie dissipée. L'énergie dissipée est calculée avec la fonction *polyarea* de Matlab.

La raideur tangentielle (pente du chargement ou déchargement élastique) des cycles corrigés semble très peu impactée par les variations de la raideur des lames de guidage. Cela s'explique

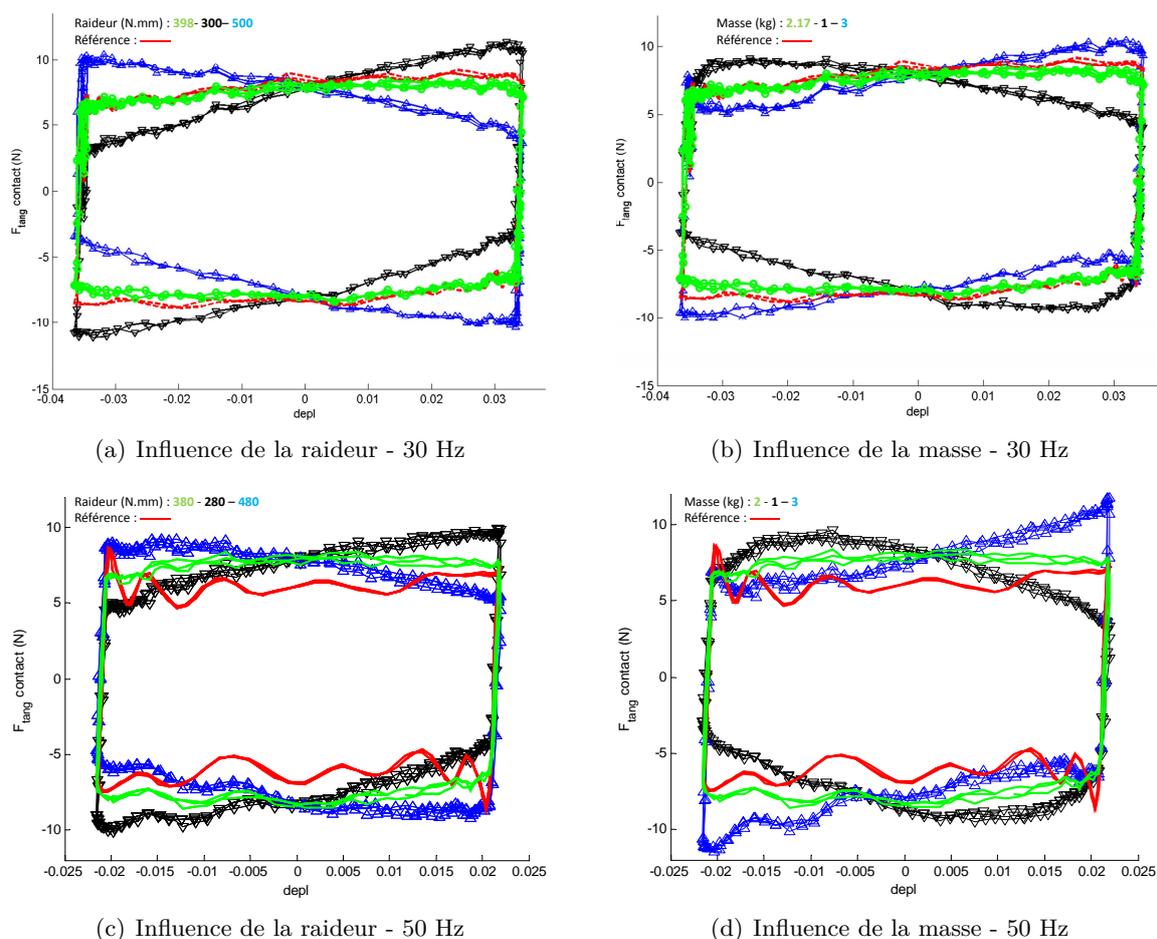


FIGURE 2.26 – Influence de la raideur et de la masse identifiée sur la forme des cycles de fretting pour des essais à 30 et 50 Hz

par l'ordre de grandeur des valeurs mises en jeu. Dans la configuration rigide, les lames ont une raideur de l'ordre de  $10^2$  N/mm alors que la raideur tangentielle du système est de l'ordre de  $10^4$  N/mm. Les variations d'inclinaison du cycle de fretting n'impactent pas non plus la détermination du coefficient de frottement, car le centre de rotation est situé à la moitié du palier de frottement (aux points de déplacement nul). La dispersion de la valeur mesurée est cependant augmentée avec l'angle d'inclinaison du palier.

Si on regarde les résultats quantitatifs de l'étude paramétrique table 2.6, on constate que la raideur des guidages de la partie mobile n'influence pas l'estimation de l'énergie dissipée, ce qui est consistant avec le comportement élastique non-dissipatif du système de guidage.

Le terme d'inertie est celui qui pilote la forme du cycle. Le terme correctif de raideur apporte une correction de l'orientation des buches. En raison de l'importance de la mesure du signal d'accélération, cette méthode de correction atteint ses limites pour des faibles fréquences (en dessous de 10 Hz), à la limite inférieure de la plage de fonctionnement du capteur. Pour ces faibles fréquences, les perturbations vibratoires sont rapidement amorties, et le signal de référence du capteur d'effort fixé au bâti peut être considéré comme fiable.

Les variations causées par les forces d'inertie ont par contre un impact plus important sur le

coefficient de frottement, à la fois sur sa valeur et sa dispersion. Une surestimation de la masse peut même entraîner l'apparition de pics aux extrémités pouvant être confondus avec des pics de frottement statique ou un effet Stribeck.

$\Delta E_d$ capteur 1 - capteur 2	5% (30 Hz)	20% (50 Hz)	
Paramètres de référence	$K_{blades}=380$	$m_{mobile}=2$	
Variation $K_{lames}$ (N/mm) - $m_{mobile} = 2$	280	380	480
$E_d$ - capteur 1 corrigé (mJ)	1.9577	1.9577	1.9577
Variation $m_{mobile}$ (kg) - $K_{lames} = 280$	1	2	3
$E_d$ - capteur 1 corrigé (mJ)	1.9193	1.9577	1.9939

TABLE 2.6 – Comparaison de l'énergie dissipée sur un cycle (aire intérieure) pour différentes valeurs des paramètres de correction  $K_{lames}$  et  $m_{mobile}$

La contribution des forces d'inertie a par contre un effet plus sensible, mais reste faible. Dans le cas illustré sur les figures précédentes, 100% de variation de la masse  $m_{mobile}$  identifiée occasionnent moins de 2% de variation de l'énergie dissipée. Plus les niveaux d'accélération seront élevés, plus l'influence relative d'une variation de cette valeur de masse sur l'énergie dissipée sera importante.

La comparaison des signaux traités du capteur 1 avec le signal de référence du capteur 2 sur plusieurs jeux de données d'essai nous a permis d'observer que l'énergie dissipée et les coefficients de frottement mesurés sur les signaux corrigés ont une bonne corrélation pour une fréquence d'essai inférieure à 30 Hz. Pour des efforts fréquences d'essai supérieures (50 Hz dans l'exemple), l'écart entre les deux mesures est plus important (jusqu'à 20%). La perturbation des signaux du capteur 2 semble également moins prononcée pour des mesures d'effort plus importants (< 20 N figure 2.25(c) - 7 N figure 2.26(c)). Par sa position dans l'axe du plan de contact, la mesure issue du signal du capteur 1 est considérée comme référence au-delà de 30 Hz.

### 2.4.6 Mesure du déplacement

L'application du PFS au système partie mobile donne l'équation suivante : Une analyse mécanique détaillée de la mesure du déplacement relatif entre les échantillons est présentée figure 2.27. Les efforts de retour élastique générés par la déformation des lames sont liés au déplacement  $\delta_{lames}$  et la raideur  $K_{lames}$ .

Le déplacement relatif mesuré entre le capteur et la cible  $\delta_{mes}$  a deux composantes d'erreur par rapport au déplacement relatif réel des interfaces :

- $\delta_{error1}$  liée aux déformations du support entre la zone ciblée et la piste
- $\delta_{error2}$  qui dépend du déplacement entre la surface active du capteur et la surface en contact du pion.

L'étude de la répartition des efforts en condition de fonctionnement nous permet de conclure que  $\delta_{error2}$  est essentiellement liée à la flexion du pion et un mouvement de rotation dépendant de la force de serrage (illustré dans le cadre bleu de la figure).  $\delta_{error1}$  est quand à elle composée de cette même composante de rotation de l'échantillon plus la déformation élastique du support de la piste sous l'action de  $F_{el2}$  exercé par la lame de guidage. Quelles que soient les conditions d'essai et le type de lame de guidage monté, cette contribution élastique peut être considérée

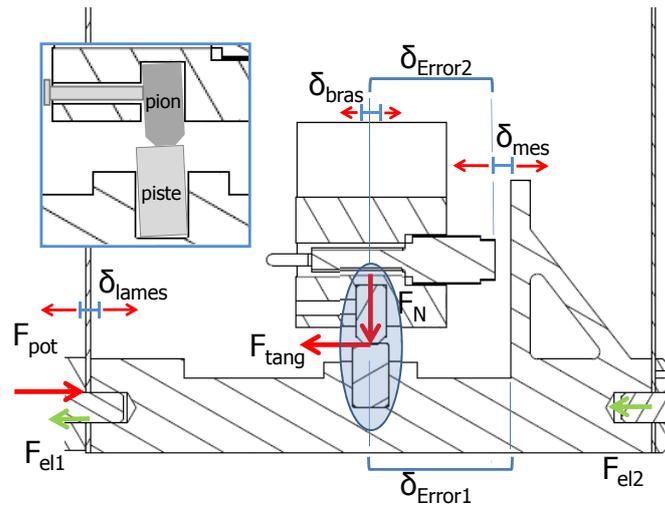


FIGURE 2.27 – Analyse mécanique de la mesure du déplacement relatif entre les échantillons

comme négligeable. On peut ainsi définir la relation d'association en série suivante entre la raideur mesurée  $K_{mes}$ , la raideur du contact  $K_c$  et la contribution de raideur du banc  $K_b$  :

$$\frac{1}{K_{mes}} = \frac{1}{K_{contact}} + \frac{1}{K_{banc}} \quad (2.4)$$

La composante  $K_b$  est en fait essentiellement liée au mécanisme de serrage des échantillons ainsi qu'à leur déformation élastique sous l'effet de  $F_{tang}$ . Elle dépend donc de la géométrie des éprouvettes. Un serrage des échantillons à la clé dynamométrique permet de réduire la dispersion associée au couple de serrage de la vis.

## 2.5 Conclusion

La conception d'un nouveau banc d'essai avec un objectif d'étude du fretting usure nous a permis d'approfondir l'approche vibratoire du banc. Les choix de conception pour les pièces mécaniques, le système de chauffage et l'alignement des plans de contact ont été pilotés par la nécessité d'élever au maximum la fréquence des modes propres de la structure. Force est de constater que malgré un dimensionnement rigoureux, la réponse de l'assemblage reste perturbée par quelques modes propres qui affectent les signaux mesurés. Une exploitation originale d'une mesure secondaire de la force tangentielle a été mise en place. La mesure de l'effort avant le contact n'est pas conventionnelle mais permet par l'intermédiaire des calculs de mécanique générale de retrouver des résultats équivalents à ceux obtenus avec un capteur après le contact. Le positionnement du capteur réduit l'influence de la réponse dynamique du banc sur la mesure et permet donc de travailler à plus haute fréquence. Pour des conditions de glissement global, le signal du capteur situé après le contact est utilisable de façon fiable dans une plage de fréquence allant de 1 à 30 Hz. Dès 25 Hz l'exploitation du signal corrigé du capteur en sortie de pot est préférable, et même indispensable pour l'étude de surfaces présentant un faible coefficient de frottement générant des efforts de quelques N seulement.

## Chapitre 3

# Fretting à température ambiante : approche énergétique

### Sommaire

---

3.1	Démarche générale d'étude . . . . .	104
3.2	Comparaison des revêtements . . . . .	106
3.3	Comportement dissipatifs et mécanismes d'endommagement des DLC . . . . .	114
3.4	Influence des caractéristiques des revêtements DLC . . . . .	126
3.5	Essais de validation sur pièces réelles . . . . .	135

---



### Résumé

---

Ce chapitre présente les échantillons, conditions expérimentales ainsi que les résultats des campagnes d'essais de frottement quasi-statique et de fretting à température ambiante. L'étude est axée sur le potentiel de dissipation d'énergie des couples de matériaux et revêtements sélectionnés, ainsi que sur la mesure des raideurs de contact. L'évolution de ces paramètres en fonction de l'endommagement des surfaces sera également suivie.

---

## 3.1 Démarche générale d'étude

### 3.1.1 Interfaces de contact

Le contexte industriel impose un contact entre une couronne en acier inoxydable et un bâti qui peut être en acier inoxydable ou en titane selon l'application considérée. La faisabilité de l'utilisation de bâti en aluminium a également été envisagée. Les performances mécaniques de ces alliages d'aluminium sont cependant insuffisantes pour les niveaux de contraintes attendus (plastification sévère des surfaces lors d'essais en frottement quasi-statique). Deux couples de matériaux en contact seront donc étudiés :

- Acier X40CrMoVN16-2 (XD15NW) sur Acier X5CrNiCuNb16-4 (17.4-PH)
- Acier X40CrMoVN16-2 (XD15NW) sur Ti6Al4V

Les études préliminaires réalisées par les industriels partenaires ont orienté le travail vers des phénomènes d'endommagement de type usure. Les choix de revêtements ont été faits dans cette optique. Un traitement d'implantation ionique de lubrifiant solide WS2 ainsi que trois versions de DLC ont été retenues. Une analyse tribologique du système (duretés relatives, grande et petite surface cinématique) conduit à choisir de revêtir la surface la plus dure. Les pistes (grande surface cinématique) seront donc en acier inoxydable XD15NW revêtu de plusieurs variantes de DLC, ou traitées par implantation ionique de WS2. L'acier à l'azote XD15NW a été retenu comme substrat final (remplaçant l'acier inoxydable 440C) car son procédé de mise en forme et ses propriétés sont compatibles avec les températures nécessaires pour les dépôts de revêtements DLC (supérieures à 400°C).

Les essais seront réalisés sur deux couples d'échantillons différents : un pour les essais sur le TAL (tribomètre alternatif lent) et un pour les essais de fretting. L'étude en fretting se fait sur des pions cylindriques de 1 mm de diamètre (surface nominale de 0.785 mm<sup>2</sup>), et l'étude quasi-statique sur de pions de 1.5 mm de diamètre (surface de 5.30 mm<sup>2</sup>). Les bords des éprouvettes ont un chanfrein à 45°. Par ailleurs, pour des raisons de confidentialité nous n'avons pas eu accès à un certain nombre de propriétés et conditions de dépôt des revêtements testés.

### 3.1.2 Démarche

Pour profiter du potentiel de dissipation par friction dans les interfaces soumises à des sollicitations de fretting, il faut délibérément sortir d'une situation de collage des interfaces afin de permettre du glissement partiel ou total des interfaces. Le glissement global génère le plus de dissipation, cependant les faibles pressions nécessaires pour obtenir un tel régime stable peuvent être incompatibles avec la fonction primaire de la jonction (transmission d'effort). Avec les chargements complexes que voient les structures réelles, on s'oriente vers un régime de fretting mixte (MFR), qui a été identifié dans de nombreuses études comme le régime le plus critique en terme de durée de vie des interfaces. L'étude de l'endommagement des interfaces et la quantification de la durée de vie du revêtement est donc un critère de validation primordial des solutions choisies.

La démarche retenue pour cette étude est donc une comparaison expérimentale du comportement des revêtements sur plusieurs séries d'essais :

- Mesure du coefficient de frottement en condition quasi-statique sur le TAL, et caractérisation des endommagements sur quelques cycles.

- Etude du comportement en fretting.

En ce qui concerne les essais de fretting, plusieurs campagnes d'essais ont donc été menées au cours de cette étude :

- A1 : Campagne dont les paramètres de sollicitation ont été choisis d'après l'analyse des conditions de chargement, de la cinématique et du spectre de sollicitation vibratoire des pièces réelles. Le protocole assure la même amplitude de débattement initiale pour toutes les configurations, puis les interfaces évoluent librement.
- A2 : Une campagne d'essais en conditions de type fretting-fatigue sévères par rapport aux conditions initialement choisies.
- A3 : Une campagne basée sur un protocole d'essai à tension d'entrée constante ciblant l'étude comparative de la capacité de dissipation d'énergie des configurations testées, et l'observation de son évolution en fonction des endommagements. Les seuils de tension sont fixés de façon à garantir un glissement global des configurations DLC avant endommagements.
- A4 : Une campagne visant à explorer quelques voies d'optimisation des paramètres de dépôt des revêtements DLC afin d'améliorer leur durée de vie (étude sur l'épaisseur de la couche et l'état de surface du substrat avant dépôt).

Les campagnes A3 et A4 réalisées sur le nouveau banc d'essai de fretting VTTM ont pour objectif de classer les différentes configurations de revêtement en fonction de leur potentiel de dissipation d'énergie et d'amortissement et ont été menées selon le même protocole. La solution de protection optimisée qui en ressort sera testée sur des essais spécifiques sur pièces réelles réalisés par les industriels. En accord avec les objectifs de durée de vie de l'industriel, les essais ont tous une durée de 500 000 cycles et ont été menés dans l'air à température ambiante. Les essais ne sont pas interrompus lorsqu'on constate une dégradation des revêtements (par une augmentation du coefficient de frottement par exemple), afin d'étudier l'évolution des interfaces et de leur comportement dissipatif dans le mode de fonctionnement dégradé.

Campagne	NR	WS2 <sup>a</sup>	DLCC <sup>a</sup>	DLCCD <sup>a</sup>	DLCMC <sup>b</sup>
A1 BP	Ti	Ti	Ti	Ti <sup>1</sup>	
HP	Ti	Ti	Ti		
A2 BP			Ti		
HP	Ti, Ac	Ti, Ac	Ti, Ac	(Ti, Ac) <sup>2</sup>	Ti, Ac
A3 BP	Ti, Ac	Ti, Ac	Ti, Ac	(Ti, Ac) <sup>2</sup>	Ti, Ac
HP	Ti, Ac	Ti, Ac	Ti, Ac	(Ti, Ac) <sup>2</sup>	Ti, Ac
A4 BP		Ac <sup>3</sup>	Ac <sup>4</sup>	Ac <sup>4</sup>	
HP		Ac <sup>3</sup>	Ac <sup>4</sup>	Ac <sup>4</sup>	

TABLE 3.1 – Couples de matériaux et conditions d'essai testées lors des différentes campagnes de tests.<sup>a</sup>revêtement commercial, <sup>b</sup>développement, <sup>1</sup>DLCCD V1, <sup>2</sup>DLCCD V2, <sup>3</sup>WS2 + sous-couche CrC, <sup>4</sup>DLCC fin / DLCC substrat poli et DLCCD fin / DLCCD substrat poli

Les objectifs recherchés pour la solution de revêtement sont multiples :

- Protéger les surfaces de contact d'endommagements critiques pendant la durée de vie visée
- Maximiser la dissipation d'énergie au niveau de l'interface
- Avoir un comportement dissipatif stable ou dont l'évolution est connue pendant la durée de vie du système

Le but final du projet dans lequel s'inscrivent ces travaux est d'être capable de concevoir des

liaisons dissipatives au comportement maîtrisé dans les assemblages mécaniques. Si la réponse dynamique de la structure est finement optimisée en fonction du comportement de ces interfaces amortissantes, on souhaite éviter des variations brutales ou imprévisibles du comportement des surfaces frottantes. Maximiser la raideur de contact afin d'élever les modes propres de la structure assemblée est également un objectif secondaire.

## 3.2 Comparaison des revêtements

La démarche de sélection des solutions de protection peut se faire selon plusieurs critères. Les conditions d'essai nécessaires pour déterminer ces différents critères ne sont pas identiques. Nous allons présenter le protocole de sélection effectué pour les grandeurs suivantes : le coefficient de frottement, l'énergie dissipée, la raideur tangentielle et la durée de vie.

### 3.2.1 Critère : Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement est un premier élément de comparaison des solutions de protection. La comparaison s'effectuera d'abord sur une campagne de caractérisation en frottement alternatif lent, puis sur des essais de fretting à plus haut fréquence (60 et 80 Hz).

#### Caractérisation du frottement en quasi-statique à l'ambiante

Les essais de frottement sont réalisés sous air à la température ambiante (entre 20 et 25°C et 30 à 50%HR), sous deux chargements différents en effort normal (correspondant à  $P_0$  et  $3.5 \cdot P_0$  de pression de contact nominale) et à une vitesse de glissement de 25  $\mu\text{m/s}$ . Chaque essai suit la même séquence comportant trois ou quatre phases de frottement alternatif d'une course fixe de 5 mm. La répétition de ces allers-retours permet de réaliser une accommodation des couches superficielles des échantillons en contact, et ainsi de mettre en évidence un comportement stable représentatif. La figure 3.1 illustre les comportements en frottement à basse vitesse de nos différents couples de matériaux. On observe dans toutes les configurations une diminution du coefficient de frottement en présence de revêtement. Les revêtements donnent sensiblement les mêmes coefficients de frottement pour les deux conditions de chargement, mais la contreface en titane a un frottement légèrement plus faible que l'acier (voir table 3.2).

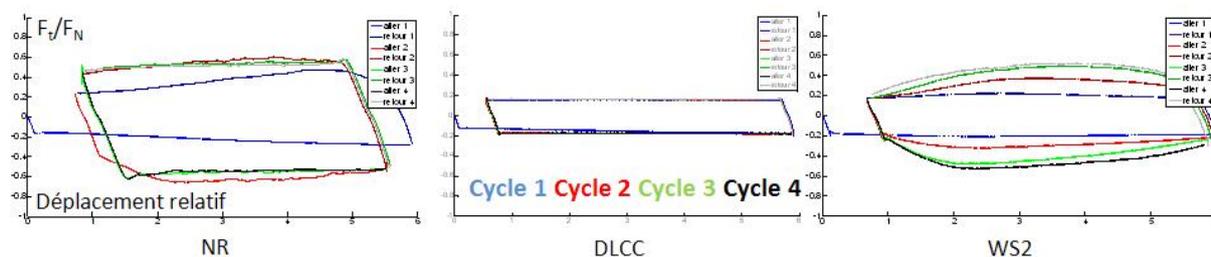


FIGURE 3.1 – Cycles effort-déplacements des essais en frottement alterné à basse vitesse

L'observation des surfaces après ces quelques cycles met en œuvre des comportements différents selon les couches en présence. Ces essais de frottement n'ont pas pour objectif d'étudier

l'usure des surfaces. Cependant les endommagements observés fournissent des informations intéressantes sur les surfaces en contact et sur la tenue du revêtement.

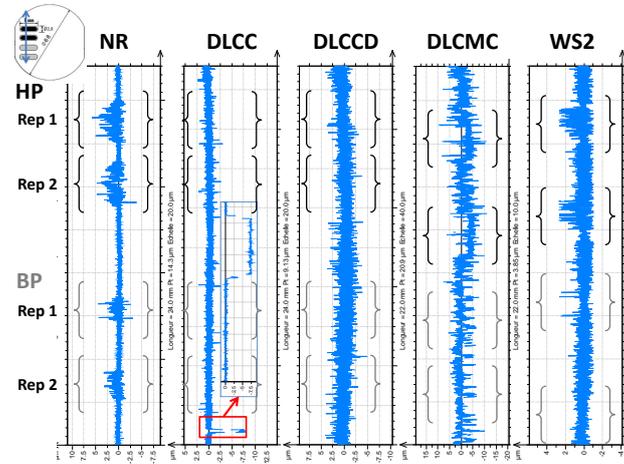


FIGURE 3.2 – Profils des traces d'essai à la surfaces des pistes

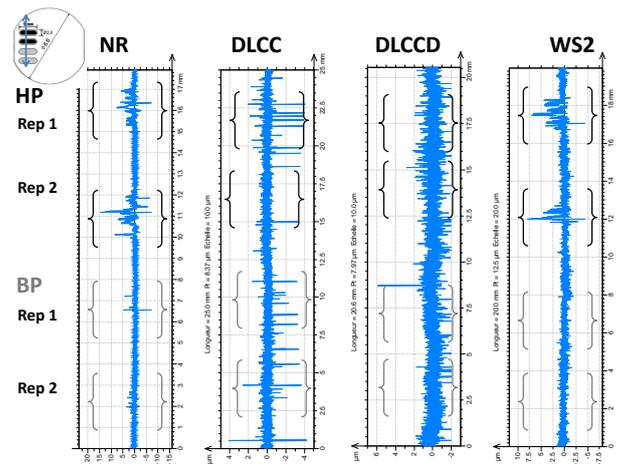


FIGURE 3.3 – Profils des surfaces de pistes

Les substrats titane et acier constituent la configuration de référence (non revêtue - NR) et sont le siège de phénomènes de transfert de matière. Le titane plus mou adhère et se transfère sur l'acier plus dur. Plus la charge est importante plus ce phénomène est prononcé. La plus grande dureté de l'alliage 17.4-PH diminue légèrement l'intensité des phénomènes d'adhésion. L'analyse des profils de rugosité (figures 3.2 et 3.3, réalisée après nettoyage des surfaces) confirme un transfert adhérent de titane et d'acier sur la piste lors que les substrats sont directement en contact. Le revêtement de type DLC élimine le phénomène de transfert de titane sur la piste : le profil de rugosité ne révèle aucune modification de l'état de surface. Les DLC ont une dureté telle qu'ils ne sont quasiment pas endommagés lors du frottement, mais on a révélé une sensibilité importante à la qualité de la réalisation du dépôt. Une accroche insuffisante ou la présence de défauts de continuité du revêtement peuvent causer un écaillage localisé (DLCC),

voire arrachage total à l'extrême (DLCCMC à forte charge). Cette rupture fragile peut survenir très rapidement (quelques cycles).

Cette première étape montre que les solutions DLC apportent une bénéfice en frottement en endommagement à condition que l'adhérence du dépôt soit bonne. Pour le WS2 seul le bénéfice en frottement est mis en évidence, mais l'implantation sur  $0.5 \mu m$  n'est pas suffisante pour protéger durablement la surface dans ces conditions de pression.

### Comparaison avec la mesure en frottement alternatif

La mesure du coefficient de frottement se fait généralement sur des bancs d'essais à très basse vitesse, afin de s'affranchir des effets dynamiques et thermiques. On peut obtenir ainsi une donnée propre au couple d'échantillons étudié. Ce coefficient de frottement peut normalement être considéré comme indépendant de la vitesse de glissement pour les matériaux métalliques (pas de viscoélasticité). Les résultats obtenus sur les trois tribomètres différents à différentes fréquences sont regroupés dans le tableau 3.2.

Configuration Chargement		TAL ( $5 \cdot 10^{-4}$ Hz)		VCTM (80 Hz)		VTTM (30 Hz)	
		BP	HP	BP	HP	BP	HP
Non revêtu	Ac	0.50	0.52	-	-	> 0.2	> 0.15
Non revêtu	Ti	0.32	0.24	> 0.4	> 0.15	> 0.2	> 0.15
WS2	Ac	0.14	0.18	-	-	> 0.2	> 0.15
WS2	Ti	0.16	0.10	0.14	> 0.15	0.15 <sup>a</sup>	> 0.15
DLCC	Ac	0.16	0.17	-	-	0.17	0.14
DLCC	Ti	0.08	0.06	0.07	> 0.15	0.09	0.08
DLCCD	Ac	0.15	0.17	-	-	0.12	> 0.15
DLCCD	Ti	0.08	0.08	0.27 <sup>b</sup>	-	0.1	> 0.15
DLCMC	Ac	-	-	-	-	0.15	> 0.15
DLCMC	Ti	0.09	0.20 <sup>b</sup>	-	-	0.14	> 0.15

TABLE 3.2 – Comparaison du coefficient de frottement mesuré par le TAL, le VCTM et le VTTM : influence de la charge et de la fréquence. (<sup>a</sup>glissement sur moins de 10 cycles, fortement perturbé <sup>b</sup>défauts d'accroche des version 1 DLCCD et DLCMC)

Les écarts-types obtenus sur le coefficient de frottement sont inférieurs à 0.01. Le protocole d'essai à tension constante pour le VTTM n'a pas permis d'obtenir un régime de glissement total sur toutes les configurations (en particulier à haute pression). On a pu estimer un seuil minimum à 0.15 dans ces conditions, et 0.2 à basse pression. On retrouve globalement une bonne correspondance entre les résultats. Les coefficients de frottement mesurés sur les bancs de fretting correspondent à un régime de glissement établi, et l'endommagement des surfaces peut expliquer les valeurs légèrement supérieures. Des phénomènes de surcontrainte locale sont également la source d'endommagements précoces sévères causant une adhésion des surfaces. Ils seront présentés plus en détail dans la suite de ce chapitre. On peut en conclure que la caractérisation des surfaces en frottement alternatif lent est un outil pertinent pour l'étude dynamique des surfaces, et pour établir des conditions expérimentales.

Conclusion

Les essais de frottement alterné en quasi-statique n'ont pas permis d'exclure une des solutions de revêtement de l'étude. Sans protection les surfaces ont une forte tendance à adhérer ce qui génère un fort coefficient de frottement et des endommagements sévères. Les trois DLC éliminent cette adhésion, et présentent les plus faibles coefficients de frottement ainsi qu'une excellente résistance lorsque la continuité et l'accroche du dépôt sont correctes. On pressent dès les essais en frottement alternatif des problématiques liées à des phénomènes de rupture fragile ou par fatigue de ces couches dures. L'implantation de WS<sub>2</sub> manifestent des signes de leur sensibilité à l'usure abrasive, en particulier à forte charge. Les propriétés de lubrifiant solide des particules de WS<sub>2</sub> assurent malgré tout un faible coefficient de frottement, et peuvent avoir un comportement bénéfique en situation de fretting générant une couche de débris.

Avec un objectif de dissipation d'énergie aux interfaces, l'objectif n'est pas nécessairement d'obtenir le plus faible coefficient de frottement. A même distance de glissement, un contact au coefficient de frottement plus grand dissipera plus d'énergie. Cependant dans des conditions où l'effort est imposé, la dissipation dépendra des modes de comportement du système (glissement global ou partiel).

3.2.2 Critère : Énergie dissipée

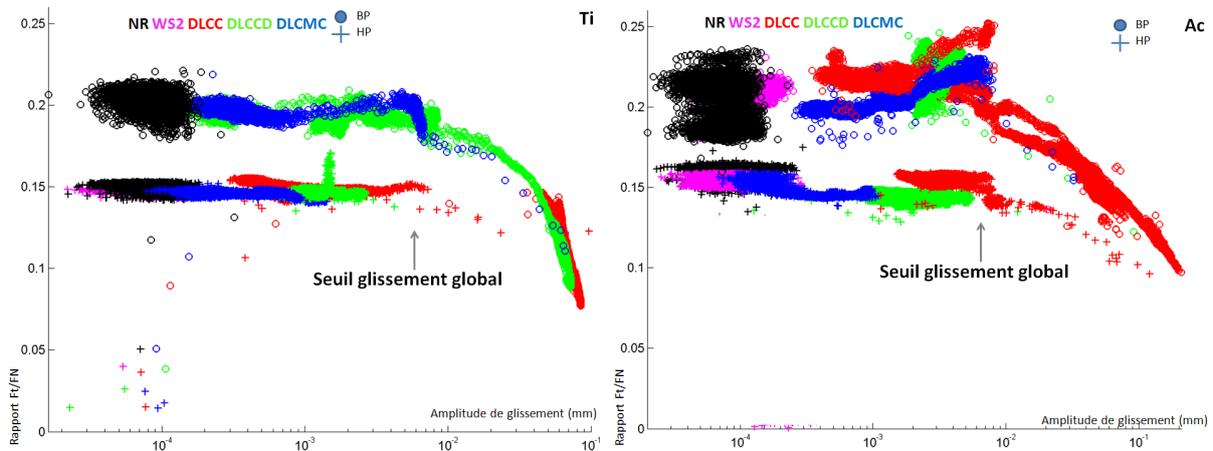


FIGURE 3.4 – Evolution du rapport  $F_t/F_N$  en fonction de l'amplitude de glissement  $d_g$  pour les pions Ac et Ti à forte et faible charge - abscisse échelle logarithmique

Afin de pouvoir comparer les différentes solutions de protection dans une optique de dissipation d'énergie, il faut normaliser les sollicitations appliquées aux interfaces. Dans cette optique une seule consigne d'effort a été choisie pour chaque cas de chargement normal, en se basant sur les performances de la solution la plus efficace identifiée précédemment (version DLCC). La tension d'entrée fixe choisie garantit un régime de glissement global d'amplitude inférieure à 100  $\mu m$ . On laisse le système évoluer librement, ce qui nous permettra d'étudier l'évolution des paramètres suivis en fonction de l'endommagement des surfaces.

Selon le régime (collage, glissement partiel, glissement global) dans lequel le couple de matériaux se situe, on ne peut pas parler de coefficient de frottement, mais de rapport  $F_t/F_N$ . L'évolution de ce facteur par rapport à l'amplitude de glissement entre les interfaces est représentée figure

3.4. Avec ce protocole d'essai, le suivi du coefficient de frottement n'est plus aussi pertinent. En effet, la tension fixe délivrée au pot-vibrant établit un seuil  $F_t/F_N$  maximal. Si le coefficient de frottement de l'interface est inférieur à ce seuil, alors le système pourra entrer en régime de glissement global, dont l'amplitude dépendra de la valeur du coefficient de frottement. Si celui-ci est supérieur, le système évoluera soit en régime de glissement partiel soit en régime de collage.

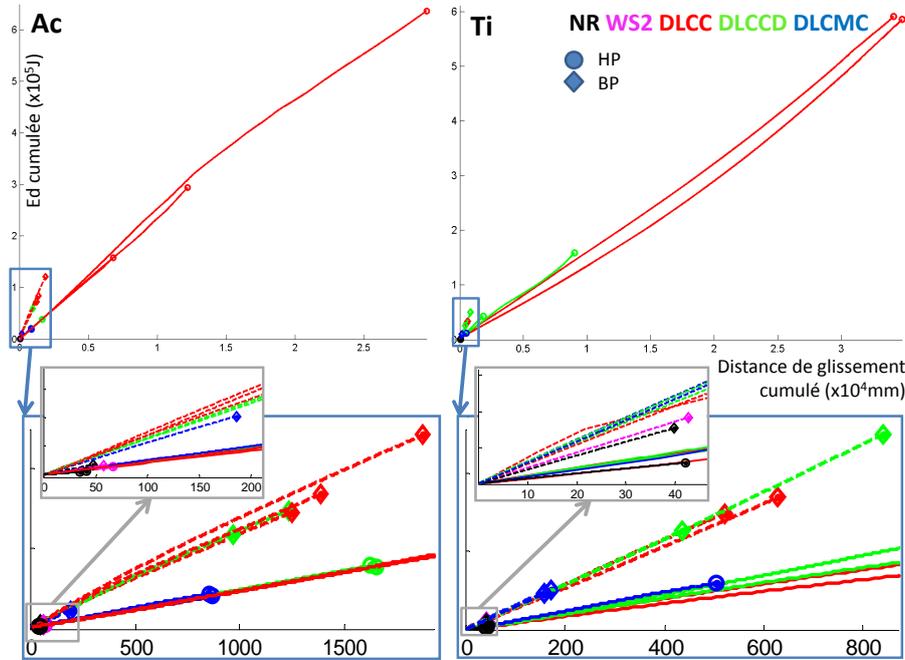


FIGURE 3.5 – Évolution de l'énergie dissipée cumulée en fonction de la distance de glissement cumulée

La comparaison du comportement des revêtements dans les phases de glissement partiel nécessite le suivi d'un autre paramètre d'essai. Nous avons donc calculé l'énergie dissipée à partir des cycles effort-débattement, et classons les solutions de protection en suivant l'énergie dissipée à l'interface. La représentation du cumul de cette énergie dissipée en fonction du cumul de la distance de glissement (figure 3.5) permet un classement des solutions. Dans tous les cas les revêtements DLCC présentent la plus importante dissipation d'énergie cumulée et les plus grandes distances de glissement. Les solutions NR et WS2 peuvent être considérées comme non-dissipatives dans ces conditions de sollicitation.

### 3.2.3 Critère : Raideur tangentielle

La raideur tangentielle d'une interface est une grandeur qui est essentielle pour la modélisation dynamique du comportement des assemblages. Il s'agit d'une grandeur qui dépend essentiellement des conditions de chargement normal et des propriétés mécaniques et géométriques des surfaces en contact. Elle peut donc évoluer selon les phénomènes d'endommagement qui sont actionnés à l'interface. La figure 3.6 présente l'évolution de la raideur tangentielle brute déterminée à partir des cycles de fretting. Pour une étude comparative il n'est pas nécessaire de déterminer la raideur du contact  $K_c$  en tenant compte de la contribution de la raideur du moyen

d'essai selon le protocole présenté dans le chapitre précédent. On observe de variations significatives des raideurs mesurées (entre 10000 et 21000 N/mm) qui sont associées aux différents revêtements.

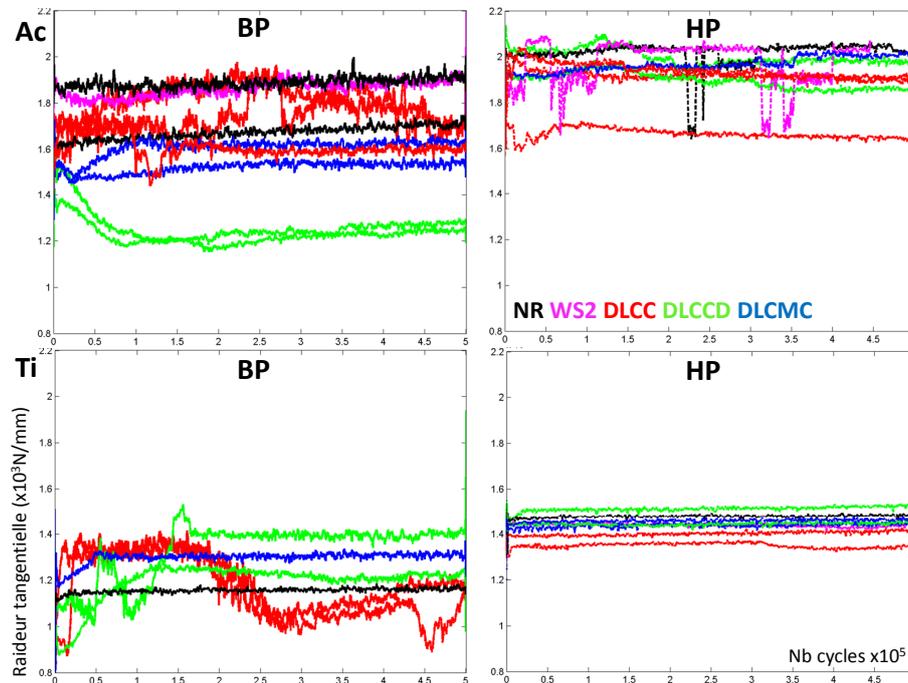


FIGURE 3.6 – Evolution de la raideur en fonction du nombre de cycles pour les différentes configurations de matériau et de charge

Les premières observations sont l'influence de la charge et du matériau. Les pions en acier présentent une raideur plus importante que ceux en titane, ce qui est cohérent avec les propriétés mécaniques respectives. On constate également une augmentation et une dispersion moindre de la raideur à forte charge. L'augmentation est liée à une aire de contact réelle plus importante, et une activation des phénomènes d'adhésion entre les surfaces. Les régimes de fretting résultant des conditions de pression plus sévères (glissement partiel ou collage) garantissent une meilleure stabilité de comportement. Des conditions de glissement global entraînent une diminution de la raideur associée à une plus grande instabilité, que l'on peut relier au comportement complexe de la couche de débris.

On constate également que les revêtements DLC n'ont pas une influence du premier ordre sur la raideur. Des tests réalisés sur des pistes ayant subi un traitement d'implantation de WS2 sur une sous-couche de CrC (durcissement en profondeur de la face d'accroche) ont montré systématiquement une raideur plus importante en régime de collage, en particulier à forte charge (environ 5% d'augmentation). L'objectif d'augmentation de la raideur du contact pourra donc se réaliser en déposant une sous-couche de durcissement en plus du revêtement amortissant.

### 3.2.4 Critère : Durée de vie

La définition de la durée de vie d'un revêtement est une notion complexe, qui dépend des fonctions recherchées pour l'interface. On peut réaliser une première analyse vis à vis de l'évolution

du coefficient de frottement. On considère que le revêtement a cédé lorsque la valeur augmente fortement, et se rapproche du frottement mesuré pour la configuration sans protection. La figure 3.7 présente l'analyse de résultats à basse pression. Les conditions opératoires à forte charge ne permettaient pas d'atteindre un régime de glissement global et ne sont donc pas présentés.

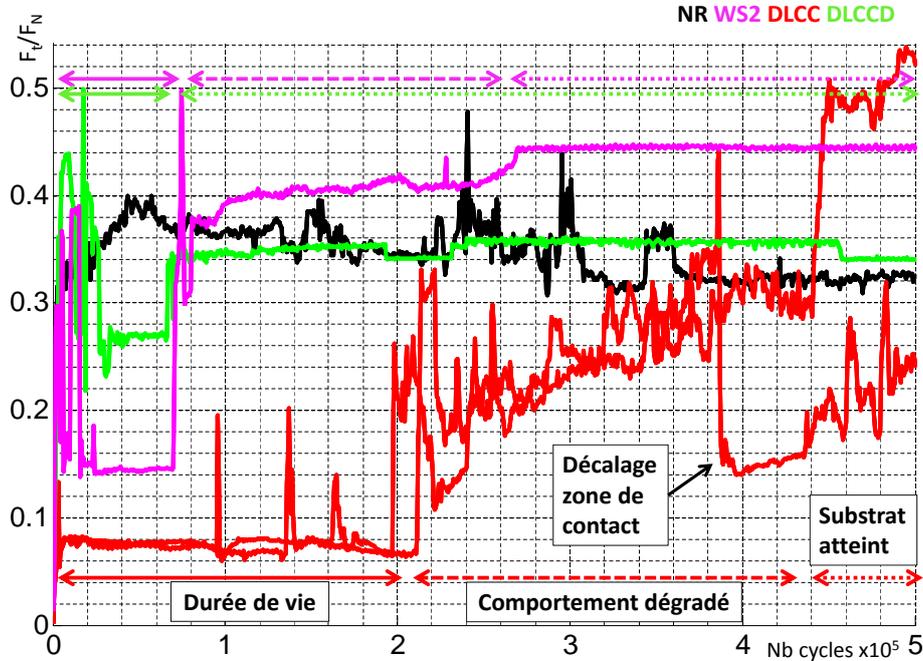


FIGURE 3.7 – Définition des phases de vie en condition basse pression lors des essais de la campagne A1

On peut distinguer jusqu'à trois phases de vie :

- une phase de fonctionnement normal durant laquelle on retrouve le coefficient de frottement du revêtement,
- une phase de fonctionnement dégradée, durant laquelle le coefficient de frottement augmente avec le nombre de cycle. Nous étudierons plus en détail dans la section suivant les phénomènes d'endommagement progressifs pouvant expliquer cette évolution,
- une phase où le substrat est atteint, et où l'on atteint un frottement le plus élevé, à des niveaux correspondants aux comportements des substrats nus.

Le cas du revêtement DLCCD observé ici est un exemple de la forte dégradation des propriétés du dépôt lorsque la continuité de la couche n'est pas assurée. La plus grande dureté visée pour cette couche génère des contraintes internes qui causent ces ruptures. Les versions suivantes des revêtements DLCCD et DLCCM ont été déposées à une tension réduite afin de diminuer les contraintes internes et garantir une meilleure accroche. La dureté de ces versions ultérieures est cependant diminuée.

Nous avons également défini des durées de vie par rapport à l'énergie dissipée, et donc aux régimes de fretting des interfaces. Les variations sont alors plus marquées que la faible variation du rapport  $F_t/F_N$  comme illustré figure 3.9 ( $E_d$  tracée en échelle logarithmique). On peut identifier plusieurs comportements, qui correspondent aux trois phases de vie que l'on a pu identifier précédemment :

- un comportement dissipatif plus ou moins stable qui peut être maintenu tout au long de l'essai, associé à un régime de glissement global.
- un comportement dissipatif décroissant monotone, avec des valeurs d' $E_d$  inférieures aux comportements précédents, associé à des régimes de glissement partiel
- un comportement non dissipatif correspondant à un régime de collage

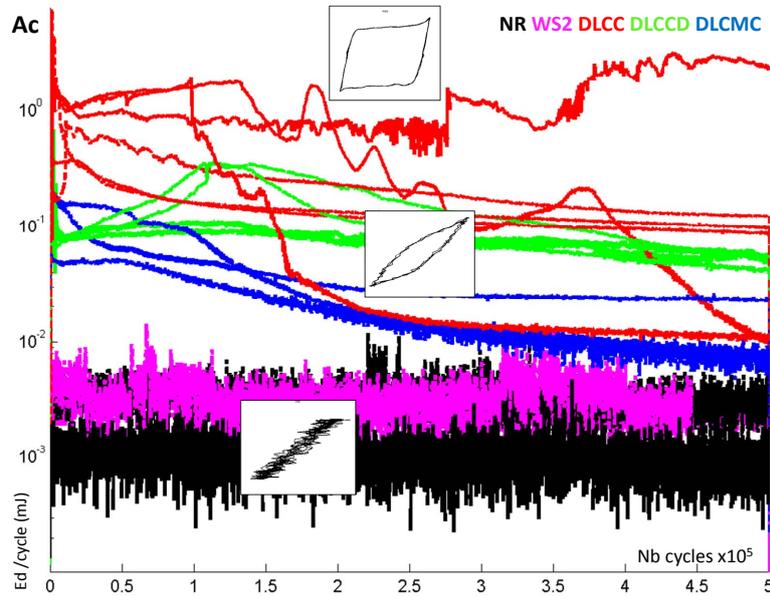


FIGURE 3.8 – Définition de la durée de vie selon l'évolution de l'énergie dissipée / régimes de fretting - Ac

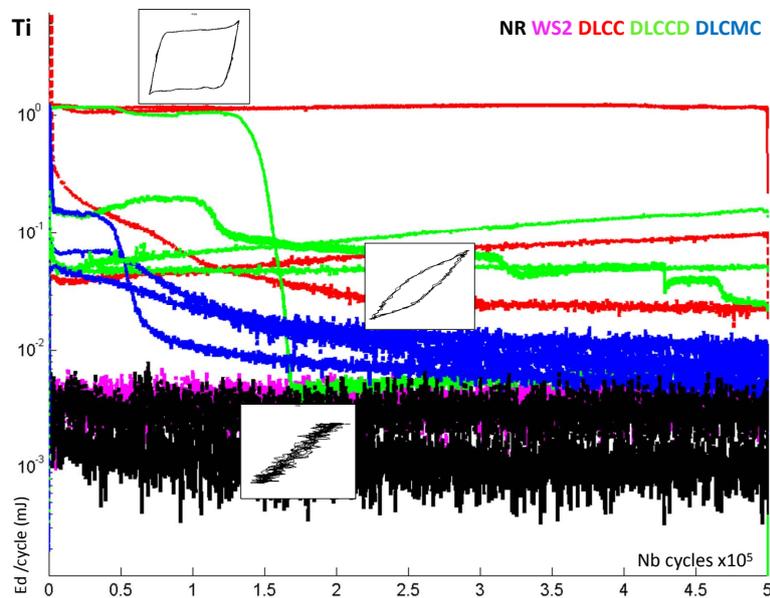


FIGURE 3.9 – Définition de la durée de vie selon l'évolution de l'énergie dissipée / régimes de fretting - Ti

Il y a cependant une grande dispersion des comportements, même pour des configurations identiques. Nous étudierons dans la section suivante le lien entre les comportements dissipatifs

observés et les endommagements des surfaces.

Suite à ces campagnes d'essai comparatives on peut établir le classement suivant des revêtements selon les critères de l'étude : **DLCC > DLCCD > DLCMC > WS2**.

On retiendra ainsi les DLC comme étant les revêtements possédant le meilleur potentiel de dissipation d'énergie. La suite du chapitre s'intéressera de façon plus détaillée à la relation entre l'évolution du comportement dissipatif des interfaces revêtues de DLC et les mécanismes d'endommagement. Nous étudierons également l'effet de plusieurs propriétés des dépôts afin d'optimiser leur performances.

### 3.3 Comportement dissipatifs et mécanismes d'endommagement des DLC

La caractérisation des propriétés de base de couches dures comme les revêtements DLC nécessite une phase de pure caractérisation mécanique et d'accroche à l'aide d'un ou plusieurs des tests normalisés (scratch-test, peel-test, pin-pull, indentation Rockwell-C). La particularité de cette étude est l'utilisation de revêtements dur type DLC dans une application à plus forte rugosité. Ces tests de caractérisation perdent grandement de leur pertinence s'ils sont réalisés sur des substrats rugueux.

#### 3.3.1 Caractérisation des surfaces

L'état de surface spécifié lors de la demande d'usinage suite à la caractérisation des états de surface des pièces réelles n'a pu être atteint. Les pions et pistes présentent bien un Ra dans la gamme attendue, mais plusieurs défauts sont présents. L'opération de finition par pierrage n'a pu être réalisée que sur les pistes, et les dimensions de celles-ci rendent l'opération délicate. La figure 3.10 présente les différents aspects obtenus lors de l'usinage des pistes. Certaines pistes présentent des stries radiales régulièrement espacées, alors que d'autres ont bien un profil de stries croisées plus ou moins aléatoire associé au pierrage. On note la présence de quelques stries fortement prononcées, qui ne sont pas observées sur les pièces réelles.

L'usinage des pions par tournage pose des problèmes à cause de la surface de contact réduite. Un téton résiduel d'usinage est présent sur un certain nombre d'échantillons comme présenté sur les surfométries figure 3.11. Il cause une surpression locale qui a grandement modifié les conditions d'essais de certains tests. Une sélection de pions "valides" après surfométrie systématique a été mise en place.

Les trois différents matériaux sont également plus ou moins faciles à usiner. Le titane présente des stries concentriques régulières (figure 3.12). Les pions en acier inoxydable présentent également quasi systématiquement des arrachements circulaires de matière.

La table 3.3 présente les duretés des différents matériaux et revêtements utilisés. Les surfaces ont été caractérisées sur un micro-duromètre à cause de leur forte rugosité, et des problèmes pratiques liés à la réalisation d'un polissage des revêtements. L'indentation a été effectuée avec une faible charge permettant une discrimination des propriétés des différents revêtements. Une influence du substrat n'est pas à exclure au vu du diamètre des empreintes et de l'épaisseur des

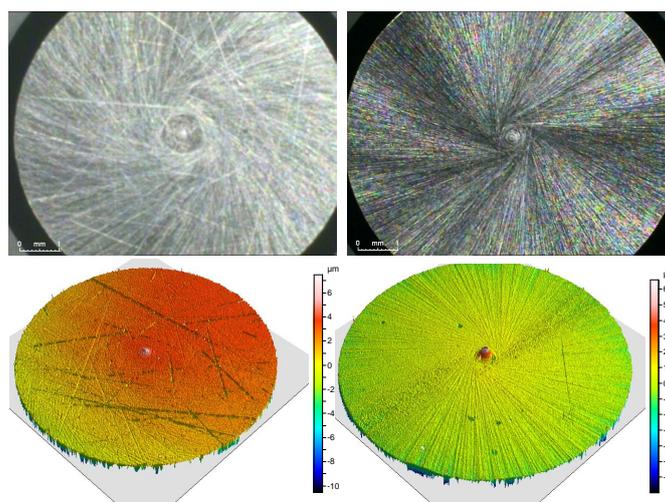


FIGURE 3.10 – Défauts d'usinage des pistes VCTM - macrographies et surfométries.

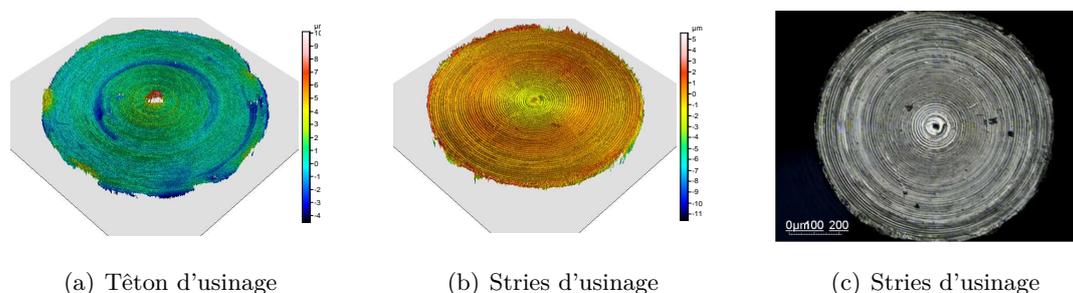


FIGURE 3.11 – Défauts d'usinage des pions de fretting - macrographies et surfométries.

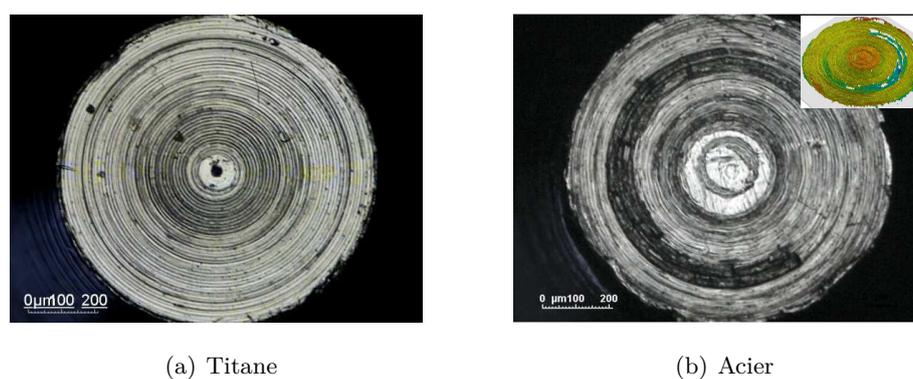


FIGURE 3.12 – Défauts d'usinage des pions de fretting - influence du matériau.

couches. Les traitements ayant cependant tous été réalisés sur le même matériau, on peut comparer les propriétés relatives de dureté des couches. Les conditions de dépôt (tension, alternance et composition des couches) varient fortement selon les versions de DLC testées.

A cause de l'importante rugosité des substrats, les mesures de micro-dureté sont délicates. Les substrats non revêtus ont pu être polis avant de réaliser les mesures, mais les pièces revêtues

Matériau	Revêtement	Micro-dureté ( $Hv_{0.05}$ )	Rugosité	Épaisseur
Titane	-	$380 \pm 6$	0.5	-
Aluminium	-	$160 \pm 4$ ( $Hv_{0.01}$ )	0.3	-
Acier inox (pions)	-	$400 \pm 6$	0.2	-
	-	$760 \pm 20$	0.3	-
Acier inox (pistes)	WS2	$740 \pm 40$	0.3 - 0.4	-
	DLCC	$1840 \pm 100$	0.2 - 0.4	5 - 6
	DLCCD V2	$1600 \pm 100$	0.6	9 - 10
	DLCMC V3	$1550 \pm 50$	0.5	7 - 8

TABLE 3.3 – Duretés des substrats et revêtements pour la campagne ADR.

ont dû être traitées brutes, ce qui explique la grande dispersion. L'acier inox présente la plus grande dureté de base. Les revêtements DLC augmentent fortement la dureté du substrat initial. Cependant la dégradation des conditions de dépôt de la version DLCCD afin de garantir une accroche suffisante a également réduit sa dureté. La version finale de ce revêtement est donc un DLC légèrement moins dur mais plus épais. Tous les DLC sont constitués de plusieurs couches (d'accroche, de transition et dépôt de base), cependant leur nombre varie entre 2 ou 3 pour les versions classiques (DLCC et DLCCD) et plusieurs dizaines pour la version DLCMC.

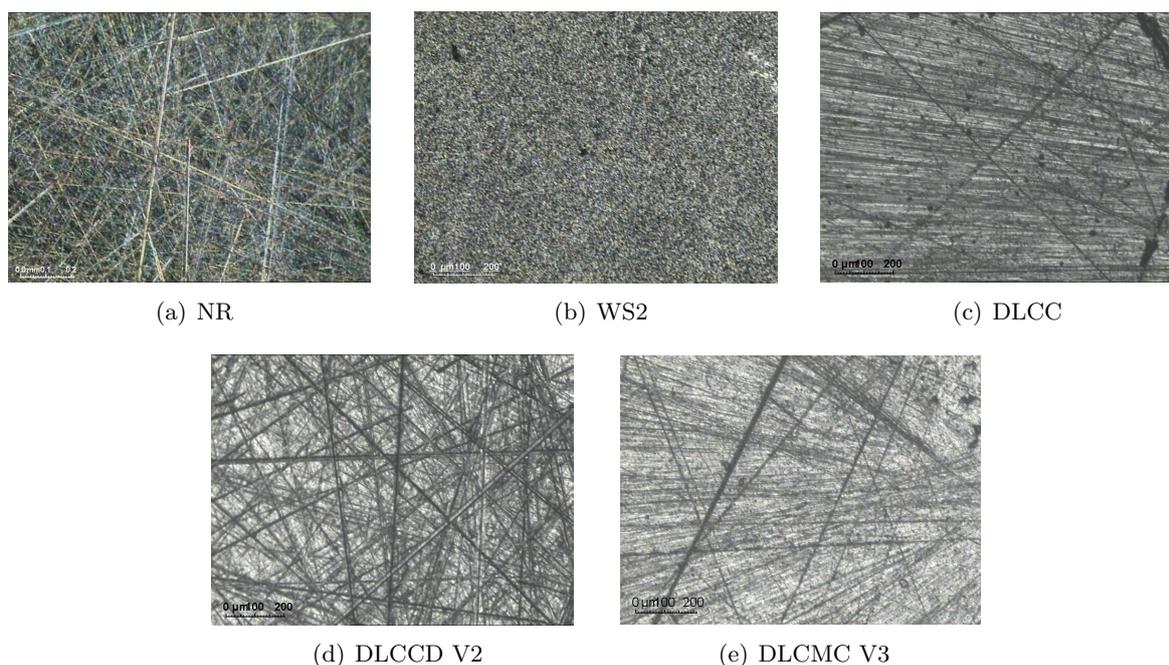


FIGURE 3.13 – Macrographies des surfaces des pistes revêtues

La qualité des dépôts de revêtements DLC est fortement liée aux propriétés d'état de surface des échantillons. L'essentiel des publications concernant les DLC se font sur des dépôts réalisés sur des substrats polis. Notre étude concerne cependant une application pour laquelle les pièces revêtues ont un état de surface issu d'un procédé d'usinage de finition (pierrage), mais dont les rugosités sont bien supérieures à une finition de polissage. Les difficultés de réalisation des échantillons d'essai amplifient les défauts de surface. Le procédé de dépôt des DLC sur

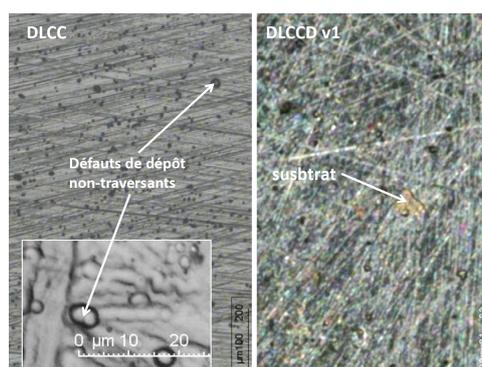


FIGURE 3.14 – Macrographies des défauts acceptables et critiques des dépôts DLC

des couches de forte rugosité occasionne des défauts surfaciques non-traversants sur la version DLCC, mais qui atteignent le substrat dans la première version du DLCCD (figure 3.14). Le revêtement WS2 quand à lui a tendance à gommer les aspérités, ce qui s'observe sur les macrographies (figure 4.1(b)) et surfométries réalisées. Les pistes traitées ainsi perdent le caractère orienté des stries, mais le Ra reste plus ou moins identique aux pistes non revêtues.

### 3.3.2 Analyse du comportement

On présentera ici les mécanismes d'usure des DLC et les comportements dissipatifs associés observés lors de ces campagnes d'essais, avant d'évaluer dans la section suivante l'effet des caractéristiques des couches. Nous présenterons uniquement les comportements qui se sont avérés répétables en tenant compte de la variabilité des dépôts, des états de surface, des conditions de pression au contact et des sollicitation vibratoires.

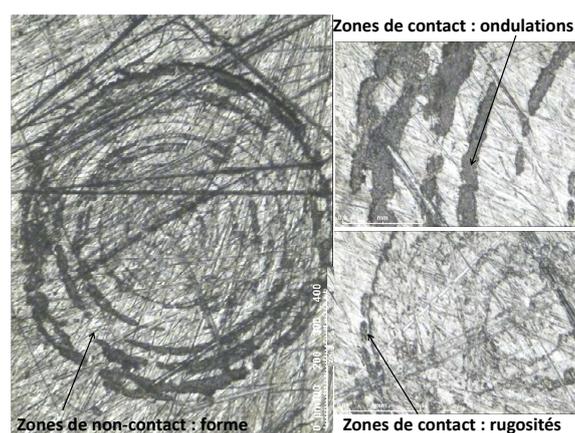


FIGURE 3.15 – Macrographies des échantillons NR après essai en condition forte charge - pion Ti ou Ac sur piste Ac

L'étude du comportement des surfaces non revêtues (NR) fournit les informations de références pour identifier la contribution des solutions de protection. Dans des conditions de glissement total, les interfaces non revêtues ont montré une forte tendance à adhérer. La plus grande

dureté du 17.4-PH réduit légèrement l'intensité du transfert de matière par rapport au Ti6Al4V. Dans des conditions de faible amplitude de débattement le contact subit des sollicitations de type fretting-fatigue. Le risque prépondérant est alors la fissuration des couches superficielles. Ce mode d'endommagement est critique pour le système industriel, car ces fissures de surface peuvent ensuite se propager et porter atteinte à la structure globale des pièces. Les essais ont été menés pour une durée de 500 000 cycles, ce qui place les surfaces dans le domaine d'endurance limitée. La pression nominale est faible par rapport à la limite d'endurance de ces matériaux, mais la pression réelle au niveau des aspérités en contact peut atteindre des valeurs suffisamment sévères (plusieurs GPa) pour potentiellement générer des endommagements.

Le premier constat en observant les surfaces après essai (figure 3.15) est que les défauts de forme et d'ondulation pilotent les zones de contact effectives, ce qui sera également valable pour les contacts revêtus. En l'absence d'usure associée au frottement, la surface de contact reste localisée sur les sommets des aspérités le long des stries concentriques d'usinage des pions. Au niveau de ces points de contact, on constate des traces d'adhésion. Aucune trace de fissuration n'est cependant détectée, même après observation au MEB.

En plus de fournir une référence de comportement pour identifier la rupture des revêtements, ces essais ont permis d'écarter la problématique de fissuration pour les substrats non revêtus. L'analyse des endommagements des surfaces protégées par les différentes solutions retenues permettra d'évaluer les phénomènes qui caractérisent le comportement des interfaces en régime établi. On cherchera également à étudier les modes de défaillance des revêtements et leurs conséquences sur les interfaces et leur réponse dynamique.

#### **Abrasion**

Pour des sollicitations en glissement total, l'endommagement le plus progressif est l'usure abrasive douce. Dans ces conditions on peut garantir une dissipation d'énergie régulière associée à une perte de côte maîtrisée du revêtement. La durée de vie est alors pilotée par son épaisseur et sa vitesse d'usure.

La figure 3.16 illustre un cas typique observé pour un contact Acier/DLCC. Contrairement aux débris de couleur noire observés jusqu'à présent pour les contacts entre substrats nus, les débris sont dans ce cas de couleur gris clair (photo avant démontage de la piste sur la figure), mais apparaissent sombres au microscope. Deux flux de débris s'observent : une partie est éjectée à l'extérieur du contact dans la direction du mouvement, et une partie reste confinée à l'intérieur du contact. Le pion présente deux zones : une zone centrale qui correspond à la zone de confinement des débris sur la piste, et une zone périphérique qui était directement en contact avec le DLC. Après nettoyage, l'ensemble de ces débris se révèle faiblement adhérents comme on peut le constater figure 3.17. Une pellicule de débris plus adhérente s'est cependant formée dans les zones de contact direct DLC-acier. On peut encore nettement distinguer les stries d'usinage du pion. Ce résultat qui va à l'encontre du comportement classique attendu (usure du matériau le plus mou). peut s'interpréter lorsqu'on considère l'échauffement par frottement. A haute température, les DLC sont sujets à un phénomène de graphitisation. Les conditions de pression locale peuvent entraîner des élévations de température de plusieurs centaines de degrés, ce qui est suffisant pour transformer le DLC, et diminuer ses performances mécaniques. L'action du frottement permet alors la formation de débris. On observe cependant une zone centrale d'une profondeur telle que sa génération par un contact acier-DLC est impossible. Un phénomène d'abrasion à trois corps pourrait en être la cause, cependant une analyse plus approfondie de la

composition exacte et des propriétés des débris serait nécessaire.

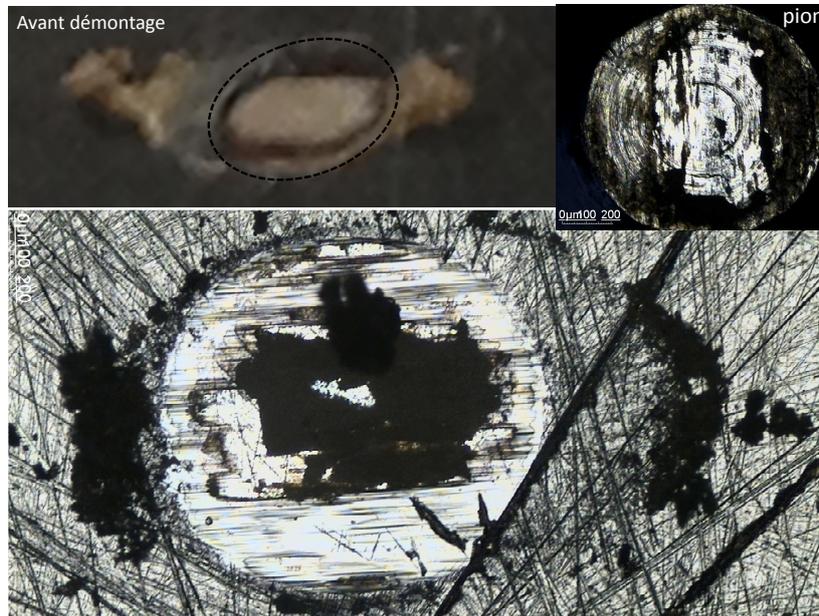


FIGURE 3.16 – Phénomène d'abrasion de la surface d'un contact DLCC - Acier. Macrographies des débris

On identifie ainsi deux types d'usure de la couche de DLC :

- Abrasion à deux corps : du frottement direct acier-DLC, donc la vitesse d'usure dépend de la graphitisation, et qui ne détériore que le DLC
- Abrasion à trois corps : de l'abrasion causée par les débris, qui détériore le DLC plus rapidement que le contact direct, mais affecte aussi le pion.

La figure 3.18(a) illustre l'analyse surfométrique de la piste. On en tire plusieurs observations :

- En fin d'essai une trace d'usure abrasive à trois corps atteint la limite du substrat à une profondeur moyenne de  $6.6 \mu m$ , ce qui est cohérent avec l'épaisseur moyenne des DLCC qui est de  $5-6 \mu m$ .
- Dans la direction du mouvement relatif, la bordure de la trace présente une pente progressive, alors que les bords sont abrupts dans une direction perpendiculaire (coupe A).
- Les zones périphériques (contact direct acier-DLC) présentent une rugosité plus faible que le DLC d'origine (effet de rodage/polissage). Elles sont le siège d'un phénomène d'abrasion à deux corps.
- Les défauts de dépôt (rayures diagonales) peuvent atteindre le substrat.
- Aucune trace de rupture fragile de la couche est observée.
- L'usure progressive de la couche de DLC a mis en évidence des propriétés optiques : le revêtement est translucide, et devient même transparent en dessous d'une certaine épaisseur (moins de  $1 \mu m$ ).

Lorsque le comportement du système tribologique est régi par ce type d'endommagement, les DLC font preuve d'exceptionnelles performances. Ils assurent la protection des deux surfaces impliquées, et garantissent un coefficient de frottement extrêmement faible. La contribution et

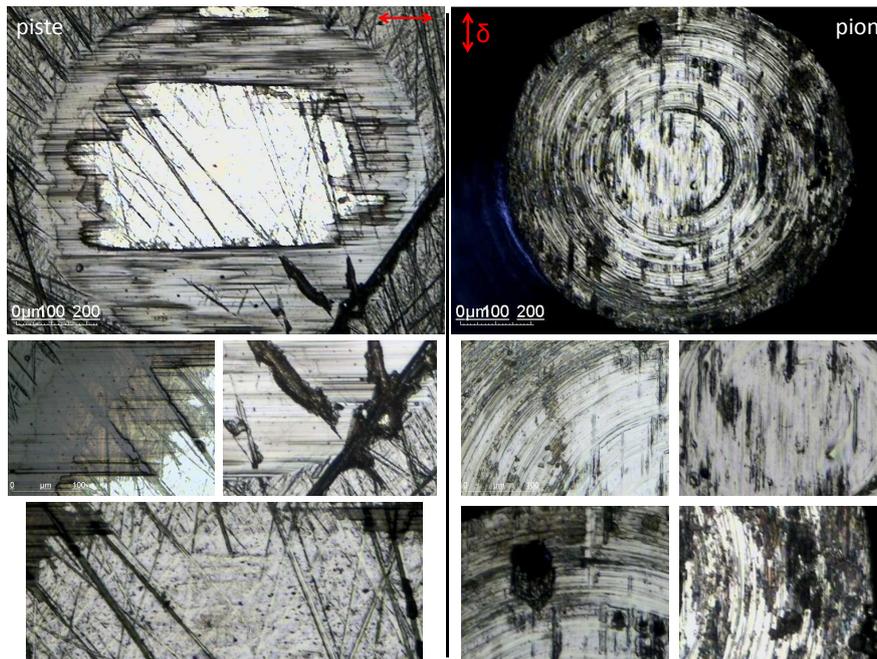


FIGURE 3.17 – Phénomène d’abrasion pure de la surface d’un contact DLCC - Acier. Macrographies des surfaces du pion et de la piste nettoyées.

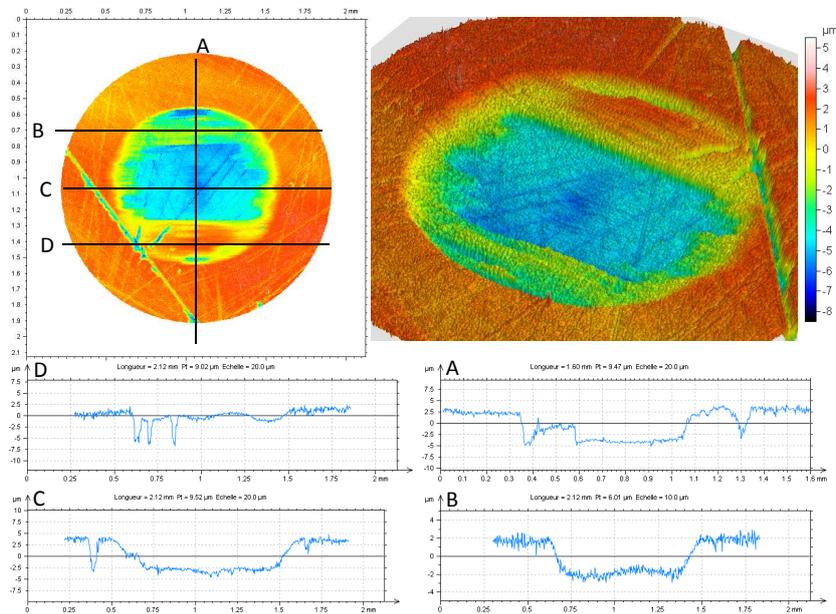


FIGURE 3.18 – Phénomène d’abrasion de la surface d’un contact DLCC - Acier. Macrographies des débris.

la dynamique de formation de la couche de débris sera à étudier de façon plus approfondie. La figure 3.19 illustre des essais dans lequel on a exclusivement un contact direct pion-DLC, et un autre dans lequel la zone de piégeage des débris est de taille très limitée. L'état de surface initial du DLC semble jouer un rôle, une plus grande rugosité semblant favoriser la génération de débris. On a pu également observer que plus la quantité de débris piégés est importante, plus le coefficient de frottement est faible. On confirme également que l'usure générée par le contact direct est bien moindre que celle dans les bassins de débris : l'épaisseur de DLC usée ne dépasse pas quelques centaines de nanomètres d'épaisseur sur les 500 000 cycles.

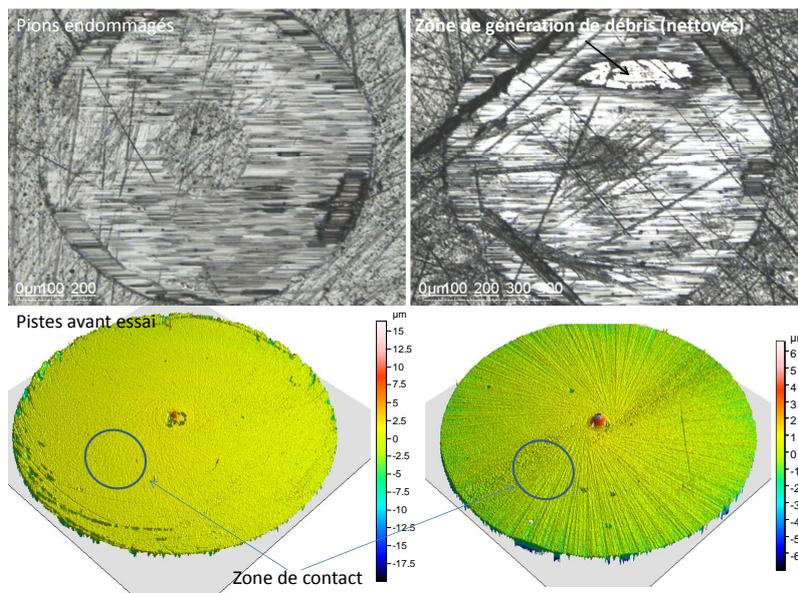


FIGURE 3.19 – Abrasion des DLCC - Compétition entre la formation de débris et le contact direct

### Rupture fragile - délamination

La dureté des couches de DLC les rend également sensible à la fissuration de type fragile. Sous l'effet de contraintes excessives, on peut assister à un phénomène de faïencage rapide de l'interface. Ces surcontraintes peuvent être causées par des défauts géométriques des échantillons, ou bien des défauts d'alignement des surfaces de contact. Le système d'alignement des surfaces étant maîtrisé sur le VTTM, ces comportements de rupture très rapides ont pu être attribués à un téton central d'usinage des pions pouvant atteindre 30 micromètres de hauteur (figure 3.20). Les essais affectés peuvent fournir des informations relatives au comportement dégradé (fissuration rapide) des DLC, mais ne sont pas à considérer comme référence du comportement en régime établi, ou pour la durée de vie des interfaces. Ce faïencage est généralement accompagné d'une délamination de la couche entraînant un écaillage plus ou moins étendu. Les conditions de fretting ne causent pas d'éjection de ces débris macroscopiques.

Il a été identifié lors de l'étude bibliographique que la caractérisation de la durée de vie de revêtements durs demande la prise en compte de la résistance des liaisons garantissant l'accroche au substrat. La durée de vie du revêtement est alors caractérisée par deux phases : une période d'abrasion telle qu'elle a été étudiée précédemment, suivie d'une rupture brutale et locale de la

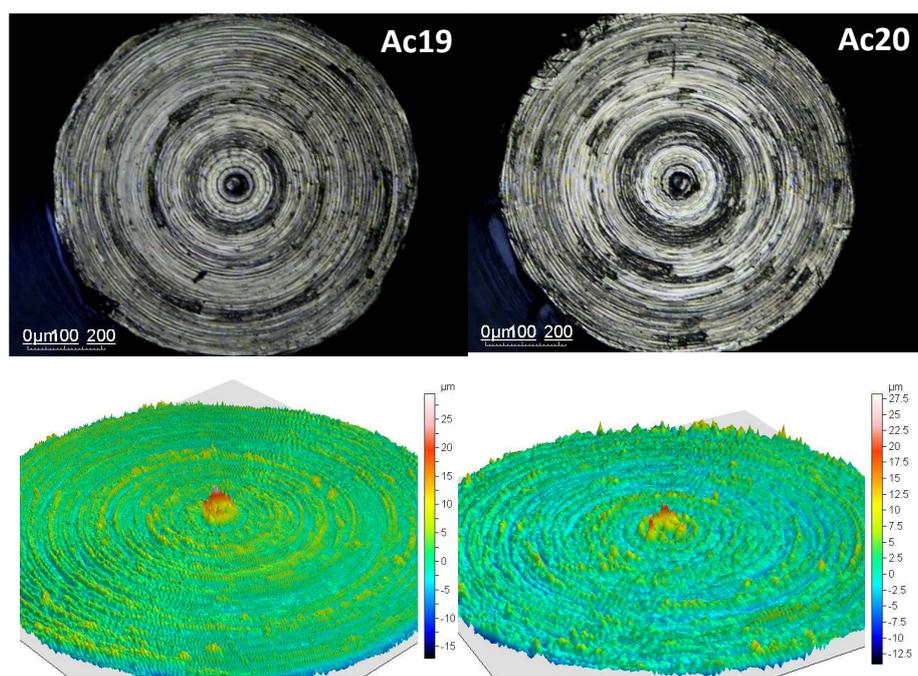


FIGURE 3.20 – Défauts d'usinage des pions - macrographies et surfométries

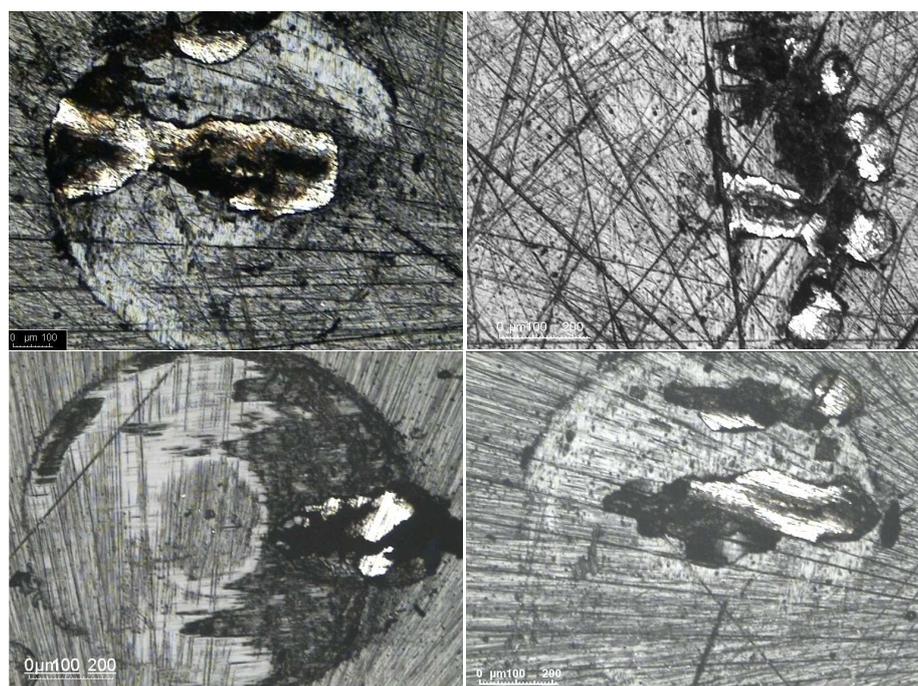


FIGURE 3.21 – Abrasion et rupture fragile des DLCC

couche dure à partir d'une certaine épaisseur résiduelle. Ce phénomène de rupture brutale est fortement dépendant des conditions de contraintes et de résistance locales.

Les endommagements présentés figure 3.21 permettent d'identifier les différents types de com-

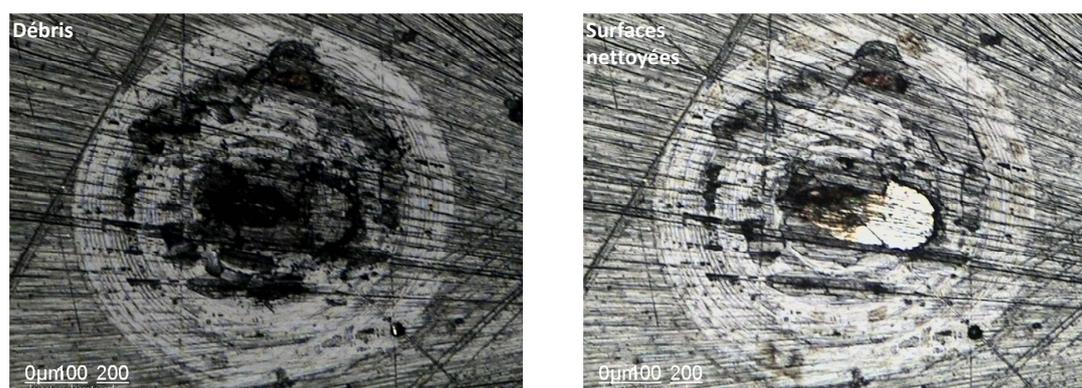


FIGURE 3.22 – Rupture fragile des DLCC - Comportement des débris

portement :

- des traces d'usure abrasive
- une zone généralement centrale de couleur sombre et d'aspect très irrégulier dans laquelle il reste une partie du DLC fortement adhérente au substrat.
- une zone périphérique plus ou moins étendue où la couche de DLC est délaminée mais le substrat apparaît intact.

S'il n'est pas systématiquement évident que les défauts d'états de surfaces (rayures) soient les points d'initiation des ruptures, on observe que la propagation des fissures au sein de la couche se font le long de ces directions. Les plaques désolidarisées restent généralement en place au sein du contact (figure 3.22(a)), et peuvent être progressivement générées des débris plus petits qui restent piégés dans les interstices. Même si le revêtement est "détruit" dans ces zones, il assure malgré tout encore la protection des surfaces dans un régime de fonctionnement dégradé.

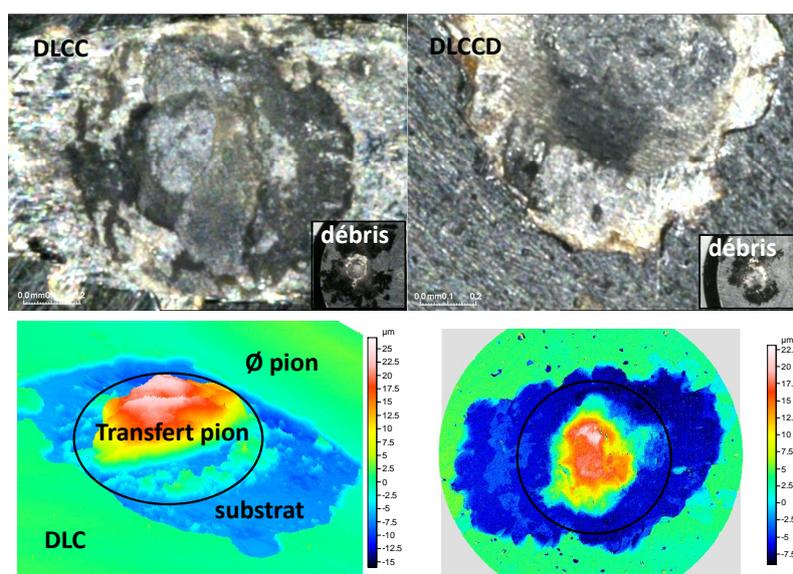


FIGURE 3.23 – Macrographies et surfométries des revêtements DLCC et DLCCD après essai en condition faible charge

Ces phénomènes de rupture fragile peuvent aussi mener à la destruction complète de la couche de DLC, permettant un contact direct entre substrats nus. On observe (figure 3.23(a)) une délamination de la couche de DLC sur les bords de la trace, et ce même en dehors de la zone de contact (propagation de fissures à l'interface d'accroche), associée à un fort transfert de matière du pion sur la piste. Cette situation survient systématiquement lorsque la couche de DLC n'est pas continue comme sur les premières versions DLCCD (zones de substrat non recouvertes) et DLCCM (zones de substrat non recouvertes et variations d'épaisseur selon les défauts d'accroche des couches multiples). La continuité de la couche de dépôt est un premier critère représentatif de la qualité d'accroche de celui-ci.

#### **Adhésion - Transfert**

Les DLC sont des composés normalement chimiquement inertes, et sont connus pour leur excellentes propriétés anti-adhésives vis à vis des matériaux métalliques. On a pu cependant observer de nombreux cas d'adhésion et de transfert de DLC vers le pion plus ou moins sévères comme illustré figures 3.24 et 3.25.

En condition de fort chargement normal résultant en un régime de collage (ou glissement partiel très faible), les DLC sont très peu endommagés en l'absence de rupture fragile et en dehors des zones fissurées. De la même façon que sur les substrats nus, on observe des traces concentriques d'endommagement correspondant aux sommets des stries d'usinage. On peut retrouver ces traces sur des couches de DLC ayant totalement maintenu leur intégrité en fin d'essai, ou bien sur les zones non délaminées sur des couches partiellement fissurées. Il s'agit de traces de phénomènes d'adhésion du Ti ou de l'Ac à la surface des DLC. La figure 3.24 présente des macrographies de pistes après essai ayant évolué en régime de glissement partiel des interfaces.

L'adhésion des surfaces peut provoquer des arrachements de matière, mais également un transfert du matériau du pion sur la couche de DLC, comme illustré sur la surfométrie. L'énergie dissipée au niveau du contact dans ce cas est assurée par un régime de glissement partiel. La durée de vie des surfaces est meilleure, mais l'intérêt de liaisons placées dans de telles conditions en terme d'amortissement des vibrations est réduit.

Lors d'essais à plus grande amplitude de débattement, on a pu observer un phénomène de transfert de plus grande criticité pour la tenue des surfaces. On retrouve deux niveaux d'intensité :

- un transfert de blocs de DLC délaminés après rupture fragile, qui se détachent lors du nettoyage par frottement à l'alcool. On peut attribuer le comportement de ces blocs aux phénomènes d'adhésion légère décrits ci-dessus.
- des pics localisés complètement solidaires du pion, correspondant aux zones d'aspect similaire en vis à vis sur la piste.

Des débris sombres faiblement adhérents sont également présents en quantité importante dans les interstices entre les blocs de DLC.

Les zones d'adhésion semblent suivre un trajet de fissuration. On peut imaginer que sous l'effet des sollicitations cycliques, des débris sont générés aux interfaces des fissures de rupture fragile. Les conditions de pression et de température pourraient être suffisantes pour déclencher une graphitisation du DLC et la création de ces zones adhésives par frittage des débris. Une détermination plus précise des conditions de contact réelles (par simulation EF notamment) sera nécessaire pour estimer les températures d'échauffement au contact.

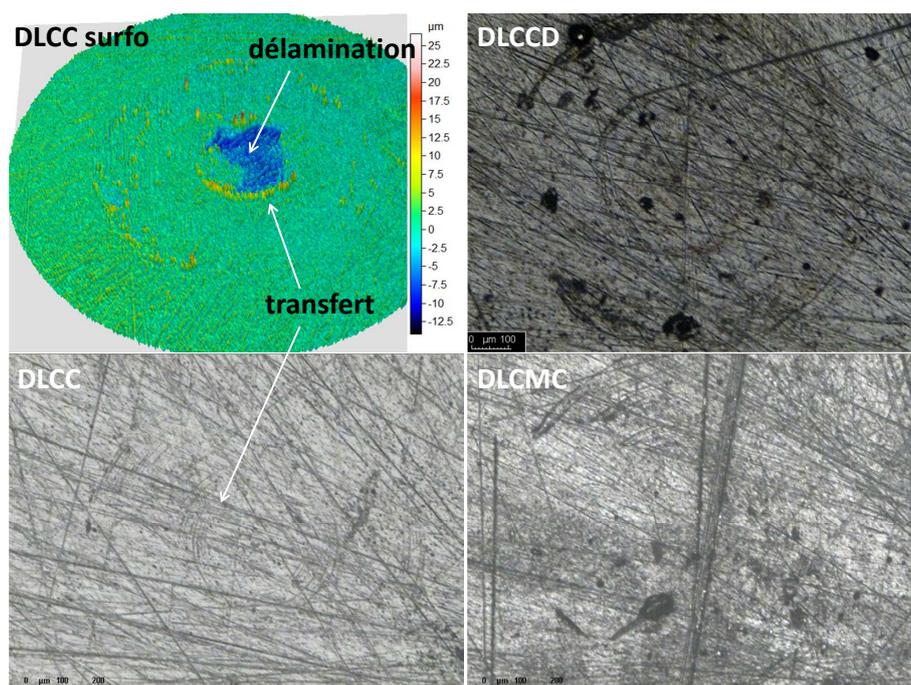


FIGURE 3.24 – Macrographies de pistes revêtues DLCC, DLCMC et DLCCD après essai en condition forte charge

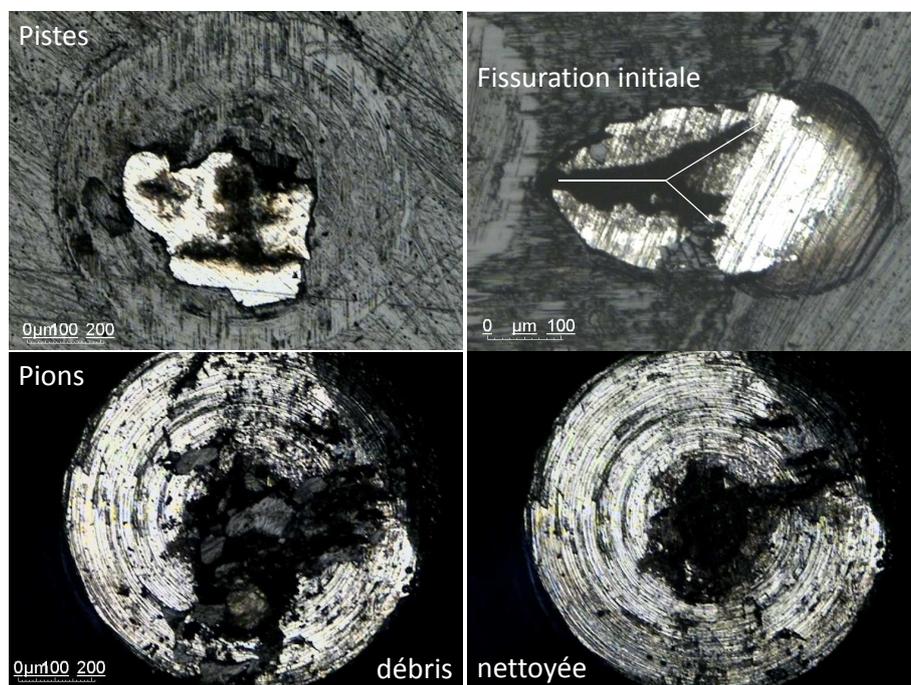


FIGURE 3.25 – Macrographies de pions et pistes présentant des phénomènes d'adhésion de DLC

### 3.3.3 Synthèse

Il n'y a pas de signes de fissuration des couches superficielles du substrat ni tant que les interfaces restent en régime de collage ou de glissement partiel. Les surfaces sont le siège de phénomènes d'adhésion et de transfert de matière plus ou moins sévères combinés à une forte génération de débris selon les conditions d'essai lorsque les revêtements sont endommagés. Comme attendu les endommagements sont beaucoup plus sévères entre substrat nus et remettent en cause l'intégrité des surfaces et leur capacité à dissiper de l'énergie (régime de collage).

L'analyse combinée des endommagements des surfaces et du comportement dissipatif nous a permis d'identifier un certain nombre de comportements dégradés, causés par des surcontraintes mécaniques à la surface de contact. Ces conditions de contact largement plus sévères que celles rencontrées dans le système réel sont essentiellement dues à l'état de surface des pions (usinage par tournage). Nous avons effectué une sélection des pions en fonction de leur état de surface dans la mesure du possible, ce qui a permis d'identifier des comportements des couches pouvant servir de référence pour le système réel.

Ces surcontraintes ont cependant révélé des comportements particuliers des DLC, et notamment leur capacité à maintenir un comportement dégradé dissipatif après rupture sur plusieurs centaines de milliers de cycles. Des analyses complémentaires avec décapage de la couche de dépôt seraient nécessaires pour vérifier la non initiation de fissures à l'interface DLC/substrat.

## 3.4 Influence des caractéristiques des revêtements DLC

Les comportements des revêtements DLC observés au cours de cette étude sont très dispersés. Plusieurs versions de chacun des revêtements ont été successivement testées, avec une forte modification des conditions opératoires de dépôt. La table 3.4 synthétise les différentes versions testées et leurs caractéristiques principales.

Version du revêtement	Description
DLCC	version standard
DLCCD	version initiale : tension de dépôt (pilote la dureté) et épaisseur supérieure à la version DLC
DLCCD V2	dégradation des conditions de dépôt (diminution de la tension) pour garantir une meilleure accroche
DLCMC	version initiale : dépôt multicouches (<50) d'épaisseur et dureté intermédiaire entre le DLCC et le DLCCD
DLCMC V2	dégradation des conditions de dépôt (diminution de la tension) pour garantir une meilleure accroche
DLCMC V3	diminution plus importante de la tension de dépôt
DLC★ fin	épaisseur réduite
DLC★ poli	dépôt d'épaisseur réduite sur substrat poli

TABLE 3.4 – Description synthétique des différentes versions de revêtement DLC testées

Afin de mieux identifier les comportements des interfaces, nous allons comparer les résultats liés à la modification de certaines propriétés de base du dépôt. Nous comparerons différents couples de DLC pour étudier l'influence des paramètres suivants :

- l'épaisseur de la couche
- la structure interne du dépôt (nombre de couches)
- l'état de surface
- la dureté de la couche

### 3.4.1 Effet de l'épaisseur du revêtement

#### Caractérisation des surfaces

La table 3.5 présente les caractéristiques des différents revêtements nous permettant d'étudier l'effet de l'épaisseur. On considère le revêtement DLCC d'une épaisseur de 5-6  $\mu m$  comme la référence puisque qu'il a fait preuve des meilleurs comportements en termes de dissipation et durée de vie.

Revêtement	Micro-dureté ( $Hv_{0.05}$ )	Rugosité	Epaisseur
DLCCD	2300 $\pm$ 200	0.6	9 - 10
DLCCD fin	2300 $\pm$ 200	0.2	2-3
DLCCD V2	1600 $\pm$ 100	0.6	9 - 10
DLCC	1840 $\pm$ 100	0.2 - 0.4	5 - 6
DLCC fin	1840 $\pm$ 100	0.4	2-3

TABLE 3.5 – Duretés des substrats et revêtements pour la campagne ADR.

Les propriétés de dureté et épaisseurs ciblées différentes rendent le dépôt des différents DLC plus ou moins aisé. En tant que couches dures, plus leur épaisseur est importante, plus les contraintes internes et sur l'interface d'accroche sont importantes et peuvent entraîner de la délamination. La version standard DLCC présente la meilleure accroche, mais les versions DLCCD ont nécessité plusieurs phases d'optimisation des conditions de dépôt afin de garantir une adhésion suffisante (figure 3.26). La tension de dépôt a dû être réduite, diminuant ainsi la dureté de la couche. Une première validation visuelle (figures 4.1(d)) des revêtements est suivie de tests de frottement sur le tribomètre alternatif lent (TAL) ou de fretting qui ont été réalisés pour valider la qualité de l'accroche. Le revêtement présente des faiblesses voire des délaminations le long de ces marques d'usinage. L'influence de l'état de surface du substrat revêtu sera étudiée dans une section suivante.

#### Analyse du comportement

L'augmentation de l'épaisseur avait pour objectif de garantir une meilleure durée de vie vis-à-vis des endommagements par abrasion. Combinée à la grande dureté de la première version du DLCCD, cette surépaisseur entraîne des contraintes internes qui font céder le revêtement sans sollicitations externes. La diminution de la dureté a permis de réaliser un compromis avec une couche épaisse présentant un aspect continu. La figure 3.27 illustre des traces de fissuration du revêtement observées lors d'un essai à forte charge.

La diminution de l'épaisseur a pour objectif de diminuer les contraintes à l'interface de la couche dure, afin de réduire le risque de fissuration.

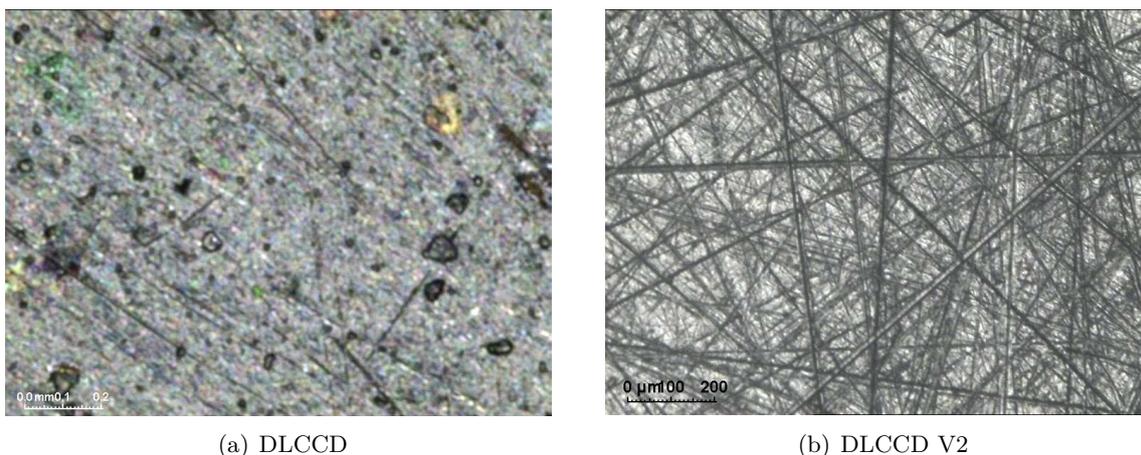


FIGURE 3.26 – Macrographies de l'état initial de dépôts DLCCD

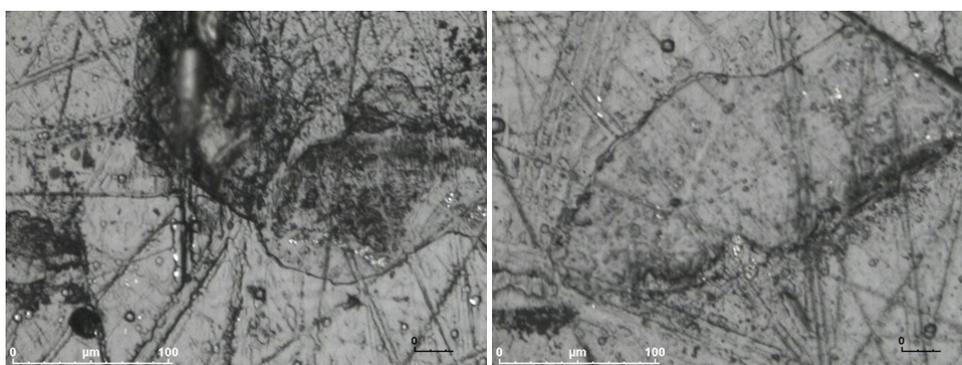


FIGURE 3.27 – Macrographies des fissurations après essais à forte charge sur des pistes revêtues en DLCCD V2 de 9-10  $\mu m$  d'épaisseur

La figure 3.28 présente l'analyse du comportement dissipatif et de la raideur pour le DLCC standard et fin. Si les deux configurations ont bien un comportement similaire en début d'essai, la version de faible épaisseur passe rapidement en régime de glissement partiel puis collage et dissipe donc nettement moins d'énergie. On constate qu'elle a également une raideur plus importante. Le même comportement se retrouve pour le dépôt DLCCD. L'observation des surfaces après essai permet d'identifier des signes d'un contact entre les substrats nus (figure 3.29). On retrouve également ce phénomène pour les revêtements fin déposés sur un substrat poli. Cette adhésion des substrats entraîne une variation brusque du comportement dissipatif de l'interface, et est donc à éviter dans la conception de liaisons amortissantes. Deux paramètres d'épaisseur de revêtement sont donc à caractériser pour optimiser les performances du dépôt :

- l'épaisseur critique en-dessous de laquelle un contact entre substrats nus est possible même sans une disparition complète de la couche de DLC. Cette épaisseur semble fortement dépendante de l'état de rugosité du substrat de base.
- l'épaisseur limite au delà de laquelle on risque une rupture fragile de la couche, dépendant fortement des contraintes de sollicitation locale

Ces observations confirment l'intérêt de développer en parallèle une approche de simulation de contact par éléments finis pour identifier des contraintes dans les couches superficielles.

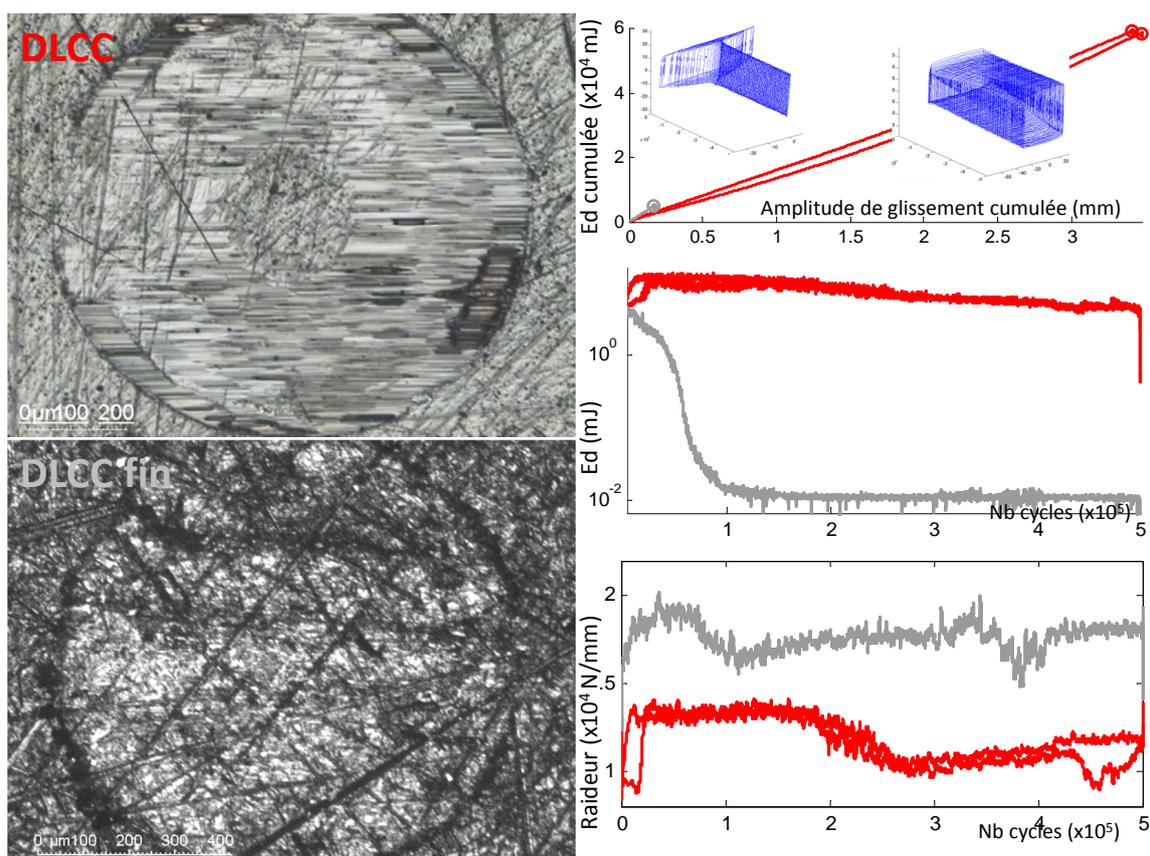


FIGURE 3.28 – Analyse de l’effet de l’épaisseur du revêtement DLCC

### 3.4.2 Effet des multicouches

La version multicouche DLCCMC est constituée de plusieurs dizaines de couches successives, avec une alternance entre plusieurs conditions de dépôt permettant de moduler la dureté des couches. L’objectif est de pouvoir réaliser des couches plus épaisses tout en diminuant les contraintes internes du revêtement, et donc améliorer son accroche. Les interfaces entre les couches peuvent également jouer un rôle de point d’arrêt dans la propagation des fissures. Si cette méthode de dépôt a fait preuve d’excellents résultats sur des substrats polis (applications roulements), on a pu constater qu’elle était plus sensible aux fortes rugosités des interfaces étudiées ici.

L’observation des premières versions du dépôt (figure 3.30) montre des ruptures fragiles étagées sur seulement 3 ou 4 niveaux le long des défauts les plus prononcés.

L’analyse comparative de la solution DLCC avec la version multicouche DLCCMC sur des essais valides (sans surcontrainte liée aux défauts d’usinage) est présentée figure 3.31 pour la condition de forte charge. On observe une très bonne répétabilité des essais au niveau :

- des endommagements : pas de rupture du revêtement
- de la dissipation d’énergie, que ce soit pour l’énergie totale cumulée ou l’évolution instantanée au cours de l’essai
- des raideurs de contact : on ne constate pas d’effet du revêtement sur la raideur de contact. L’acier présente bien une raideur supérieure au titane.

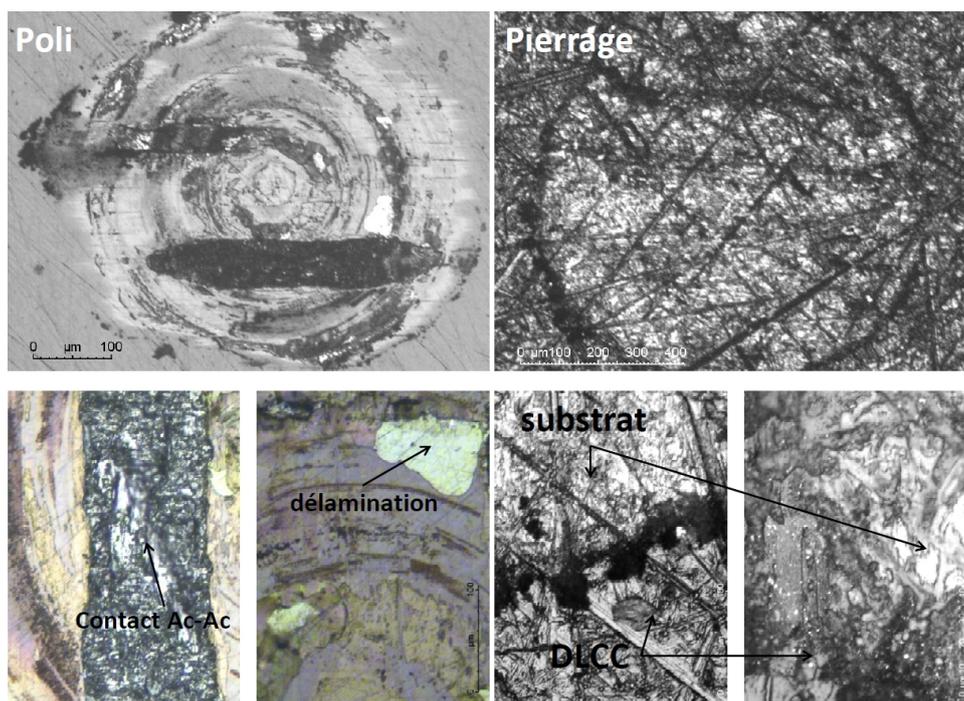


FIGURE 3.29 – Macrographies de pistes revêtues de DLCC fin ( $2-3\mu\text{m}$ ) en condition forte charge - contact entre les substrats nus

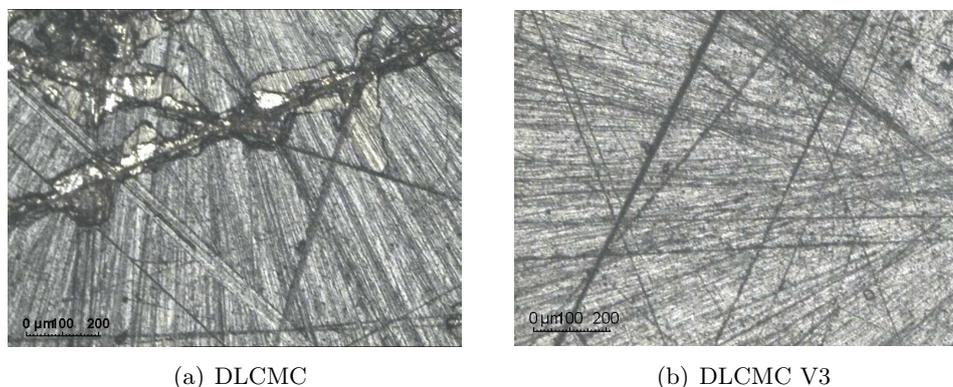


FIGURE 3.30 – Macrographies des dépôts DLCMC

Le revêtement DLCC présente un comportement dissipatif stable tout au long de la durée de vie. On observe en revanche pour le DLCMC un palier qui dure environ 50000 cycles durant lequel l'interface reste en régime de glissement partiel stable (pendant laquelle il dissipe plus d'énergie que le DLC) avant d'évoluer vers un régime de collage au bout de 200000 cycles environ. On retrouve un comportement similaire de palier puis collage progressif à faible charge, mais cette fois ci associé à une fissuration du revêtement.

La constitution multicouche de ce revêtement semble donc réduire ses performances à cause d'une grande sensibilité à la fissuration. Le revêtement DLCC reste plus efficace dans toutes les conditions testées.

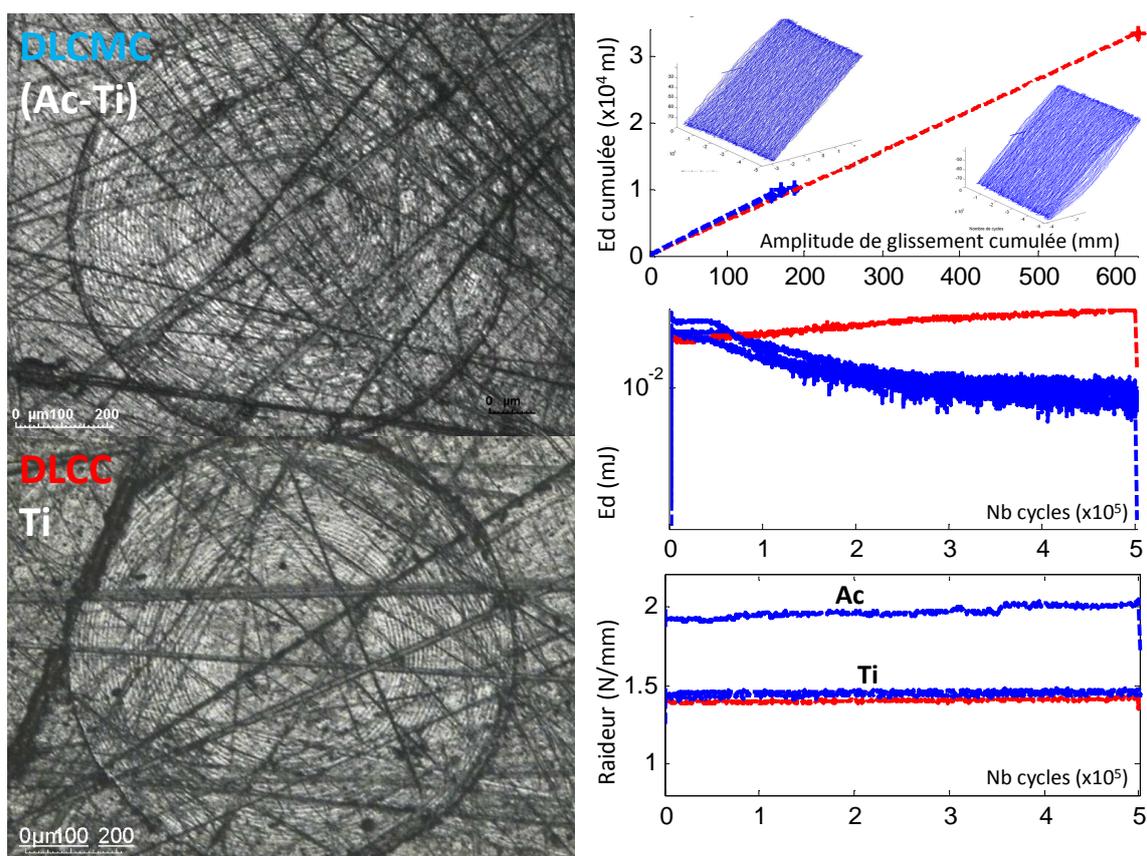


FIGURE 3.31 – Comparaison du comportement à forte charge entre DLCC et DLCMC - Macrographies,  $E_d$ , distance de glissement cumulée et raideur tangentielle

### 3.4.3 Effet de la rugosité et de la dureté

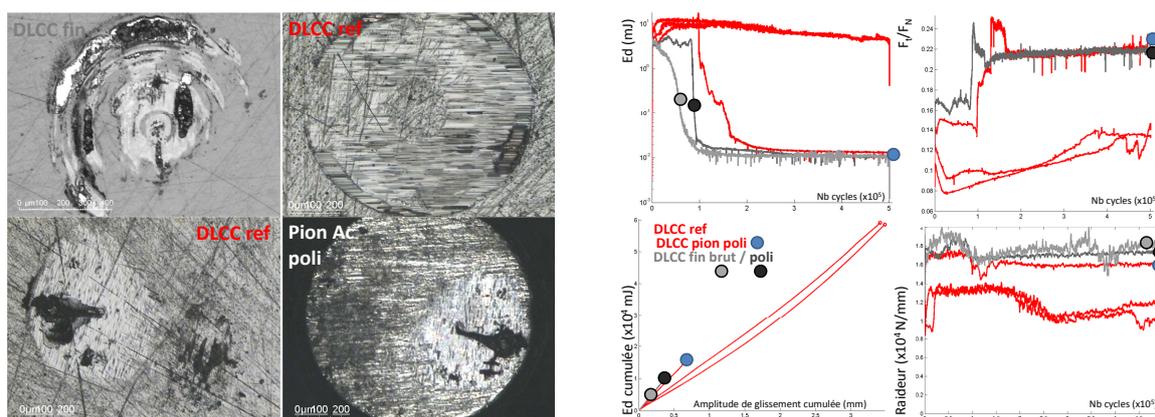


FIGURE 3.32 – Influence du polissage du pion ou du substrat sur le comportement du revêtement DLCC

On a pu observer que les stries d'usure constituaient des axes de propagation des fissures. Deux approches ont été testées afin de quantifier l'influence de ces rugosités : un polissage ma-

nuel des pions, et le dépôt de DLCC et DLCCD sur substrats polis sur machine industrielle ( $Ra < 0.05 \mu m$ ). Les nouveaux dépôts DLC ont également vu leur épaisseur réduite à 2-3 micromètres afin de réduire les risques de fissuration, ce qui a rendu possible le dépôt de la version originale grande dureté du DLCCD. Le polissage manuel des pions dégrade la planéité. Les endommagements observés sur les surfaces polies et rugueuses sont de même nature que ceux décrits aux sections précédentes. Le comportement des couches déposées sur substrat poli est cependant plus répétable.

La figure 3.32 illustre l'effet du polissage du pion ou du substrat sur le comportement des DLC. On observe une diminution de la durée de vie pour la configuration DLCC classique (avec cependant une perturbation causée par le défaut de planéité dans le cas du pion poli). Le polissage a tendance à augmenter le coefficient de frottement obtenu (environ 0.1 sur les configurations rugueuses, et 0.15 pour les versions polies). On ne constate pas de modification significative de la raideur de contact.

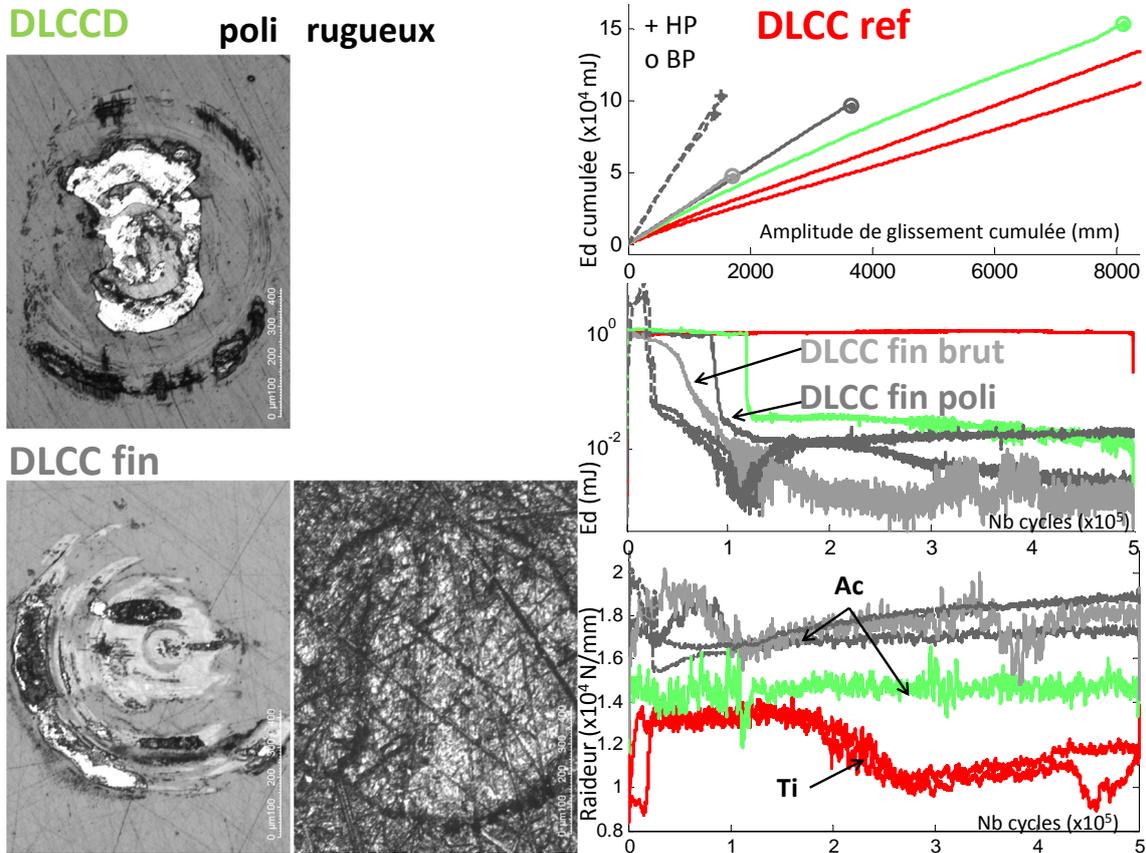


FIGURE 3.33 – Comportements des DLCC et DLCCD fins déposés sur substrats polis - Macrographies,  $E_d$ , distance de glissement cumulée et raideur tangentielle

La figure 3.33 met en perspective les comportements des surfaces polies avec l'effet du chargement normal et de la dureté du dépôt. A faible charge, le DLCCD (V1 de grande dureté) maintient un régime de glissement global pendant un plus grand nombre de cycles que le DLCC (130000 contre 80000). Le DLCC poli présente les meilleurs comportements dissipatifs à forte charge bien que la durée de vie soit limitée à environ 20000 cycles. On retrouve d'ailleurs une correspondance entre l'énergie totale dissipée avant rupture à faible et forte charge (environ 100

J). Le nombre d'essais est insuffisant pour développer et confirmer l'approche de durée de vie en terme de potentiel énergétique. On confirme cependant son intérêt pour les couches dures quand les problématiques de fissuration sont en retrait par rapport à des phénomènes de rupture fragile. On observe cet effet particulièrement à forte charge pour la configuration polie : les interfaces conservent un régime de glissement global sur 20000 cycles avant de céder, alors que le basculement sur du glissement partiel a lieu au bout d'une centaine de cycles sur les DLCC de  $5 \mu m$ .

### 3.4.4 Diagrammes de synthèse

Liskiewicz a présenté un nouveau formalisme lors de ses travaux de thèse [54] en représentant la perte de cote en fonction du nombre de cycle afin d'aboutir à une approche similaire aux diagrammes de Wölher. Cette approche caractérise efficacement le comportement de couches dures, mais nécessite un nombre d'essais représentatifs plus important que ceux dont nous disposons pour étudier l'influence des différents paramètres.

Si on se base sur cette approche (figure 3.34), la diminution de l'épaisseur de revêtement réduit l'épaisseur de la couche usable par un phénomène d'abrasion lente, alors que l'épaisseur limite avant rupture fragile  $t_r$  ne varie pas. C'est ainsi qu'un revêtement plus fin aura une durée de vie plus courte. Au contraire si on compare l'effet du polissage (figure 3.35), l'épaisseur  $t$  des deux revêtements est identique, mais la rupture survient pour une épaisseur résiduelle  $t_r$  plus grand avec un substrat rugueux.

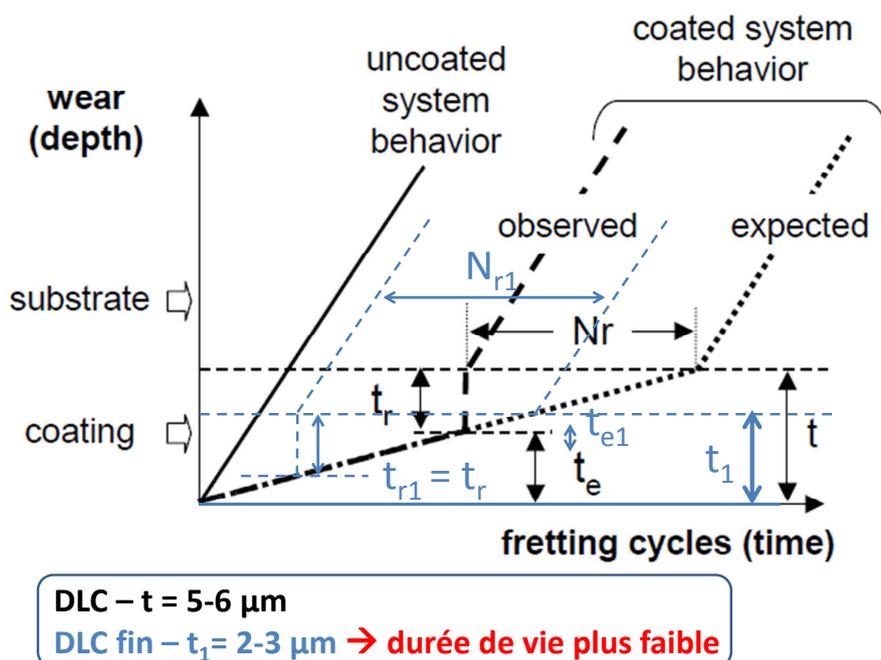


FIGURE 3.34 – Interprétation de la diminution de la durée du régime de glissement global observée pour les dépôts de DLC de faible épaisseur

La plus grande dureté du revêtement DLCCD garantit une vitesse d'usure inférieure au DLCC, ce qui explique le plus grand nombre de cycles en régime de glissement partiel ((figure 3.36).

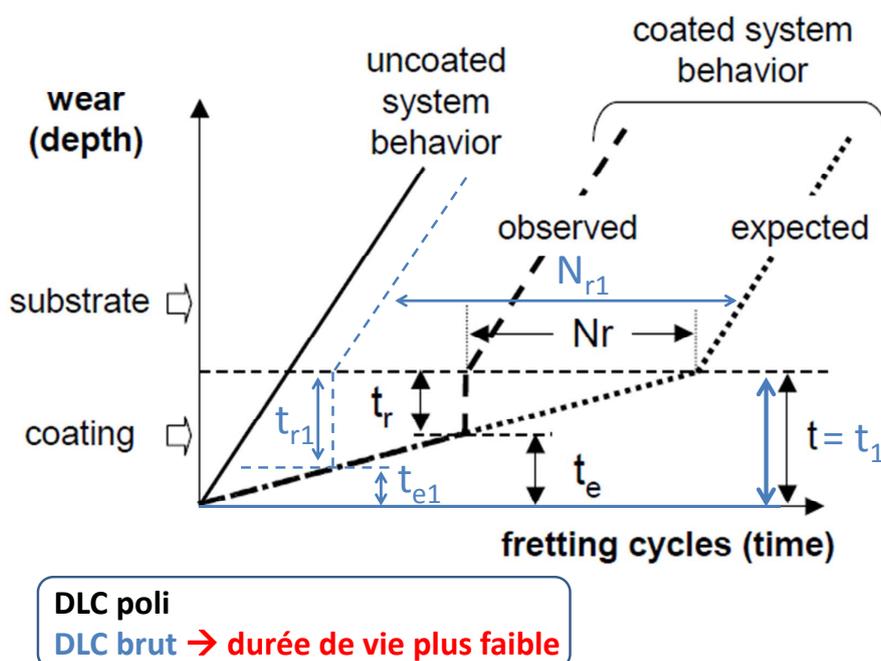


FIGURE 3.35 – Interprétation de la diminution de la durée du régime de glissement global observée pour les dépôts de DLCC rugueux par rapport au DLCC poli

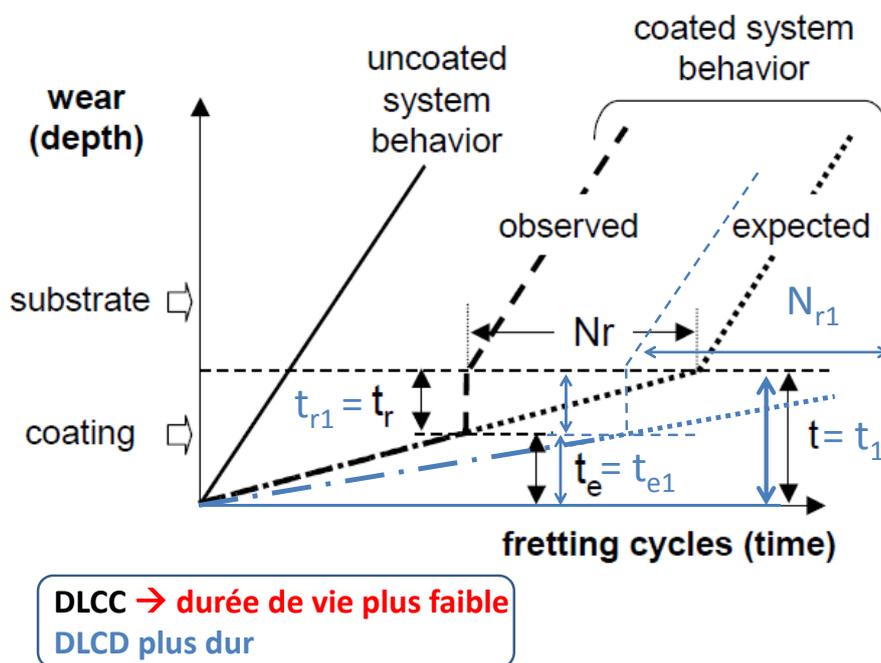


FIGURE 3.36 – Interprétation de la diminution de la durée du régime de glissement global observée pour les dépôts de DLCC polis par rapport aux DLCCD poli

Cet effet de la vitesse d'usure n'a été identifiable que pour des substrats polis (avec un  $t_r$  faible). Dans le cas des essais sur substrat rugueux, la durée de vie des interfaces est pilotée par le  $t_r$  dont la valeur est très proche de l'épaisseur  $t$  des couches.

Le comportement des dépôts multicouches n'a pas été représenté ici pour des questions de lisibilité, mais on pourrait caractériser chaque couche comme un sous-ensemble revêtement+substrat, avec des paramètres  $t$  et  $t_r$  définis à chaque niveau. La connaissance des propriétés exactes du DLCMC et le faible nombre d'essais ne nous permet pas d'approfondir l'interprétation des comportements. Cette représentation pourra servir de base de travail pour une caractérisation fine de la durée de vie et des capacités d'amortissement de la solution de protection retenue.

Les endommagements et comportements observés seront ensuite mis en perspective avec les résultats d'essais de validation sur système réel effectués par les industriels.

### 3.5 Essais de validation sur pièces réelles

Des tests de validation ont été réalisés par les industriels partenaire selon un protocole standard de test de leurs couronnes de roulement. Celle-ci est assemblée sur une table vibrante et supporte une charge utile donnée. La structure est sollicitée sur son premier mode de flexion, occasionnant un mouvement de basculement de la charge comme décrit figure 3.37. Les tests ont été menés à 310 Hz pendant 15 et 30 minutes (ce qui correspond à 280000 et 560000 cycles). Les conditions de sollicitation génèrent un effort tangentiel variable ainsi qu'un effort normal variable d'amplitude différente selon la position du contact par rapport à l'axe de basculement de la masse.

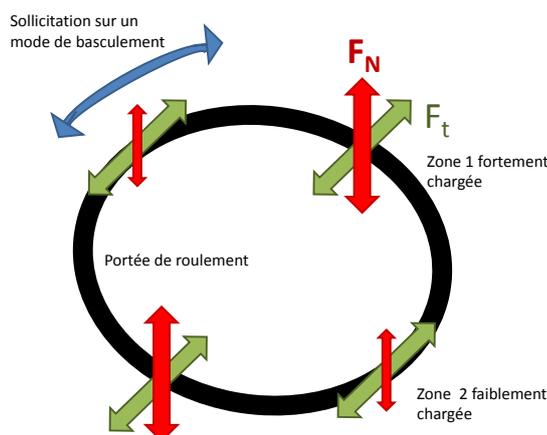


FIGURE 3.37 – Représentation schématique des conditions de chargement des essais de validation sur pièce réelle

Les surfaces en contact de la couronne de roulement ont été testées sans protection (substrat nu) et avec une couche d'environ  $2 \mu\text{m}$  de DLCC déposée après une finition de polissage. La figure 3.38 présente les résultats comparatifs des endommagements pour les essais de 30 minutes dans les deux zones de contact.

On constate que dans les zones plus fortement chargées situées dans l'axe de basculement les endommagements sont plus prononcés. On observe une délamination et écaillage de la couche de DLC, mais pas de signe de contact entre les substrats. La protection des surfaces de dépôt a donc bien été assurée. Dans la zone plus faiblement chargée, l'écaillage est moins sévère, et on observe des traces d'adhésion et abrasion. Ces comportements sont cohérents avec les

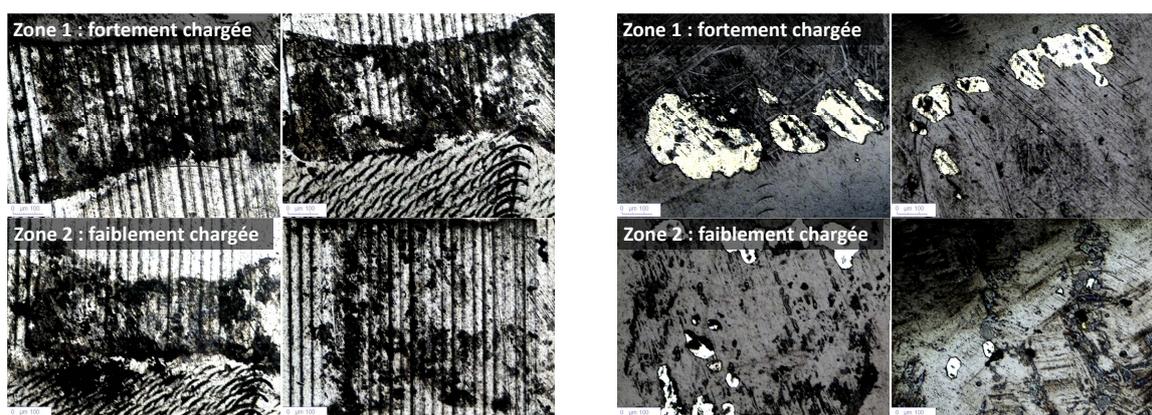


FIGURE 3.38 – Endommagements selon la zone de chargement pour l'essai de 30 minute (560000 cycles) pour la configuration NR et DLCC poli ( $2 \mu m$ )

phénomènes observés sur tribomètre. Les essais d'une durée de 15 minute présentent des endommagements moins marqués pour la configuration NR. Pour le DLC on retrouve de l'écaillage dans les zones fortement chargées, mais la couche de DLC reste intègre dans les zones de plus faible chargement, où elle est seulement marquée par des traces d'usure abrasive progressive. Des simulations des conditions de chargement au contact seraient nécessaires pour estimer la correspondance avec la durée de vie estimée sur tribomètre (inférieure à 150000 cycles pour la condition faible charge).

Bien que les conditions des tests sur pièce réelle soient différents des essais tribologiques de simulation (fréquence et chargement normal variable), on retrouve une bonne corrélation entre les comportements observés. On confirme que l'approche de l'étude est conservatrice par rapport aux endommagements réels. Sur les macrographies on peut observer que la taille des zones endommagées est réduite en présence de DLC. La raideur de l'assemblage n'a pas été modifiée. Les défaillances s'initient sur une zone en rupture de pente, associée à une concentration de contrainte. La cartographie des pressions associées au montage (en parallèle avec les pressions réelles sur tribomètre) pourraient renseigner sur les seuils admissibles. Les analyses vibratoires (FFT) de l'amortissement apporté par ce revêtement sont en cours.

## Chapitre 4

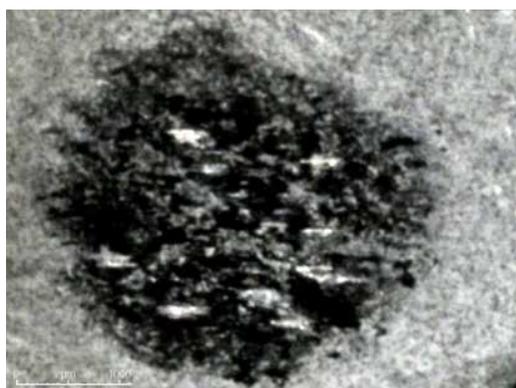
# Protection contre le fretting à haute température

### Sommaire

---

4.1 Interfaces . . . . .	138
4.2 Caractérisation du frottement en quasi-statique . . . . .	140
4.3 Effet de la température . . . . .	145
4.4 Effet du fretting à haute température . . . . .	153
4.5 Conclusion . . . . .	164

---



### Résumé

---

Ce chapitre présente l'étude d'endommagements par fretting à haute température de surfaces à très forte rugosité. Une démarche de sélection de solutions de protection garantissant la protection du fonctionnement nominal à l'ambiante après cyclage thermique et vibratoire sera présentée. La compétition entre phénomènes d'adhésion et de lubrification solide apportée par les débris sera mise en évidence.

---

## 4.1 Interfaces

### 4.1.1 Couples de matériaux et revêtements

L'utilisation à haute-température du bouchon d'endoscope étudiées impose un alliage spécifique. Le super-alliage base nickel Inconel 718 constitue le substrat des pions et des pistes.

L'industriel protège actuellement ses pièces avec un vernis déposé par une entreprise étrangère. L'environnement thermique à 600°C n'est pas viable pour les revêtements DLC présentés précédemment. Certains types de traitements DLC très hautes performances peuvent tenir jusqu'à des températures avoisinant les 700°C avant qu'ils ne se détruisent par graphitisation. Ils ne sont cependant pas adaptés aux contraintes d'état de surface et de production industrielle de ces pièces. Plusieurs variantes de l'implantation de WS<sub>2</sub> commercialisées par ACM ont été testées et comparées à la solution de vernis de référence :

- WS<sub>2</sub> classique, implanté sur un substrat Inconel 718
- WS<sub>2</sub> implanté sur une sous-couche de CrC
- WS<sub>2</sub> implanté sur une sous-couche de CrN

Les deux sous-couches ont pour objectif d'augmenter la dureté du substrat, permettant ainsi de potentiellement réduire le taux d'usure ainsi que la sensibilité au grippage. Celles-ci provenant de catalogues de production standard, leur épaisseur n'est pas identique. Les différentes versions de dépôt de WS<sub>2</sub> ne se distinguent pas en observation à l'œil nu ou au microscope (figure 4.1). Les pistes non-revêtues ont un aspect plus sombre avec quelques traces résiduelles du procédé de fabrication. Les pistes vernies présentent un aspect plus lisse.

A cause de la grande rugosité des surfaces associée au procédé de fabrication (surfaces brutes de moulage) il n'a pas été possible de caractériser la dureté de toutes les solutions testées. Un polissage éliminerait la fine couche de revêtement. Seule la dureté du substrat de référence a pu être mesurée en utilisant la face inférieure usinée des échantillons. Cette mesure de dureté n'est cependant pas une caractérisation exacte des propriétés de la surface brute de moulage. Les propriétés des traitements de sous-couche ont quant à elles été extraites de références bibliographiques.

Substrat et revêtement	Appellation	Rugosité	Micro-dureté Hv <sub>0.01</sub>	Epaisseur
Inconel (NR)	NR	1±0.2	380 ±6	-
Inconel + Vernis	VER	1±0.1	160 ±4 (HV <sub>0.01</sub> )	10-20 μm
Inconel + WS <sub>2</sub>	DITW	0.8±0.2	30 HRC (~ 300 HV) <sup>1</sup>	0.5 μm
Inconel + CrN + WS <sub>2</sub>	DITW+	0.8±0.2	1500-3000 HV <sub>0.005</sub> <sup>1</sup>	3 + 0.5 μm
Inconel + CrC + WS <sub>2</sub>	DITW++	0.8±0.2	1500-3000 HV <sub>0.005</sub> <sup>1</sup>	5 + 0.5 μm

TABLE 4.1 – Synthèse des caractéristiques des interfaces

<sup>1</sup>Valeurs de dureté indicative issues de données bibliographiques

### 4.1.2 Géométrie des éprouvettes

Pour les mêmes raisons que celles exposées dans la problématique température ambiante, la surface de contact doit être maximisée. C'est d'autant plus important pour cette étude étant donné la grande rugosité des surfaces (pour garantir un nombre représentatif d'aspérités) et les

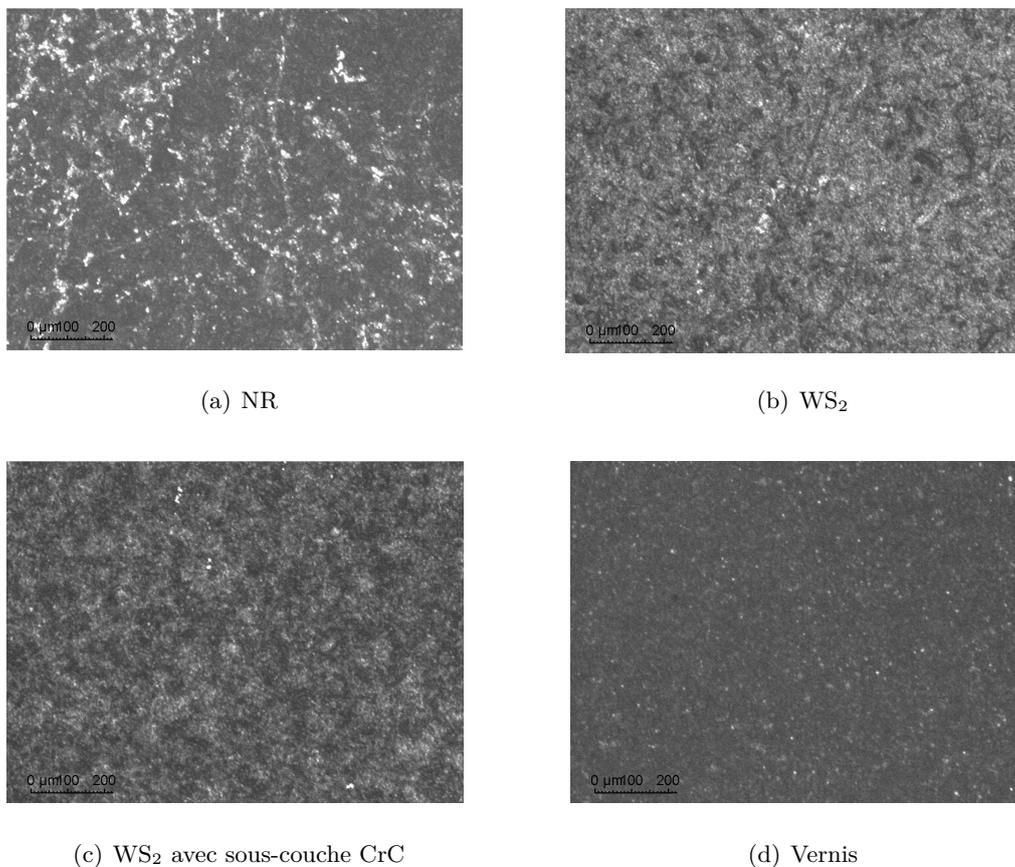


FIGURE 4.1 – Macrographies des revêtements des pistes JPB.

faibles pressions nominales (pour s'éloigner de la limite inférieure de chargement normal de la machine).

Les pions pour la caractérisation quasi-statique ont une surface de 20 mm<sup>2</sup> environ. A cause des limitations liées au positionnement des échantillons sur le banc d'essai et des dimensions des pistes, les pions destinés aux essais de fretting n'ont qu'une surface nominale d'environ 10.6 mm<sup>2</sup> en moyenne (diamètre 3.67 mm ±0.08 mm). Malgré l'incertitude liée à l'usinage, la pression nominale sera garantie à 5% d'erreur.

### 4.1.3 Caractérisation des surfaces

L'état de surface brut résultant du procédé de moulage des échantillons testés ne permet pas l'utilisation du surfomètre optique. Les surfométries sont donc réalisées sur un surfomètre avec contact à référence interne. Les surfaces ont des rugosités mesurées de l'ordre du micromètre, très dispersées avec également un défaut d'ondulation et de forme très prononcé. Afin de limiter la dispersion des résultats, le nombre de répétitions d'une condition d'essai donnée devra être augmenté dans la mesure du possible, en particulier pour la détermination de paramètres quantitatifs (coefficients de frottement, raideurs, énergies ...). La caractérisation systématique de l'état de surface des couples pions/pistes testés est indispensable pour cette étude (figure

4.2), afin de pouvoir interpréter les faciès d'endommagement après essai.

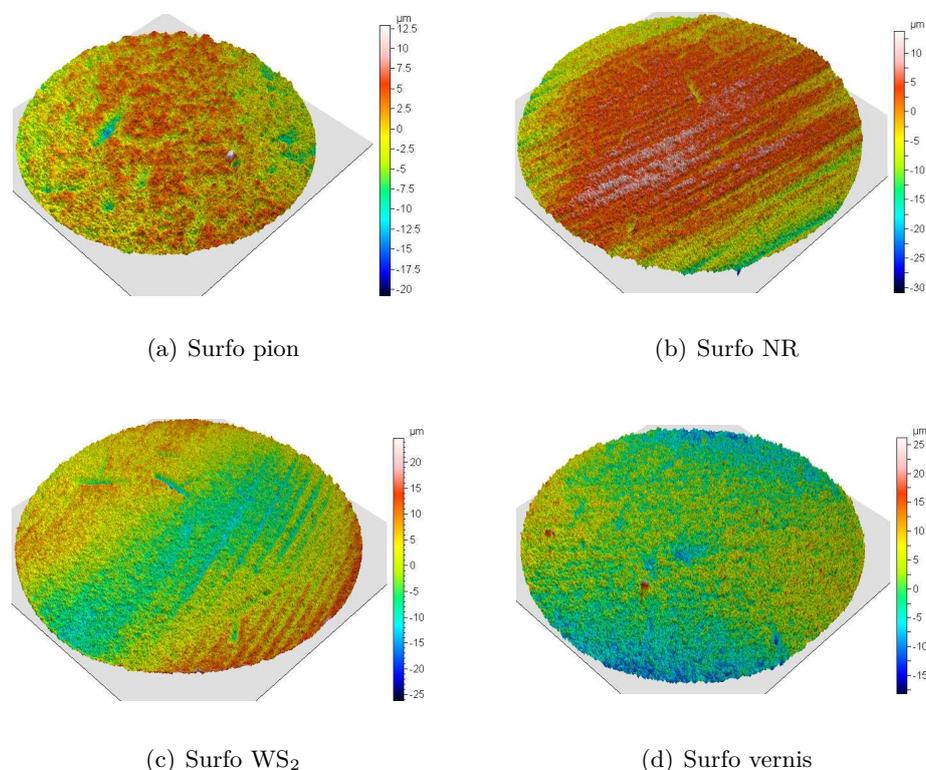


FIGURE 4.2 – Surfométries des échantillons JPB.

## 4.2 Caractérisation du frottement en quasi-statique

L'endommagement des surfaces lors de phases de frottement de grande amplitude correspondant aux montages et démontages des pièces réelles est le principal critère d'analyse des essais de cette étude. La caractérisation du comportement sur banc de frottement alternatif lent fournit une référence des comportements des surfaces qui servira à l'interprétation des conséquences des sollicitations en condition de fretting.

Les essais de frottement sont réalisés sous air à la température ambiante (environ 25°C et 30%HR), sous deux chargements différents en effort normal (correspondant à 2 et 20 MPa de pression de contact apparente) et à une vitesse de glissement de 25  $\mu\text{m}/\text{s}$ . Chaque essai suit la même séquence comportant quatre séquences alternatives dont chacune comprend une course «Aller» de 9,5 mm environ et une course «Retour» sur la même distance. La répétition de ces allers-retours permet de réaliser un rodage de la couche superficielle des échantillons et ainsi de mettre en évidence un comportement stable représentatif.

### 4.2.1 Coefficient de frottement

Les essais présentent une bonne reproductibilité globale de frottement d'une course à l'autre et d'un essai à autre. Certains comportements divergents peuvent apparaître lorsque les revêtements cèdent sous l'effet de l'endommagement. On se base alors sur les parties des phases de glissement correspondant au comportement du revêtement. On constate qu'après un ou deux cycles de « rodage », le coefficient de frottement se stabilise (figure 4.3). Le phénomène est plus marqué à faible charge. C'est cette valeur stabilisée que l'on retiendra comme coefficient de référence pour les couples concernés (table 4.2). A partir de ces courbes on peut estimer le coefficient de frottement.

Configuration	Faible pression (2 MPa)	Forte pression (20 MPa)
Inconel - NR	$0.45 \pm 0.04$ (9%)	$0.43 \pm 0.02$ (5%)
Inconel + Vernis	$0.07 \pm 0.01$ (14%)	$0.06 \pm 0.01$ (17%)
Inconel + WS <sub>2</sub>	$0.14 \pm 0.01$ (7%)	$0.16 \pm 0.01$ (6%)
Inconel + CrC + WS <sub>2</sub>	$0.21 \pm 0.01$ (5%)	$0.17 \pm 0.01$ (6%)
Inconel + CrN + WS <sub>2</sub>	$0.54 \pm 0.03$ (6%)	$0.40 \pm 0.02$ (5%)

TABLE 4.2 – Synthèse des coefficients de frottement mesurés en quasi-statique à l'ambiante

Malgré des surfaces fortement rugueuses, le comportement des couples de matériaux testés fait preuve d'une reproductibilité satisfaisante. On peut le constater à la fois lors de la répétition de cycles au cours d'un même essai et aussi en comparant les essais de répétabilité.

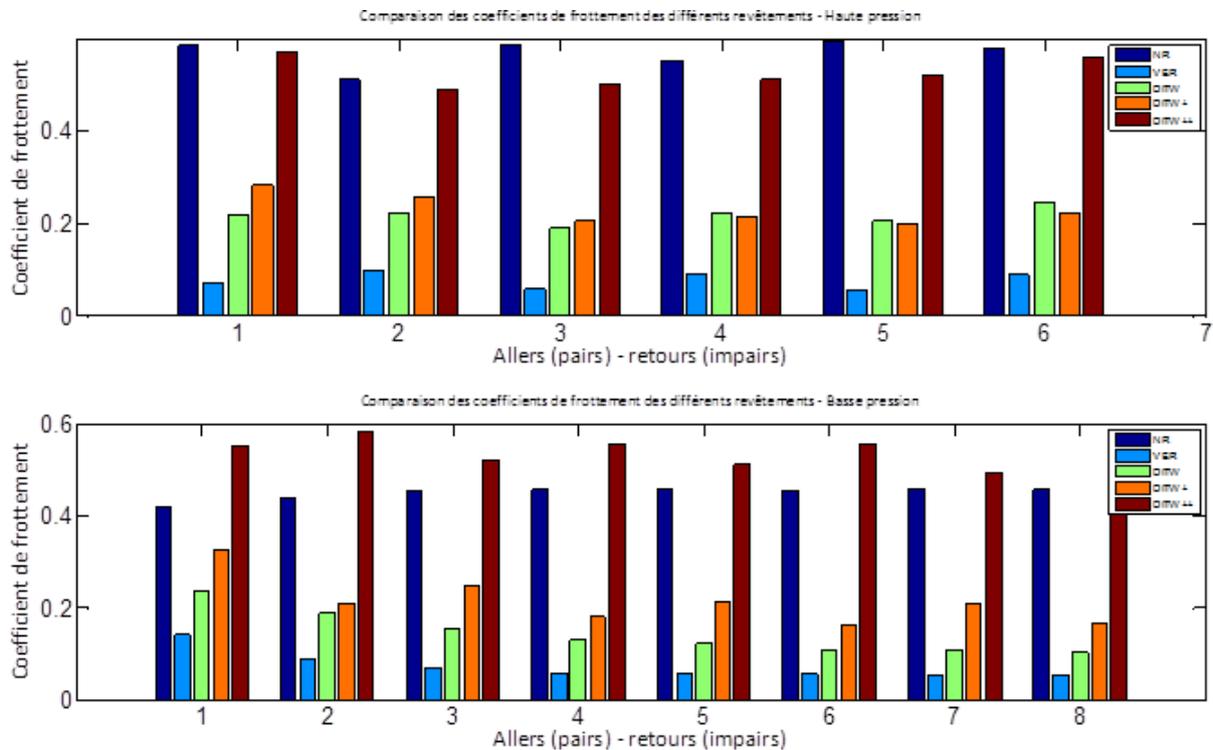


FIGURE 4.3 – Histogrammes des coefficients de frottement dynamiques mesurés à l'ambiante en quasi-statique

Un comportement convergent (figure 4.4) apparaît pour les revêtements  $WS_2$ ,  $WS_2+CrC$  ainsi que pour le vernis. Ce sont les revêtements qui présentent les plus faibles coefficients de frottement. Nous pouvons attribuer cette évolution à une phase de rodage des surfaces qui dure 1 ou 2 cycles. Cet effet de rodage est plus prononcé à faible charge, et surtout constaté aux extrémités de la zone de frottement (zones de changement de direction).

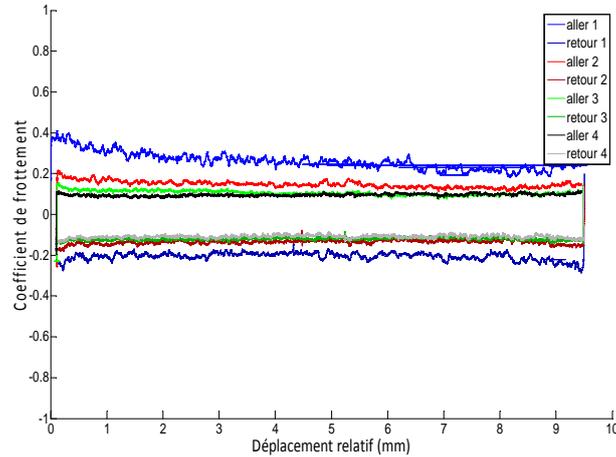


FIGURE 4.4 – Diminution du coefficient de frottement suite au rodage sur les premiers cycles

Ces couples de matériaux sont caractérisés par une très faible différence entre le coefficient de frottement statique et le coefficient de frottement dynamique. Ce comportement est particulièrement intéressant pour la fonction attendue dans le système mécanique réel (opérations de montage/démontage manuel). L'effort à fournir pour desserrer les bouchons d'endoscope est directement lié au coefficient de frottement statique du couple de matériau en contact à la surface des dents. Si le coefficient dynamique est suffisamment faible pour éviter un phénomène de grippage endommageant, l'absence de pic de statique garantit un démontage manuel plus facile.

En termes de valeur du coefficient de frottement dynamique, on peut établir le classement suivant par rapport à la solution de référence NR :

- 1. Vernis,  $WS_2$  et  $WS_2+CrC$  :  $\mu < \mu_{NR}$
- 2.  $WS_2+CrN$  :  $\mu > \mu_{NR}$

Ces résultats sont très proches pour les deux conditions de chargement. On constate néanmoins une légère baisse de la valeur du coefficient de frottement pour les fortes charges. Ces couples de matériaux (principalement les  $WS_2$  déposés sur sous-couche CrC ou CrN) semblent mieux se comporter lorsqu'on augmente la charge normale.

Les essais de frottement réalisés ont mis en évidence plusieurs comportements :

- La condition de référence (NR) présente un fort coefficient de frottement (supérieur à 0.4).
- Les revêtements  $WS_2$ ,  $WS_2+CrC$  et vernis ont un coefficient stable compris entre 0.05 et 0.2 qui en font des candidats potentiels pour des essais plus poussés sur banc de fretting.
- Le revêtement  $WS_2+CrN$  présente un comportement en frottement plus mauvais que le couple de référence non revêtu. Ce résultat est cohérent avec la littérature dans la quelle on peut retrouver des valeurs de frottement pour le couple acier-CrN variant de 0.2 à 0.6 [132]. La problématique de l'étude étant le phénomène d'arc-boutement directement lié à

cette valeur du coefficient de frottement, cette solution peut être éliminée des candidats aux tests supplémentaires.

### 4.2.2 Endommagements

Le nombre de cycles effectué lors de ces essais de frottement n'a pas pour objectif d'étudier l'usure des surfaces. Cependant les endommagements observés fournissent des informations intéressantes sur les surfaces en contact lors du frottement (en particulier dans le cas de surfaces très rugueuses) et sur la tenue des revêtements.

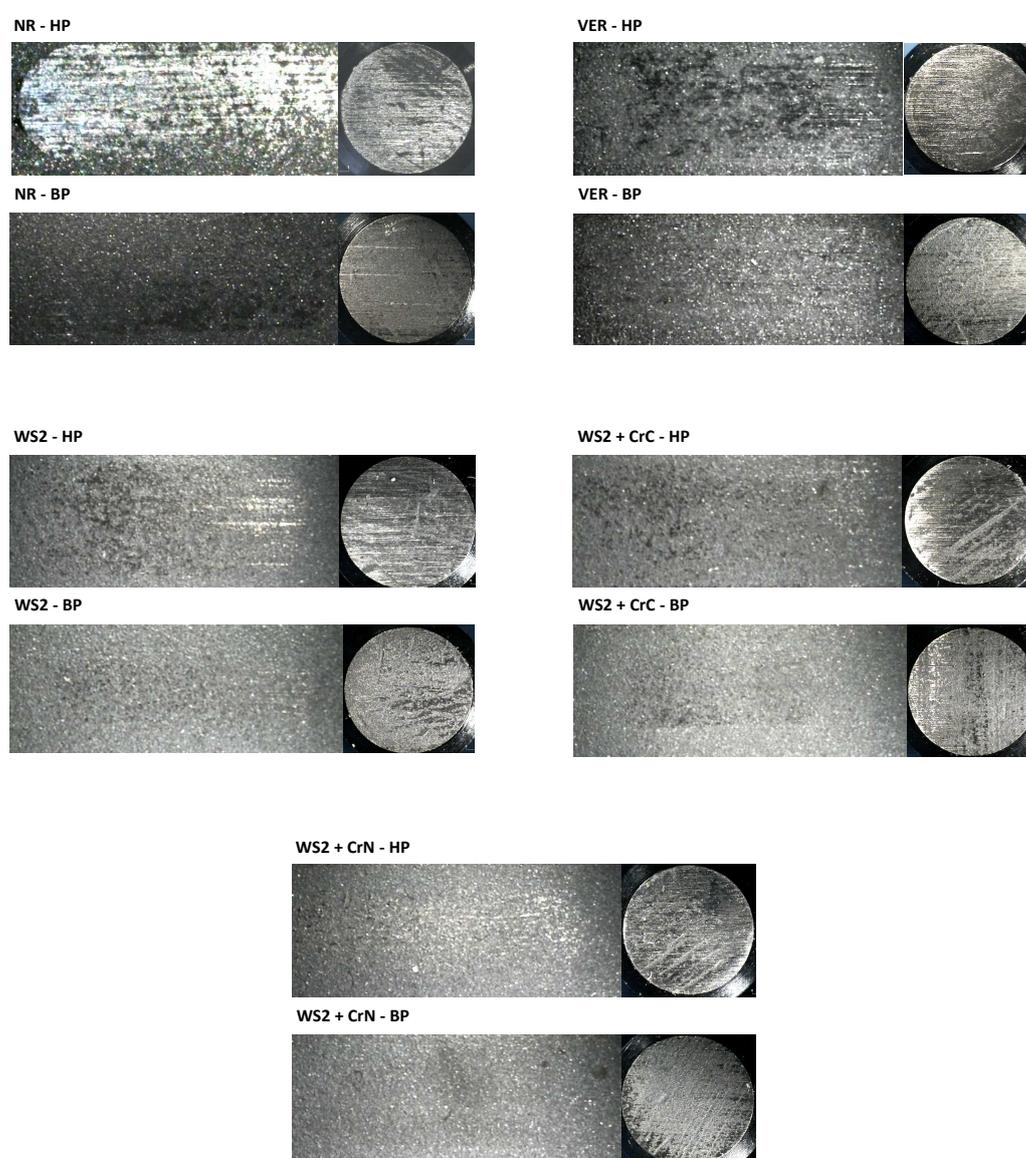


FIGURE 4.5 – Endommagements sur les essais de frottement en quasi-statique (TAL)

Pour tous les couples testés les traces d'usure sont plus prononcées pour les essais à forte charge. A cause de la très faible dureté du vernis la zone de contact est nettement marquée pour les deux conditions. Bien que les chargements normaux génèrent de faibles pressions apparentes (2 et 20 MPa), la dureté des matériaux (phénomène renforcé par la sous couche dure de CrC ou CrN) et la grande rugosité des surfaces ne permet qu'à une fraction de l'aire apparente d'être effectivement en contact. Les pressions de contact réelles mise en jeu sont ainsi bien plus importantes. Par ailleurs, à cause des difficultés d'alignement des surfaces, les pressions nominales réelles peuvent également être plus importantes que la condition prévue.

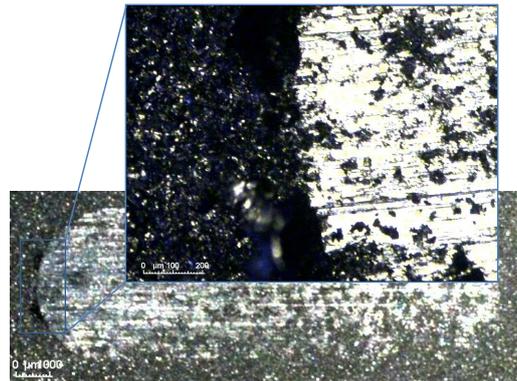


FIGURE 4.6 – Endommagement du contact non revêtu Inconel sur Inconel

L'endommagement est causé par un écrasement des aspérités (déformations plastiques), et leur usure par adhésion puis rupture des liaisons et abrasion par les débris générés (figure 4.6). Au fur et à mesure des allers-retours, le sommet des aspérités est progressivement aplati, augmentant ainsi la surface de contact. Toutes les solutions de protection ont un effet positif net pour les cas à forte charge. A faible charge l'endommagement est moins marqué, mais on distingue encore la protection apportée par les traitements. La présence des sous-couches CrC et CrN semblent apporter une amélioration par rapport au  $WS_2$  déposé sur le substrat nu.

On distingue à chaque fois trois zones sur les surfaces revêtues endommagées :

- des zones intactes (creux d'ondulation/défaut de forme),
- des zones où l'épaisseur du revêtement est entamée, mais celui-ci conserve sa cohésion (gris foncé),
- des zones où le substrat apparaît (aspect brillant très clair), correspondant aux plus hauts sommets des aspérités détruits par les fortes pressions réelles résultantes.

L'état des surfaces après quelques cycles de frottement alterné est une première indication du comportement des interfaces testées. Cependant le critère principal pour sélectionner les solutions en vue des essais de fretting est le coefficient de frottement statique et dynamique des interfaces afin d'éviter un phénomène d'arc-boutement qui rendrait le système indémontable manuellement. Le démontage forcé des bouchons cause la ruine de la forme des dentures.

La suite du processus de sélection des revêtements les plus performants comprend deux campagnes d'essais (A1 et A2). La première campagne a pour objectif de tester l'effet de la température seule sur les interfaces. La seconde ajoute des sollicitations de fretting à haute température représentatives de conditions de fonctionnement. Pour les essais de fretting, les amplitudes de glissement seront séparées en deux catégories : glissement global d'amplitude maximale (plu-

sieurs centaines de microns) afin de représenter les phases de montage/démontage, et glissement d'amplitude réduite (dizaine de microns) pour simuler les endommagements causés par les vibrations en vol.

### 4.3 Effet de la température

#### 4.3.1 Objectifs - Conditions

La série de tests (campagne A1) a pour objectif d'évaluer l'effet du cyclage thermique seul sur la tenue des revêtements. La phase montage/démontage (notée M/D) est modélisée par 100 cycles en glissement de grande amplitude à une fréquence de 10 Hz. Les capacités de la machine (1 mm de débattement maximal) et les dimensions des échantillons (3.5 mm de diamètre) ne nous permettent pas d'atteindre un régime de glissement réciproque pour lequel l'amplitude de débattement serait supérieure au diamètre des échantillons. Un régime de fretting en glissement global est cependant largement atteint (amplitude de quelques centaines de microns). L'amplitude maximale de débattement est fixée à 500  $\mu\text{m}$  pour la condition basse pression (BP) et 250  $\mu\text{m}$  pour la conditions haute pression (HP). On ne considèrera pas la diminution de charge normale pendant la phase de desserrage réelle ni les chocs entre dentures. Les conditions d'essai choisies sont ainsi sévèrisantes par rapport au cas réel.

Le coefficient de frottement mesuré lors de ces essais sera comparé aux résultats de frottement dynamique obtenus sur le tribomètre alternatif lent. L'endommagement des surfaces et des revêtements causé par ce cyclage représentant les opérations d'inspection sera également étudié.

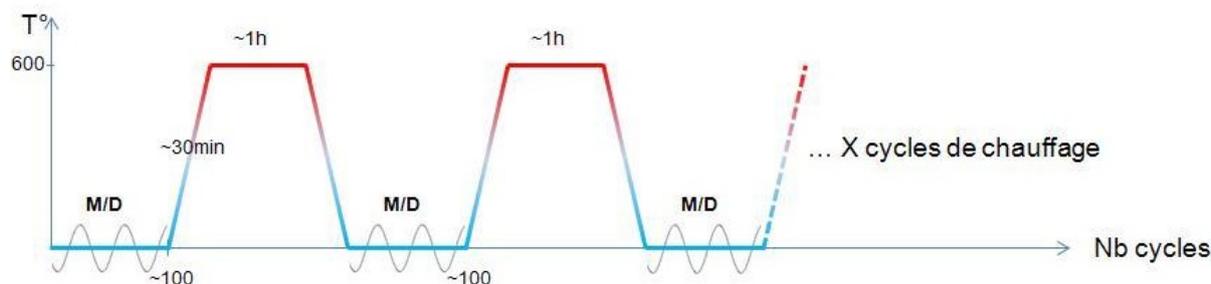


FIGURE 4.7 – Phases d'essais à haute température - Effet du cyclage thermique et des phases de M/D (A1)

L'amplitude de déplacement relatif global a été fixée de façon à ce que le système soit toujours capable de générer du glissement total. Pour l'amplitude de déplacement maximale à vide, la totalité de l'effort délivré par le pot  $Ft_{pot}$  sert à déformer les lames. Pour garantir le glissement, le pot doit avoir une réserve de puissance nécessaire pour délivrer un effort au moins égal à l'effort normal appliqué au contact. Nous avons ainsi défini un niveau d'amplitude inférieur au déplacement maximal à vide, pour la configuration basse charge (500  $\mu\text{m}$ ) et forte charge (250  $\mu\text{m}$ ) selon ce critère.

Le système de pilotage étant un asservissement lent par rapport à la fréquence d'essai, le système met quelques cycles à se stabiliser à la consigne demandée, ce qui explique l'amplitude importante parfois constatée sur les premiers cycles. Les premiers essais serviront à déterminer une tension initiale afin de s'approcher au plus près de l'amplitude visée dès les premiers cycles.

Suite à l'analyse des conditions de sollicitation réelles, nous avons considéré deux niveaux de pression critiques : si la pression s'exerce sur une seule dent (2 faces) on obtient une pression nominale de 20 MPa. Si la pression est équitablement répartie, on retient un niveau de référence de 2 MPa. Cette plage de pression borne ainsi les comportements extrêmes des dentures.

### 4.3.2 Coefficient de frottement

Les essais étant pilotés en déplacement imposé, la variable d'adaptation du système sous l'effet des endommagements et des transformations chimiques est l'effort tangentiel au contact. L'influence de ces paramètres se traduit donc par une évolution du coefficient de frottement qui est étudiée dans les paragraphes suivants.

#### Comparaison avec la mesure basse vitesse

De la même façon que dans le chapitre précédent, nous allons faire une comparaison entre la mesure du coefficient de frottement sur différents tribomètres. Lors de la campagne d'essais A1 (et A2), le coefficient de frottement mesuré lors de la première phase de glissement avant le cyclage thermique (fréquence 10Hz) peut être directement comparé avec la mesure en quasi-statique. Les résultats obtenus sur les deux tribomètres sont regroupés dans le tableau 4.3. On reportera également le frottement en régime stabilisé mesuré lors des essais de fretting (50Hz) de la campagne A2.

Configuration Chargement	TAL ( $5 \cdot 10^{-4}$ Hz)		VTTM (10 Hz)			VTTM (50 Hz)	
	BP	HP	BP	MP	HP	BP	MP
Non-revêtu	0.45	0.43	0.19	-	0.28	> 0.5	-
Vernis	0.07	0.06	0.16	-	0.15	> 0.5	-
WS <sub>2</sub>	0.14	0.16	0.27	0.51	0.2	0.4	> 0.5
WS <sub>2</sub> + CrC	0.21	0.17	0.22	0.46	0.3	0.37	0.39

TABLE 4.3 – Comparaison du coefficient de frottement mesuré par le TAL et le VTTM : influence de la charge et de la fréquence.

On constate de grandes différences entre les résultats. Un des premiers facteurs pouvant expliquer cette différence est l'aspect endommagements. Les mesures sur le TAL sont effectuées sur 4 cycles, alors que plusieurs dizaines (ou centaines selon la fréquence) de cycles se déroulent avant que le régime de frottement se stabilise sur le VTTM. Le système de refroidissement par air comprimé peut occasionner une pollution du milieu par un mélange d'eau et d'huile. Tout est mis en œuvre dans le protocole d'essai pour limiter au maximum toute contamination des surfaces (avec un nettoyage des faces à l'alcool juste avant la mise en place du contact). Il est cependant possible que cette contamination explique partiellement les faibles coefficients de frottement mesurés pour la configuration NR par exemple. Le nombre de répétitions (entre 2 et 4) est cependant limité pour quantifier de façon fiable le coefficient de frottement dynamique de ces matériaux.

La conclusion de cette comparaison rapide est cette-fois-ci que les valeurs de coefficient de frottement déterminées sur tribomètre en quasi-statique ne correspondent pas à ceux des essais en dynamique. Les interfaces étudiées dans ce contexte sont fortement rugueuses à cause du

procédé de mise en forme, et les comportements qui pilotent la réponse des interfaces sont essentielle de nature adhésive. L'utilisation des résultats de mesures quasi-statiques doit donc se faire avec précautions pour alimenter des modèles dynamiques de ces types de contacts.

### Influence du cyclage thermique

La figure 4.8 présente l'évolution du coefficient de frottement lors des phases simulant le montage/démontage au cours des 4 cycles de chauffage pour les différentes configurations.

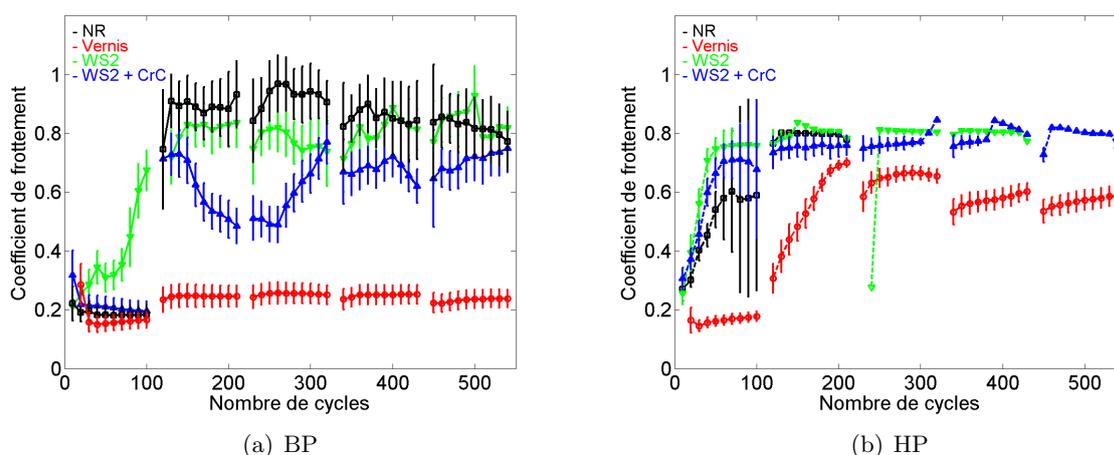


FIGURE 4.8 – Évolution du rapport  $F_t/F_N$  en fonction des cycles de chauffage pour la condition a)BP, b)HP

La comparaison du frottement mesuré sur quelques cycles précédant une montée en température, comparé à celui mesuré sur quelques cycles immédiatement après le refroidissement permet d'identifier plus directement l'effet de la phase de chauffage. On constate que la phase statique de chauffage ou refroidissement occasionne une forte adhésion des surfaces. Sauf dans le cas du vernis à faible charge, toutes les autres configurations voient une nette augmentation du coefficient de frottement dès le premier cycle de chauffage. Il est donc évident que les phases simulées de montage/démontage (M/D) occasionnent des endommagements qui sont prépondérants par rapport à d'éventuelles transformations activées thermiquement. Dès le premier cycle M/D, toutes les configurations à part le vernis voient leur performances se dégrader fortement.

A forte charge, certains essais ont été stoppés avant les 4 cycles car un sévère grippage s'est manifesté (figure 4.9(a)). Le pot vibrant n'a pas pu délivrer suffisamment d'effort pour passer au delà d'un rapport  $F_T/F_N$  de 0.8 à l'amplitude donnée à forte charge. L'adhésion des surfaces a atteint de tels niveaux que le système est passé en régime de glissement partiel (figure 4.9(b)). Les configurations  $WS_2$  et  $WS_2+CrC$  ne manifestent pas de paliers de glissement perturbés comme la configurations NR. Les bûches évoluent de façon plus lissée, avec l'apparition de deux pics de frottement au démarrage et à la fin du palier. La transition vers ces pics se fait de façon progressive, et semble caractéristique de l'amorçage d'un effet type stick-slip. On pourrait expliquer ce comportement par la libération (ou accroche) progressive des points d'adhésion aux sommets des aspérités. L'intensité du phénomène serait liés à la grande rugosité des surfaces.

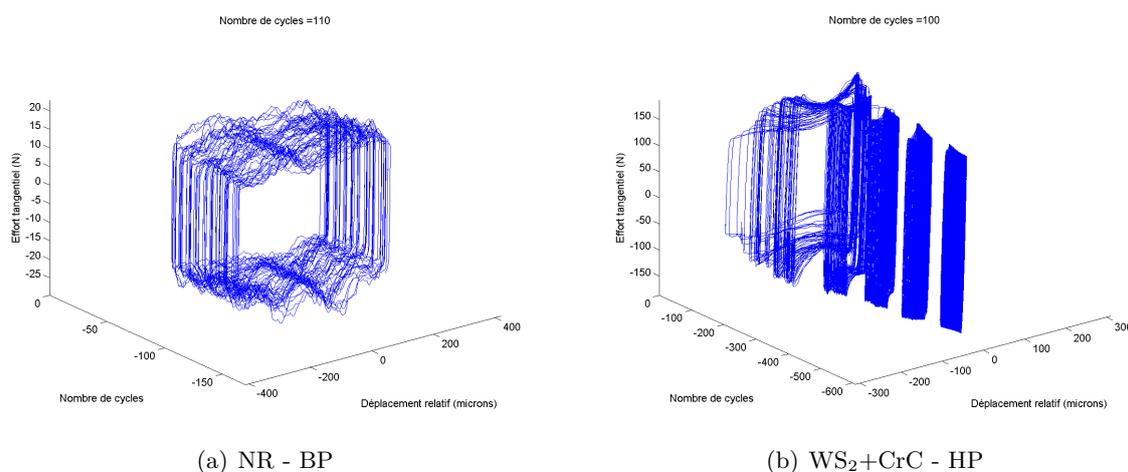


FIGURE 4.9 – Grippage des surfaces et fermeture des bûches de fretting.

On a mis en évidence un problème de pollution des surfaces d'essai à cause de l'air comprimé non-filtré servant au refroidissement. Bien que l'eau huileuse n'atteigne pas directement les échantillons, et que le protocole de nettoyage soit strict on constate une probable lubrification limite des surfaces. Le premier cycle des essais est parfois impacté avec un frottement faible (moins de 0.2) et très stable. Le premier cycle de chauffage élimine toute trace de cette contamination.



FIGURE 4.10 – Pollution externe générée par le système de refroidissement

### 4.3.3 Endommagements

Les phénomènes d'endommagement qui vont être prédominants lors de ces essais sont principalement de l'adhésion puis de l'abrasion causés par les débris générés. Malgré l'absence de sollicitations dynamiques à haute température pour cette campagne, des transformations chimiques ou métallurgiques peuvent être activées par l'énergie thermique combinée à la pression

de contact statique. Les photos des surfaces endommagées sont regroupées figure 4.11 pour les essais basse pression et figure 4.12 pour les essais forte pression.

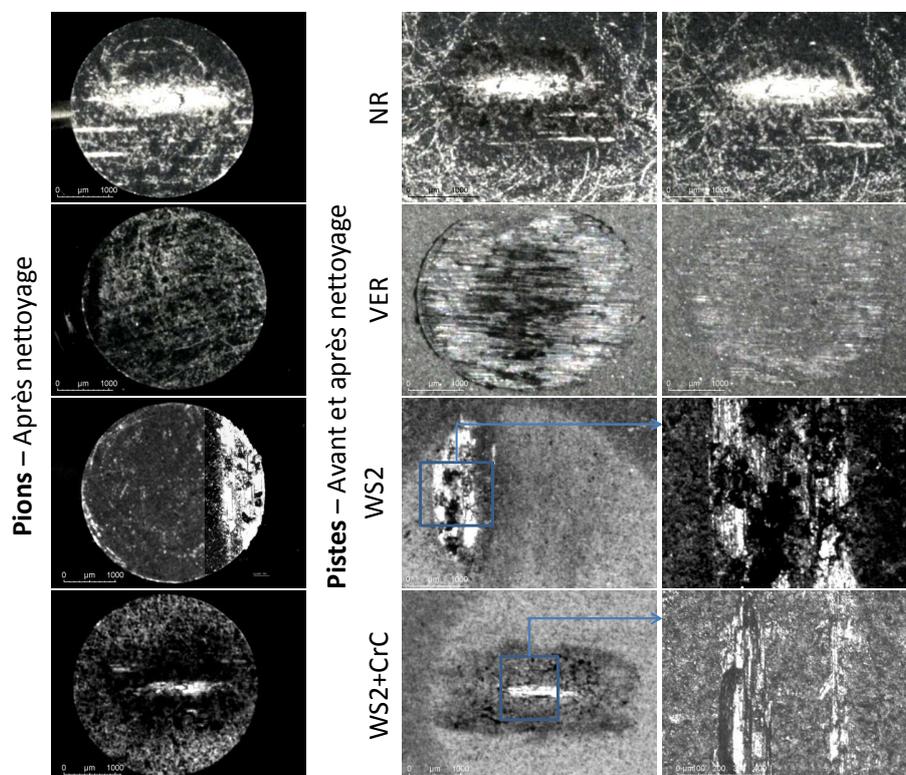


FIGURE 4.11 – Macrographies après essai des pions et piste pour la condition faible charge

### NR

Comme observé sur les essais en quasi-statique, le contact nu Inconel sur Inconel est le siège d'importants phénomènes d'adhésion entre aspérités, causant un fort endommagement des surfaces et des transferts d'une surface vers l'autre. Les débris générés ainsi que les surfaces écrouies causent aussi de l'usure par abrasion de la surface. L'état de surface initial détermine les zones de transfert, et un ou de multiples massifs de plusieurs dizaines de microns d'altitude se forment. Il n'y a pas de direction de transfert préférentielle, la formation d'un creux ou d'un sommet étant sans doute piloté par l'état de contrainte locale des surfaces. L'aspect noir mat initial laisse place à de profondes marques brillantes. Des débris piégés dans les creux de rugosité sont également présents. Ils sont légèrement adhérents. Le contact se fait de façon privilégiée sur les sommets des aspérités en vis à vis à cause de l'état de surface très irrégulier.

### Vernis

Le comportement du vernis est également similaire à ce qui avait été observé sur les essais quasi-statiques. La pression de contact est beaucoup mieux répartie grâce à la nature du revêtement (mou et épais en couche continue). Des débris de couleur noire faiblement adhérents sont observés après essai. On constate un transfert de vernis de la piste vers le pion, mais plutôt sous forme de débris que d'une couche adhésive. Une partie des débris est éjectée du contact, formant

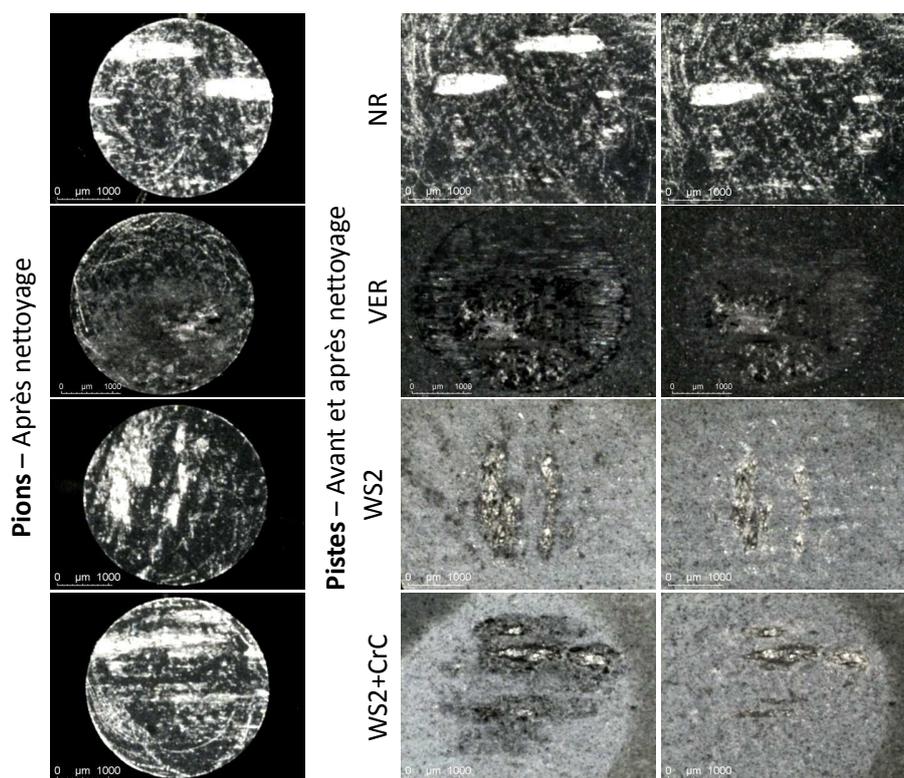


FIGURE 4.12 – Macrographies après essai des pions et piste pour la condition fortes charge

un tas net en bordure du pion. A basse pression, la couche de vernis épaisse de moins de  $10 \mu m$  à l'origine voit son épaisseur nettement diminuer avec les 5 cycles de montage/démontage, mais conserve son intégrité. A forte pression, on voit apparaître nettement le substrat par endroits, signe d'une dégradation sévère de la couche de vernis. L'endommagement de cette configuration est l'usure douce à sévère selon les conditions de chargement.

### WS<sub>2</sub>

On observe les mêmes traces d'adhésion et d'abrasion que pour le contact nu, ainsi que des débris légèrement adhérents de couleurs noire (probablement oxydés). La présence de WS<sub>2</sub> réduit la surface des zones d'adhésion, mais le revêtement cède sous les sommets les plus chargés, et on retrouve alors le comportement du substrat. Le revêtement semble cependant apporter une légère amélioration de protection jusqu'à un certain seuil de pression locale, qui est largement dépassé sur les aspérités les plus hautes. A faible charge on observe une nette usure des quelques sommets les plus hauts.

Ce revêtement est stable jusqu'à  $600^{\circ}C$ . Lors des essais la température peut localement dépasser ce seuil, en particulier à proximité de la buse de chauffage. On observe figure 4.13 une trace laissée par le flux d'air chaud dévié par la forme cylindrique du pion. L'écart de température estimé entre les zones ainsi délimitées est très réduit (quelques dizaines de degrés), ce qui indique la proximité d'un seuil d'activation d'une réaction de transformation. Une analyse de la composition chimique des surfaces au MEB est réalisée pour identifier la nature de la couche

formée. Aucune trace de cette couche n'est observée en surfométrie.

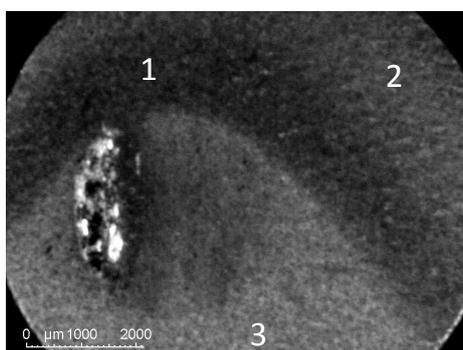
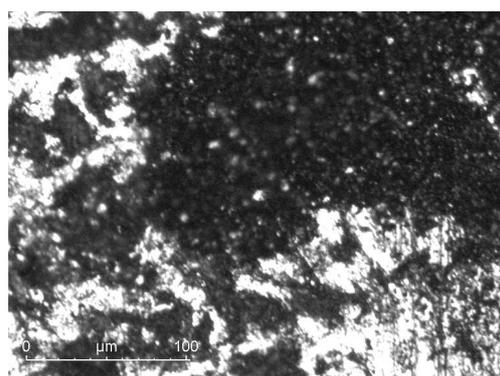


FIGURE 4.13 – Trace du flux d'air chaud sur une piste revêtue de  $WS_2$ . - Micro-analyses MEB

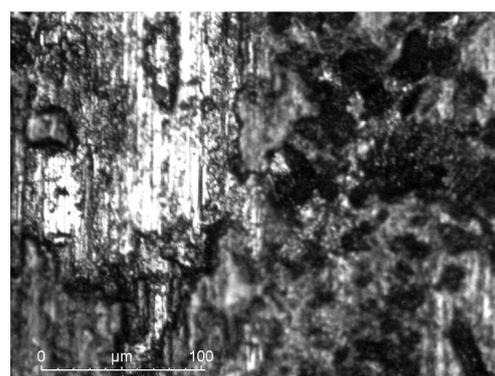
Les zones 1 et 2 sont exposées aux plus hautes températures (étant directement dans le flux d'air chaud). Dans ces zones la concentration en élément oxygène (10-12%) est presque deux fois plus importante qu'en zone 3. C'est le signe d'une réaction d'oxydation plus active au delà d'un certain seuil de température. Ces observations sont un signe d'un manque d'homogénéité de la température à l'intérieur de l'enceinte isolée, et demanderaient une qualification plus poussée des conditions thermiques.

### $WS_2 + CrC$

De la même façon que le  $WS_2$  seul, ce revêtement présente des traces d'usure adhésive et abrasive. On retrouve également la trace du flux d'air chaud sur la piste. Des débris faiblement adhérents sont piégés dans les aspérités profondes (figure 4.14(a)), et sont évacués lors d'un nettoyage léger. Des traces d'usure adhésive sévère avec des déformations plastiques sont également visibles (figure 4.14(b)). Elles correspondent aux plus hauts sommets des aspérités des deux échantillons.



(a) Débris



(b) Nettoyée alcool + frottée

FIGURE 4.14 – Macrographies après essai du pion pour la configuration  $WS_2$ +sous-couche CrC - avant et après nettoyage à l'alcool.

La caractérisation de ces traces se fait en comparant les surfométries avant et après essai.

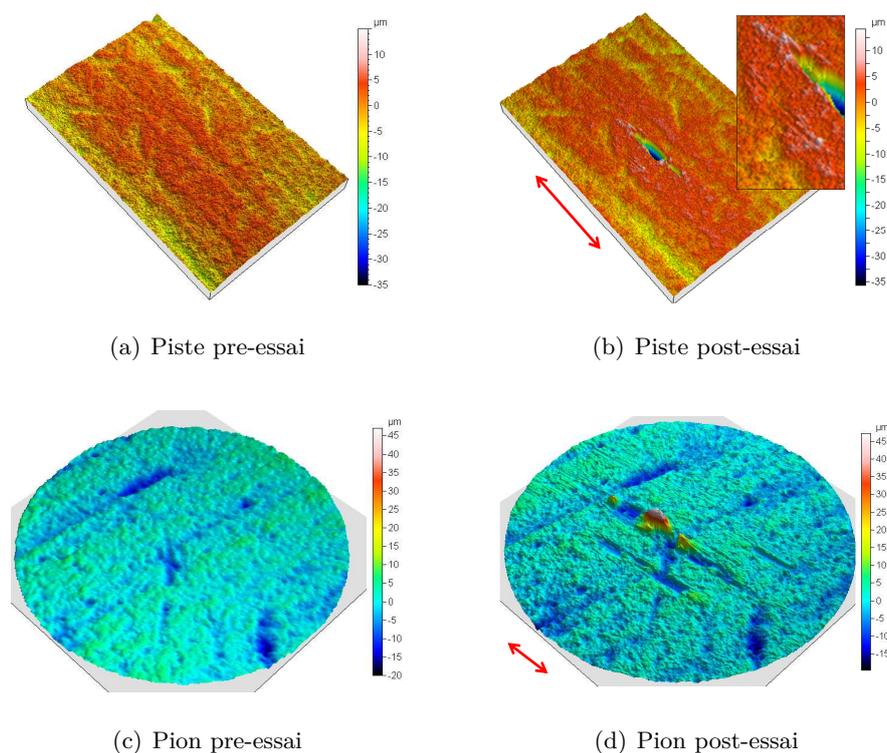


FIGURE 4.15 – Surfométries avant et après essai du pion et de la piste pour la configuration  $WS_2$ +sous-couche CrC

La figure 4.15 présente les deux surfaces. Le premier constat qui confirme les observations au microscope est que les surfaces sont globalement quasiment intactes. Les endommagements se concentrent sur quelques zones localisées. Un profond arrachement ( $35 \mu m$ ) au centre du la zone de contact semble plutôt indiquer une adhésion forte mais très localisée, et on retrouve bien un pic d'altitude équivalente à la surface du pion. Répartis sur l'ensemble de la surface, on trouve des signes de contact entre quelques autres sommets, avec de l'ajout de matière visible en blanc sur la figure 4.15(b) qui indique encore un phénomène d'adhésion plus léger. On a donc bien des signes de transferts de matière dans les deux directions.

#### 4.3.4 Synthèse

On peut établir la synthèse suivante sur la sensibilité des différentes configurations aux phases de montage/démontage simulant les opérations d'inspection, avec un cyclage thermique sans sollicitations vibratoires :

- En termes d'endommagement thermique des surfaces, les configurations non-revêtue et vernis ne semblent pas être impactées par le cyclage thermique. Des signes visuels d'oxydation du  $WS_2$  implanté sur le substrat nu ou avec sous-couche CrC sont relevés.
- Les phases de transition thermique (chauffage/refroidissement) semblent causer une adhésion notable des surfaces.
- L'effet du cyclage thermique sur l'évolution du coefficient de frottement apparaît négli-

geable devant l'endommagement cumulé par les phases de glissement à grande amplitude. Cet endommagement est très localisé (sommets des aspérités), sévère et rapide (quelques dizaines de cycles seulement).

- Comme pressenti lors de l'étude en quasi-statique, la configuration non-revêtue présente le plus mauvais comportement (fort coefficient de frottement, et même grippage quasi total à forte pression). La solution de référence (verniss) présente un excellent comportement en endommagements à faible pression, et conserve le plus faible coefficient de frottement à forte charge, bien que celui-ci se dégrade rapidement (passage de 0.15 à plus de 0.6). Les solutions de remplacement ( $WS_2$  et  $WS_2$ +sous-couche CrC) ont un comportement légèrement meilleur qu'en absence de revêtement, à la fois en terme d'endommagements qu'en frottement. La version  $WS_2$  + CrC paraît plus performante que le simple  $WS_2$  (frottement plus faible à basse pression et retardement de la fermeture des cycles de fretting à forte charge).

La caractérisation des phases M/D a ajouté l'effet d'un endommagement plus sévère par rapport aux essais en quasi-statique. La section suivante présentera l'étude du comportement des interfaces sous sollicitations de fretting à haute température. Le frottement et les endommagements constatés lors des phases M/D successives sans fretting serviront de référence pour la comparaison du comportement.

## 4.4 Effet du fretting à haute température

### 4.4.1 Objectifs - Conditions

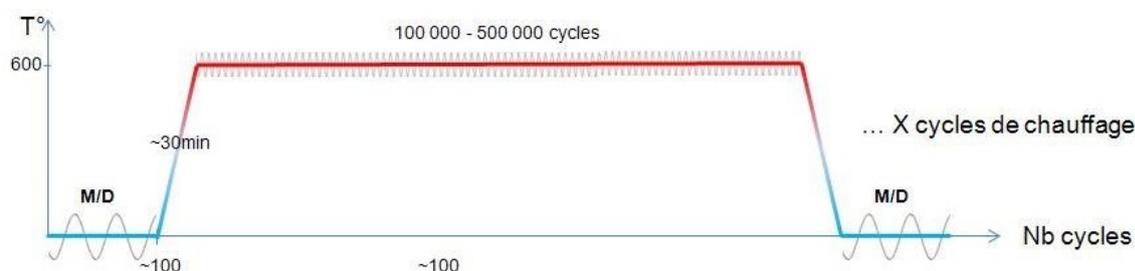


FIGURE 4.16 – Phases d'essais à haute température

Cette campagne d'essai (campagne A2) reprend le même protocole que précédemment, mais en ajoutant des sollicitations de fretting lors des phases à haute température. L'objectif est principalement de mettre en évidence l'évolution du coefficient de frottement à l'ambiante suite aux endommagements par fretting à chaud.

En se basant sur le spectre global aéronautique, les plus hauts niveaux d'accélération peuvent générer des forces d'inertie de plusieurs dizaines de N, sans cependant occasionner de démontage (pas de glissement réciproque). La réponse du logiciel de pilotage utilisé n'est pas assez rapide pour permettre un régime stable à déplacement imposé de faible amplitude. Un pilotage à effort constant en sortie de pot vibrant a été choisi. Un effort imposé en sortie de pot a été choisi afin d'obtenir un régime de glissement global, qui pourra dériver en glissement partiel ou collage selon l'endommagement des surfaces. Au vu des résultats lors de la campagne A1, la

configuration faible charge a d'abord été testée. Les résultats en HP ayant montré des endommagements sévères et peu réalistes (1 dent dans le contact), nous avons introduit une condition de chargement intermédiaire à 5 MPa (correspondant environ à la moitié des dents en contact). La table 4.4 présente les conditions d'essai testées.

Configuration	P (MPa)	$F_t$ excitateur ((600°C) (N)	$\delta$ imposé (20°C) ( $\mu m$ )
BP	2	20	250
MP	5	50	250

TABLE 4.4 – Configurations d'essais pour la campagne A2

De façon similaire à la campagne précédente, les essais se déroulent sur 4 cycles de chauffage précédés chacun d'une phase de montage et suivis d'une phase de démontage. L'essai est interrompu lorsqu'un grippage trop sévère est constaté (passage en régime de collage lors de la phase de fretting), signe de la destruction du revêtement.

#### 4.4.2 Coefficient de frottement

De la même façon que pour la campagne A1, la valeur du coefficient de frottement est le deuxième critère d'évaluation de l'état de fonctionnement du système.

#### Phases de montage-démontage

Le protocole d'essai pour cette campagne A2 est légèrement différent de la campagne A1 en ce qui concerne les phases de montage/démontage. Un cycle élémentaire de test est constitué d'une phases M/D, d'une phase de chauffe, de 100 000 cycles de fretting à chaud pilotés en effort, puis d'une phase de refroidissement suivie d'un M/D final. Deux phases de frottement à l'ambiante se suivent donc.

La figure 4.17 illustre les différentes de taille de zone affectée lors des deux modes d'essai.

Les endommagements de fretting ne concernent qu'une fraction de la zone balayée par les caractérisations de frottement à l'ambiante. La forte rugosité des surfaces ne permet pas d'identifier nettement de correspondance entre l'évolution du frottement au cours d'un cycle et la position le long de la trace. Après un cycle de fretting à chaud, une légère diminution du frottement lors du démarrage est au contraire observée pour la configuration  $WS_2+CrC$  en condition de charge MP (figure 4.18). Ce type de comportement n'est pas suffisamment marqué pour être étudié de façon systématique. Le comportement des interfaces est essentiellement piloté par les zones d'adhésion créées par le glissement forcé à l'ambiante. On caractérisera donc le comportement des interfaces en suivant l'évolution globale du frottement (moyenne du palier) sans traitement particulier supplémentaire.

L'évolution globale du frottement a été représentée de la même façon pour les conditions basse pression (figure 4.22(a)) et moyenne pression (figure 4.22(b)).

La configuration avec le vernis présente encore les plus faibles coefficients de frottement. Celui-ci est cependant légèrement supérieur à la campagne précédente, à cause des endommagements supplémentaires des phases de fretting (légère adhésion des surfaces). La configuration NR

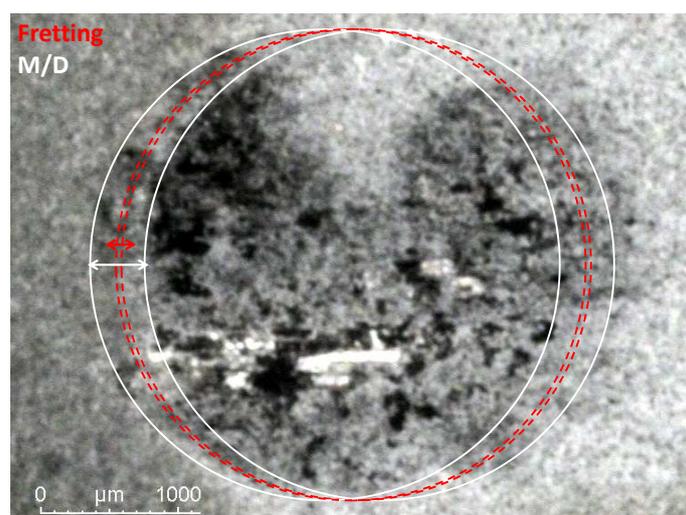


FIGURE 4.17 – Zones d'endommagement pour les phases de caractérisation du frottement à l'ambiante (M/D) et les phases de fretting à chaud.

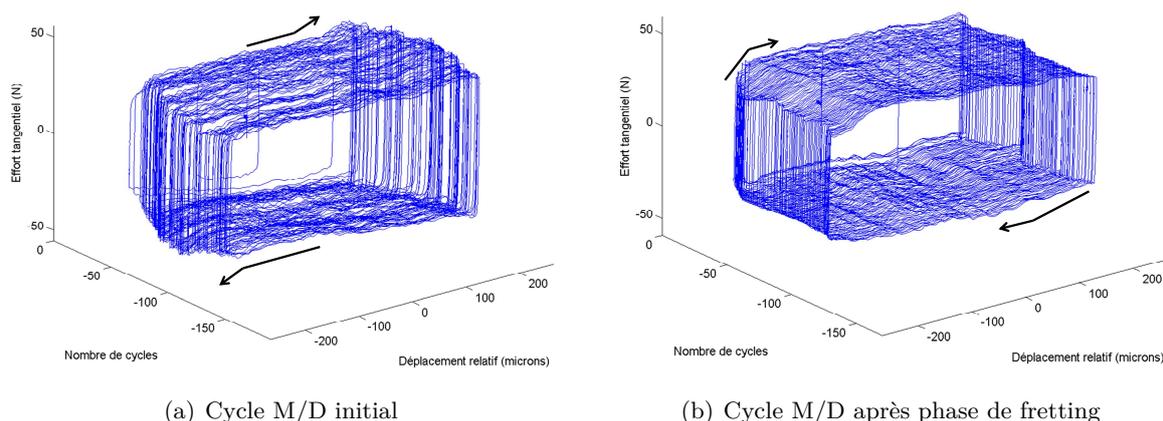


FIGURE 4.18 – Bûches de frottement 3D pour la phase M/D au cycle initial en début d'essai puis après un cycles de fretting à chaud pour la configuration  $WS_2+CrC$

présente les plus hauts coefficients de frottements, avec un aspect très irrégulier typique d'un grippage sévère. Les  $WS_2$  ont des comportements intermédiaires, et la version avec sous-couche CrC se comporte nettement mieux à moyenne charge. Le frottement reste stable entre 0.6 et 0.7, et le fretting est stabilisé en glissement global lors des 4 cycles haute-température. L'apport de la couche de CrC est évident, mais les particules de  $WS_2$  peuvent également jouer un rôle avec l'accumulation de débris écrasés entre les aspérités.

### Fretting - Adhésion initiale

Le paramètre régulé du mode de pilotage utilisé pour les phases de fretting à chaud dans cette campagne est l'effort de sortie de pot (et non pas le déplacement) comme illustré figure 4.20. Le système tribologique va donc évoluer librement, et s'adapter en termes de coefficient de

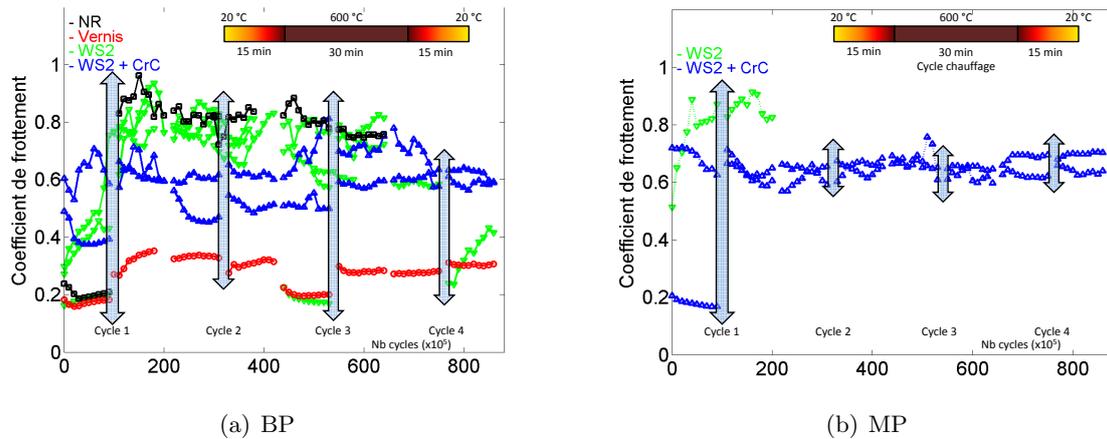


FIGURE 4.19 – Évolution du rapport  $F_t/F_N$  pendant les phases M/D en fonction des cycles de chauffage pour les configurations HP et MP

frottement et d'amplitude de déplacement. La valeur de la consigne a été fixée à un rapport  $Cof_{seuil} = F_{consigne}/F_N = 0.5$  (à moins de 5% de précision). Lorsque le coefficient de frottement des interfaces testées est inférieur à ce rapport de pilotage, un régime de glissement global est possible. Plus le coefficient de frottement est faible, plus l'amplitude de glissement sera importante. Si à cause des endommagements le coefficient évolue au-dessus de ce seuil, les cycles de fretting vont progressivement se refermer, passant en régime de glissement global, puis en collage.

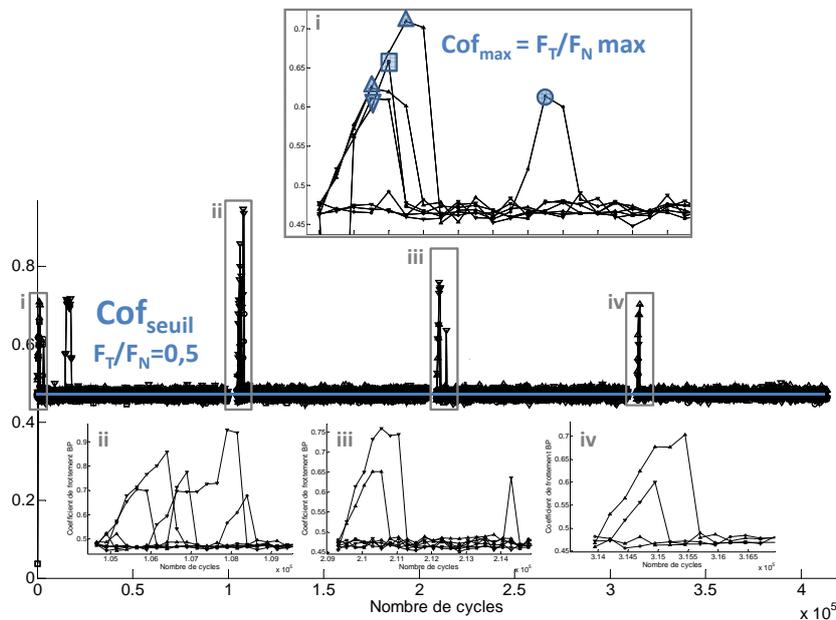


FIGURE 4.20 – Profil de la consigne d'effort pour supprimer le phénomène d'adhésion initiale suite aux phases de transition thermique

Ce phénomène particulier a demandé une adaptation du protocole d'essai est une adhésion résiduelle des interfaces après la phase transitoire de chauffage. En début de cyclage de fretting, toutes les configurations sont en régime de collage ou de glissement partiel avec la valeur de la consigne choisie. On procède alors à une augmentation progressive de la consigne au delà de la valeur de référence  $Cof_{seuil}$ , jusqu'à l'amorce d'un glissement global. La consigne est ensuite ramenée à la valeur de référence, et le système est laissé libre d'évoluer jusqu'à la fin de l'essai. On peut mesurer ainsi (figure 4.21) ce qui pourrait être assimilé à un pic de frottement statique  $Cof_{max}$  (illustré figure 4.21) dont les valeurs sont reportées dans le tableau 4.5.

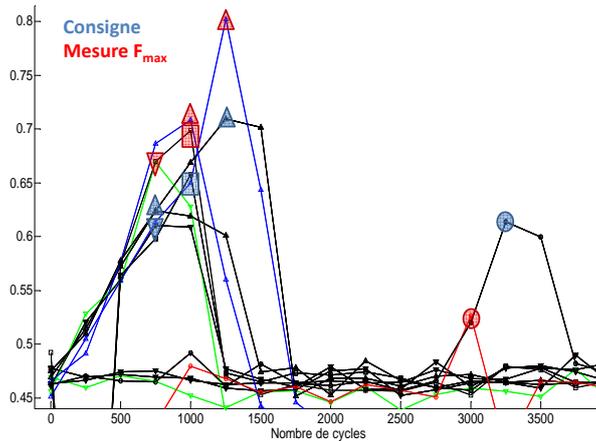


FIGURE 4.21 – Effort tangentiel maximal  $F_{max}$  au contact mesuré suite à l'augmentation de la consigne pour provoquer du glissement global

### Fretting - Régime établi

La figure 4.22 présente l'évolution du rapport  $F_t/F_N$  lors des phases de fretting. Pour des raisons de lisibilité l'écart type des valeurs mesurées n'est pas représenté, mais il est d'un ordre de grandeur similaire aux mesures à l'ambiante présentées précédemment.

Les configurations NR et vernis évoluent en condition de quasi-collage dès le premier cycle de fretting, et y retournent lors du retour à la consigne de référence. Les  $WS_2$  et particulièrement le  $WS_2+CrC$  restent en régime de glissement global dont l'amplitude va même augmenter progressivement à mesure que le coefficient de frottement diminue. En quelques dizaines de milliers de cycles l'amplitude atteint un maximum entre 80 et 100  $\mu m$  pour le  $WS_2+CrC$ , et légèrement moins pour le  $WS_2$  seul. A faible charge, la configuration  $WS_2$  voit ce régime de glissement global se maintenir lors du premier cycle de chauffage, mais dès le second ou le troisième les endommagements forcent un glissement partiel puis du collage. L'augmentation du chargement normal fait par contre passer les interfaces en collage dès le premier cycle (figure 4.23). La configuration  $WS_2+CrC$  est la seule à conserver un glissement global lors des 4 cycles de fretting, et ce pour les deux conditions de chargement. Le coefficient de frottement dans ces régimes de glissement global stabilisé est environ de 0.4, nettement plus faible que le coefficient mesuré lors du glissement forcé à l'ambiante (cycles M/D).

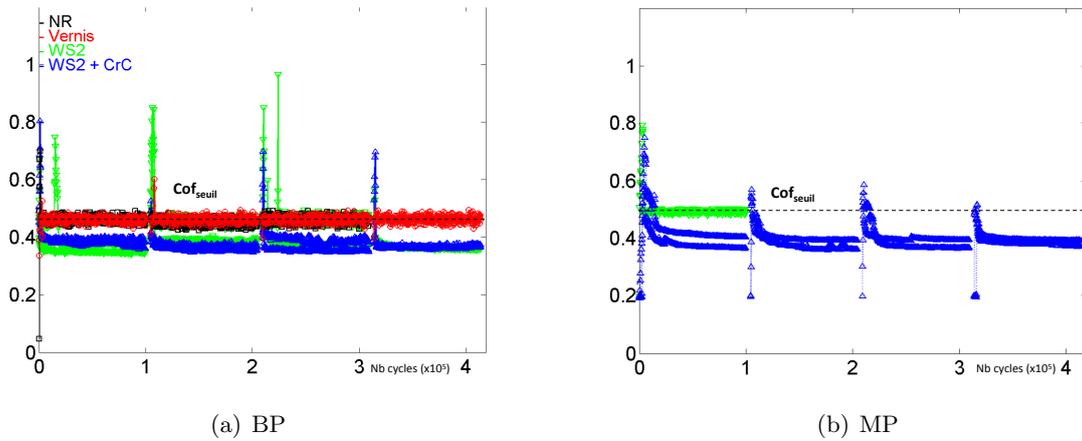


FIGURE 4.22 – Évolution du rapport  $F_t/F_N$  lors des phases de fretting à chaud en fonction des cycles de chauffage pour les configurations HP et MP.

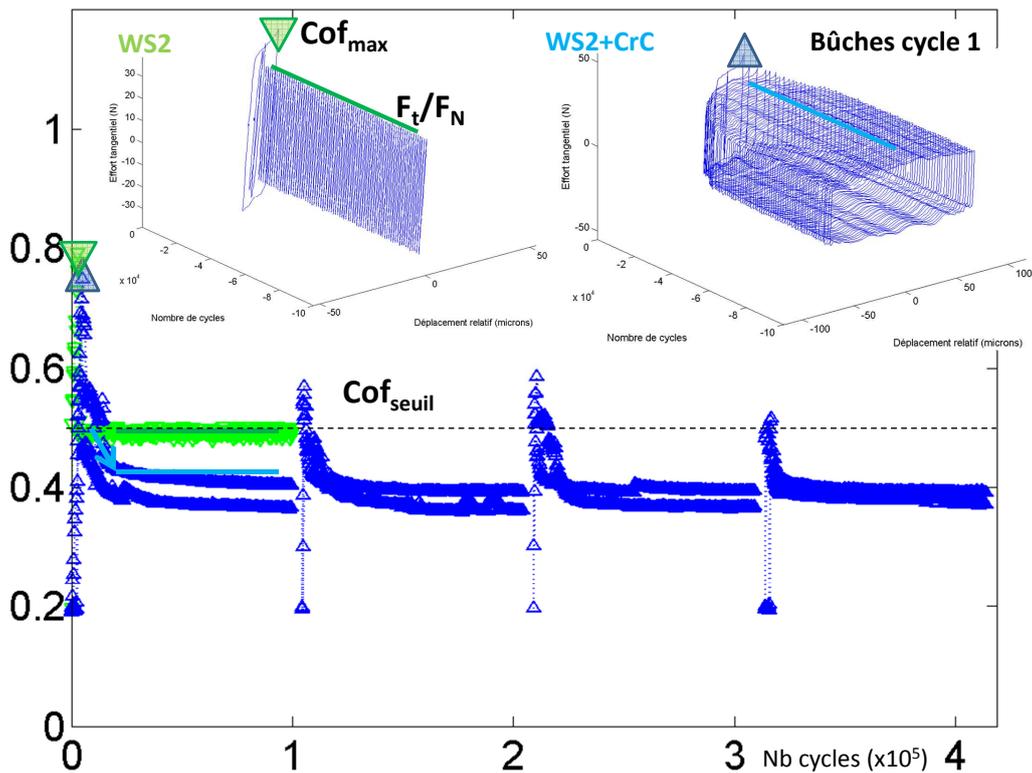


FIGURE 4.23 – Phénomène d’adhésion initiale suite aux phases de transition thermique et évolution du comportement lors du retour à la consigne

La table 4.5 synthétise les comportements observés lors des essais. Seul le revêtement  $WS_2$  à faible charge a présenté des comportements divergents pour les trois répétitions. Les valeurs de ces seuils mesurés donnent une estimation du coefficient de frottement pour les essais qui se

stabilisent en collage (S) ou glissement partiel (PS). Pour les essais qui maintiennent un glissement global (GS) pour le reste de l'essai, ce seuil peut se traduire par une force d'adhésion des aspérités. La jonction des interfaces se fait lors de la phase de chauffage, sous l'action combinée de la charge normale et de la chaleur. La diminution du coefficient de frottement suite à la rupture de ces liaisons semble confirmer l'importance des débris générés lors du glissement global en fretting. Les zones d'adhésion initiale restantes sont progressivement brisées, puis protégées par un troisième corps facilement cisailable empêchant la création de nouvelles liaisons fortes. Pour le cas du WS<sub>2</sub>, la dynamique de génération de ces débris et leur comportement de lubrifiant solide devient insuffisant pour contrebalancer les efforts d'adhésion des surfaces. La contribution supplémentaire du CrC permet à ce troisième corps ainsi formé de maintenir un faible coefficient de frottement.

Chauffage	cycle 1		cycle 2		cycle 3		cycle 3	
Config	$f_{max}$	Regime	$f_{max}$	Regime	$f_{max}$	Regime	$f_{max}$	Regime
BP								
NR	0.7	S	-	PS	-	PS	stop	
VER	0.53	S	0.6	S	-	S	-	S
WS <sub>2</sub>	0.71	GS(3/3)	0.81	GS(2) - PS	0.8	GS(1) - S	0.56	GS (1) - stop
WS <sub>2</sub> +CrC	0.76	GS	0.51	GS	0.58	GS	0.57	GS
MP								
WS <sub>2</sub>	0.79	S	stop					
WS <sub>2</sub> +CrC	0.72	GS	0.55	GS	0.55	GS	0.51	GS

TABLE 4.5 – Evolution de l'effort initial nécessaire pour rompre l'adhésion initiale des interfaces lors des cycles de chauffage successifs, et régime de fretting du reste de l'essai (S=collage, PS=glissement partiel, GS=glissement global)

Le protocole d'essai a dû être modifié de façon à provoquer ce décollement et observer ces comportements. Il serait intéressant d'étudier l'évolution du comportement des interfaces laissées libres d'évoluer sans intervention, mais cette perspective n'a pas été réalisée dans le temps imparti. Les liaisons d'adhésion pourraient soit être suffisamment fortes pour résister pendant la durée du cyclage à chaud, ou bien être soumises à des sollicitations suffisantes pour générer des ruptures progressives par des phénomènes de type fatigue oligocyclique (échelle de quelque dizaines de milliers de cycles). Dans le système industriel réel, les interfaces sont soumises à des sollicitations vibratoires complexes et des chocs. Il est probable que ces liaisons d'adhésion initiales soient rapidement rompues pendant les phases de vol par quelques sollicitations de forte amplitude (décollage, turbulences, ...).

#### 4.4.3 Endommagements

L'analyse des endommagements est plus complexe pour cette campagne d'essais. Les surfaces voient une combinaison de cycles de frottement de grande amplitude (minimum 250  $\mu m$ ) à l'ambiante et de cycles de fretting d'amplitude réduite (maximum 50  $\mu m$ ) à haute température. L'attribution des signes d'usure respectifs aux deux phases de fonctionnement se fera en utilisant les essais de la campagne A1 comme référence de comportement.

Observation des surfaces

On observe des comportements similaires aux essais de la campagne A1 lors des phases de montage/démontage. Cependant la haute température combinée aux sollicitations vibratoires modifie fortement le comportement des traitements de WS<sub>2</sub>, et donc la réponse des surfaces lors des cycles à l'ambiante.

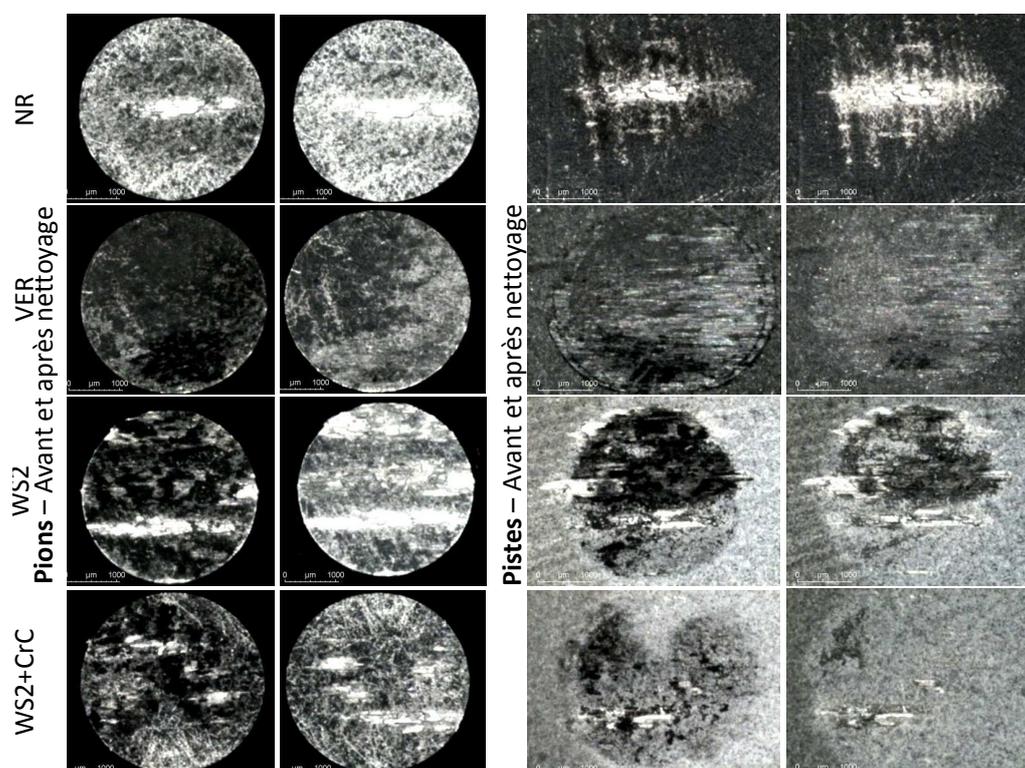


FIGURE 4.24 – Macrographies après essai des pions et piste pour la condition BP (2MPa)

NR

On retrouve des marques d'adhésion localisées sévère (surépaisseur et creux de plus de 40  $\mu\text{m}$ ) similaires à celles constatées lors de la première campagne d'essai.

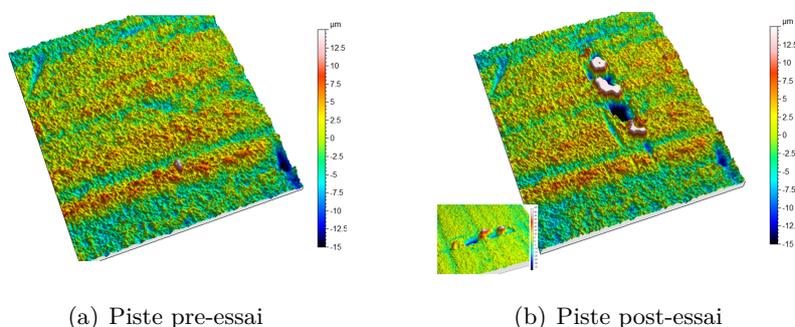


FIGURE 4.25 – Surfométries après essai de la piste pour la configuration NR à basse pression

On constate que le transfert se fait dans les deux sens : pion vers piste et piste vers pion. Les

traces sont étendues dans le sens du déplacement, et leur longueur correspond à l'amplitude des phases de montage ( $500 \mu m$ ). On peut donc attribuer ces marques aux phases à l'ambiante. On constate par contre qu'une plus grande surface de la zone de contact est de couleur du substrat nu. Ces zones étendues portent des signes moins profonds d'endommagement (figure 4.25(b)). On peut les attribuer au fretting à haute température. On note encore la présence de débris faiblement adhérents de couleur noire. Les conditions d'essai n'ayant pas occasionné de glissement global en fretting au delà de quelques cycles pour cette configuration, on peut supposer que ces débris sont générés lors des phases de glissement à l'ambiante.

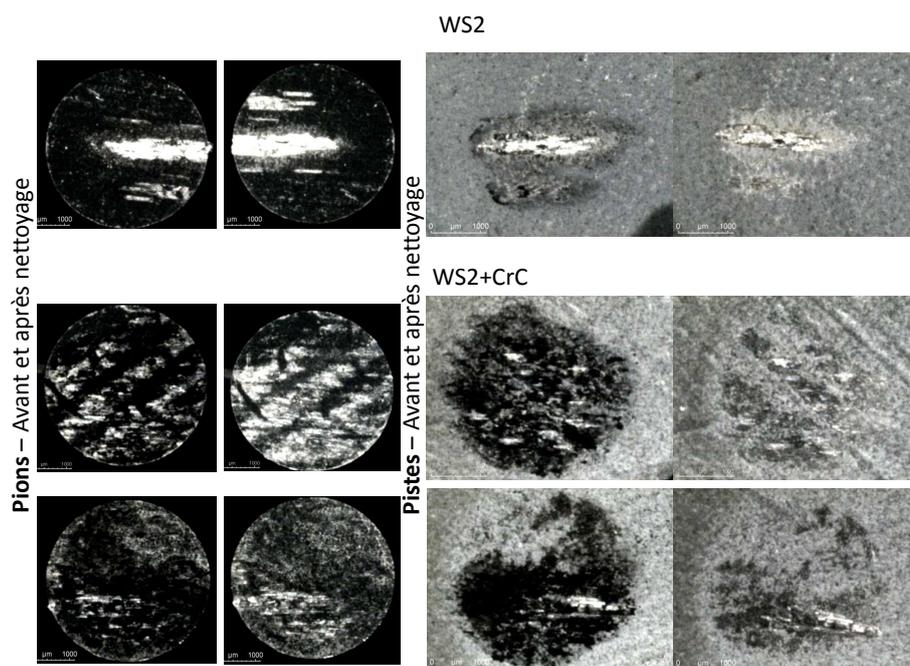


FIGURE 4.26 – Macrographies après essai des pions et piste pour la condition MP (5MPa)

### Vernis

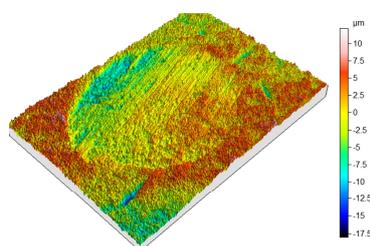


FIGURE 4.27 – Surfométries avant et après essai de la piste pour la configuration vernie à basse pression

Le vernis présente également un comportement similaire à la campagne précédente. On retrouve des débris noirs faiblement adhérents. On observe qu'une partie de ces débris est éjectée en bordure de contact lors des phases de glissement de grande amplitude. Le reste de la zone de contact

est également recouvert de traces noires plus fortement adhérentes.

En conditions de fretting, un régime de quasi-collage (glissement partiel très fermé) s'établit en quelques dizaines de cycles. A cause de sa très faible dureté par rapport aux substrats/autres solutions de revêtement, et donc une moins bonne résistance à l'usure, le vernis permet une adhérence des surfaces au niveau des sommets des aspérités. La haute température peut également avoir un effet sur les propriétés du vernis. L'effort d'adhésion entre ces sommets est suffisant pour empêcher le glissement global dans les conditions de sollicitation (signe d'un coefficient de frottement global supérieur à 0.5). Lorsqu'on force le glissement à l'ambiante (phase M/D), le vernis "s'étale" à nouveau sur les zones exposées de la surface. Ses propriétés suffisent alors à prévenir le grippage pendant les quelques cycles (100) de cette phase.

### WS<sub>2</sub> et WS<sub>2</sub>+CrC

Le WS<sub>2</sub> évolue jusqu'au grippage sous l'effet des endommagements par fretting, alors que le WS<sub>2</sub>+CrC présente de l'usure. Dans les deux cas on retrouve des débris de couleur noir peu adhérents en quantité plus importante que lors de la première campagne. Pour les essais à moyenne pression, le comportement de la version WS<sub>2</sub> se dégrade. De l'adhésion sévère entraîne un régime de collage dès le premier cycle de fretting à chaud. On confirme que la quantité de débris est directement liée au régime de fretting à chaud. La version avec sous-couche voit en revanche son comportement s'améliorer. Un régime de glissement global se maintient tout au long des 4 cycles de chauffage.

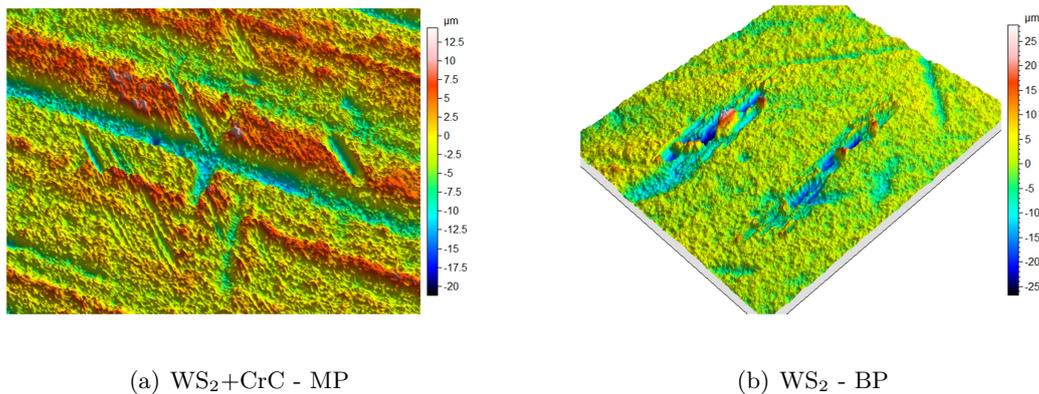


FIGURE 4.28 – Surfométries avant et après essai de la piste pour la configuration WS<sub>2</sub> à basse pression et WS<sub>2</sub>+CrC à moyenne pression

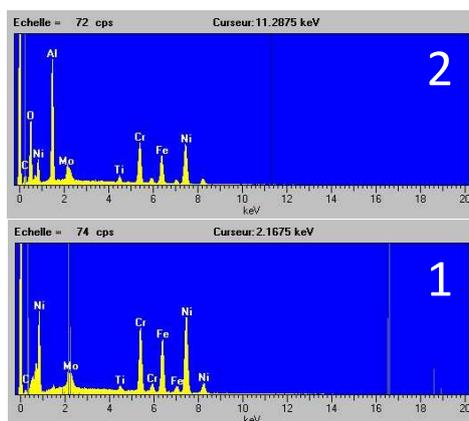
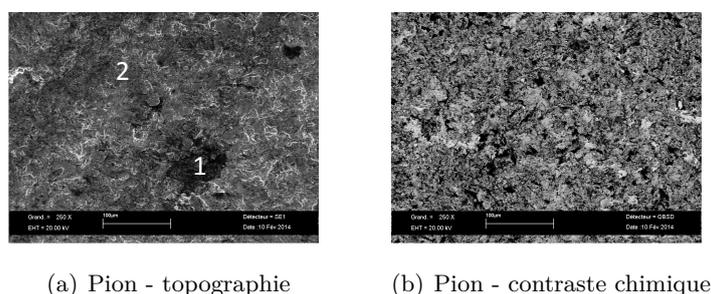
### Critère comparatif

La grande rugosité et irrégularité des surfaces entraîne de fortes surcontraintes au niveau des quelques points de contacts entre aspérités. Ceci leur confère de forts coefficients de frottement, même avec la protection apportée par des traitements de surface. Le coefficient de frottement seul doit être complété par une analyse des endommagements des surfaces. Les phénomènes d'endommagement observés ne permettent pas de définir des paramètres d'usure abrasive classique (profondeur usée) et rendent la détermination du volume usé/transféré délicate. Il serait indispensable de développer des protocoles d'identification de la zone de contact et de comparaison des surfométries réalisées avant et après essai. Il serait également intéressant de rationaliser

les observations des surfaces en évaluant qualitativement et quantitativement les critères caractérisant l'adhésion entre les surfaces : hauteur de matière transférée ou arrachée, surfaces affectée, répartition des zones de grippage.

### Analyse MEB des couches de surface

Les essais ont mis en évidence le rôle fondamental que semble jouer les débris formés par adhésion et abrasion dans le comportement des surfaces. Pour compléter la caractérisation des interfaces de contact, des analyses au microscope électronique à balayage ont été réalisées sur les surfaces initiales. La figure 4.29 présente la caractérisation chimique d'un pion vue de dessus.



(c) Analyse composition chimique

FIGURE 4.29 – Vue de dessus d'un pion en Inconel 718 - Analyses MEB

La représentation topographique donne une image en contraste représentant la profondeur (clair = aspérité). Avec le contraste chimique, les éléments les plus lourds sont de couleur plus sombre. On constate une bonne homogénéité de la composition de la surface de la piste. Cependant une analyse de la composition au niveau de la surface (indice 2) a révélé la présence d'O et d'Al, indiquant peut être la présence d'oxyde d'aluminium en plus du substrat Inconel (Cr, Fe, Ni) attendu. On retrouve les mêmes traces d'Al sur les pistes revêtues. Une analyse au niveau du creux apparent (indice 1) voit disparaître ces traces d'oxyde. Afin d'identifier les propriétés en profondeur de cette couche superficielle, une analyse en coupe est présentée figure 4.30.

On distingue une couche de 1-2 microns d'épaisseur à la surface, présentant des inclusions de

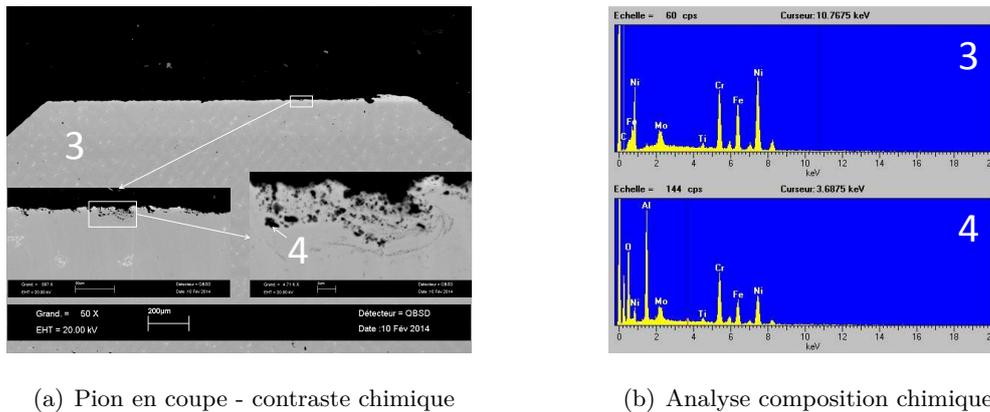


FIGURE 4.30 – Vue en coupe d’un pion en Inconel 718 - Analyses MEB

matière plus dense que le substrat. La composition chimique de ces inclusions (indice 4) a été étudiée et révèle qu’elles sont constituées d’oxyde d’aluminium, dont il n’y a aucune trace dans le substrat (indice 3). Les mêmes observations ont été faites sur les pièces réelles analysées. Il s’agit probablement d’une couche d’oxydes générée lors du démoulage des pièces (interférence d’agents de démoulage ou de pollution des moules).

On voit émerger le besoin d’analyser quantitativement la composition chimique des interfaces du système tribologique soumis à des sollicitations de fretting à haute température. Identifier la nature et les proportions des oxydes mis en jeu dans la couche de débris sera un outils d’interprétation des performances ou défaillances des revêtements proposés.

## 4.5 Conclusion

Les différentes campagnes d’essais nous ont permis d’identifier le comportement des configurations existantes sur pièces réelles. Sans protection, l’adhésion entre substrats nus cause une forte augmentation du coefficient de frottement et conduit à un phénomène de grippage lors du glissement forcé. Le comportement de la solution actuellement en place chez le industriels a pu être analysé. La couche de vernis mou assure une protection contre le grippage en glissement forcé à température ambiante. L’épaisseur importante de la couche (entre 10 et 20  $\mu\text{m}$  prévient la majorité des contacts entre aspérités malgré l’état de surface très rugueux. Lors des phases de sollicitation par fretting à haute température, cette couche de vernis est cependant rapidement consommée entraînant un grippage des surfaces. La destruction très locale de la couche de vernis ne compromet pas sa fonction protectrice lors des phases de glissement forcé de grande amplitude.

L’apport de deux solutions de protection s’est révélé intéressant vis à vis du phénomène de fretting : la configuration  $\text{WS}_2$  et  $\text{WS}_2+\text{CrC}$ . Le dépôt du  $\text{WS}_2$  sur une sous-couche de TiN entraîne un grippage des surfaces comparable à la configuration NR.

La combinaison des sollicitations vibratoires et de la haute température permet la génération d’une couche de débris qui prévient le phénomène d’adhésion. Ce phénomène de lubrification solide semble insuffisant pour contrebalancer la tendance à l’adhésion dans le cas du  $\text{WS}_2$  seul. Pour la configuration  $\text{WS}_2+\text{CrC}$ , les propriétés lubrifiantes de l’élément carbone et la grande

## ***Conclusion***

---

dureté apportée par la sous-couche garantissent une protection des surfaces et un comportement stable pendant la totalité de la durée des tests effectués (400 000 cycles de fretting répartis en 4 phases de chauffage). La couche de débris protectrice permet ensuite un frottement régulier à température ambiante et garantirait la fonction montage/démontage sans causer la ruine des dentures.



## Chapitre 5

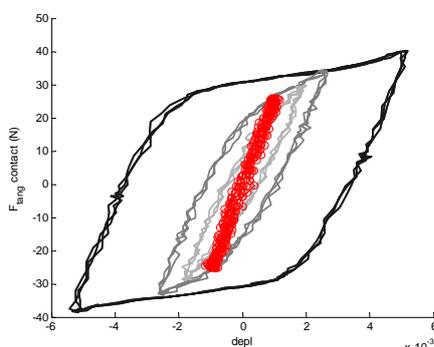
# Définition de paramètres quantitatifs d'étude des cycles de fretting et de critères d'identification des régimes de glissement

### Sommaire

---

5.1	Application des critères usuels . . . . .	168
5.2	Proposition de nouveaux paramètres . . . . .	177
5.3	Conclusion : Essais de caractérisation - Essais d'endommagement .	186

---



### Résumé

Ce chapitre présente une analyse plus détaillée des bûches de fretting obtenues lors des campagnes d'essais présentées au chapitre précédent. Ce chapitre se focalise sur la mesure et l'exploitation des paramètres déterminés à partir des cycles effort-déplacement afin d'appliquer les critères usuels de classification des régimes fretting existants à des cas de contacts plans. De nouvelles définitions de paramètres usuels seront proposées, ainsi que deux nouveaux paramètres quantitatifs d'évaluation des cycles permettant d'établir des critères de changement de régime de fretting. L'objectif est d'affiner la distinction des changements de régime, élément important du point de vue de la dissipation d'énergie.

## 5.1 Application des critères usuels

L'observation de l'aspect d'un cycle de fretting a longtemps servi de référence pour identifier les régimes de comportements. L'objectif de cette section est d'abord d'utiliser les critères existants afin de vérifier la validité des seuils établis pour des contacts ponctuels dans un contexte de contact surfacique. Nous évaluerons également la validité des définitions classiques de ces critères (ainsi que des paramètres quantitatifs sur lesquels ils sont basés) et proposerons de nouvelles formulations.

### 5.1.1 Définition classique

Les trois paramètres quantitatifs classiques d'étude de cycles de fretting analysés sont les paramètres A,B (ou *slip ratio*) et C définis dans l'étude bibliographique, ainsi que le slip index SI. Leurs définitions ainsi que les seuils de transition théoriques entre glissement global (GS) et partiel (PS) sont rappelées dans la table suivante. Le critère de détermination du régime de fretting est défini tel que si la valeur du paramètre est supérieure au seuil de transition, le système évolue dans un régime de glissement global.

Critère	Définition	Seuil de transition PS/GS
A	$\frac{E_d}{E_t} = \frac{E_d}{\delta^* Q^*}$	0.2
B	$\frac{\delta_g}{\delta^*}$	0.26
C	$\frac{E_d}{E_{dg}}$	0.77
SI	$\frac{\delta^* K_{mes}}{2N}$	0.6
$SI_{e-Edg}$	$\frac{E_t}{2(E_t - E_{dg})}$	0.6

TABLE 5.1 – Définitions classiques des critères de classification des régimes de fretting

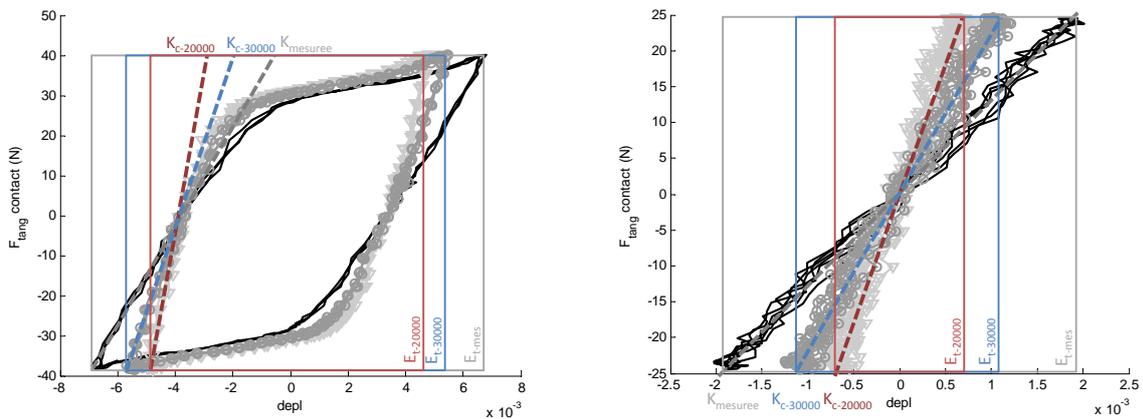


FIGURE 5.1 – Correction des cycles de fretting avec la prise en compte de la raideur tangentielle  $K_b$  du banc d'essai

Les valeurs des paramètres A, B et C sont comprises entre 0 et 1, le système est dans une

situation de collage lorsque la valeur tend vers 0 et de glissement réciproque lorsque la valeur tend vers 1. Le slip index permet également de distinguer le glissement global ( $0.6 < SI < 10$ ) d'un régime de glissement réciproque ( $SI > 11$ ), ainsi que le régime de collage ( $SI < 0.5$ ) du glissement partiel ( $0.5 < SI < 0.6$ ). La définition énergétique de cette grandeur a été établie pour le régime de glissement global. Elle est basée sur une approximation d'égalité entre  $E_{dg}$  et  $E_d$ .

Pour que les paramètres A, B et les seuils de transition théoriques soient pertinents, il faut les calculer à partir du déplacement relatif à l'interface corrigé des déformations élastiques attribuées au tribomètre. Le paramètre C et le slip index sont définis de façon à être indépendants du moyen d'essai. La détermination expérimentale de la raideur tangentielle du moyen d'essai est complexe. Nous avons de plus montré au chapitre 2 que cette raideur dépend de la géométrie et du serrage des échantillons. La prise en compte de la raideur de la chaîne de mesure du déplacement du moyen d'essai dans le tracé des cycles de fretting a une influence particulièrement importante sur le calcul de l'énergie totale dans le cas du glissement partiel ou du collage. La faible surestimation de  $E_t$  sur la phase élastique dans le cas du glissement global est négligeable devant la contribution de la phase de glissement. La détermination exacte de cette raideur dépend de la géométrie des échantillons et de leur montage. La figure 5.1 illustre l'écart entre les cycles avec et sans prise en compte de l'élasticité du moyen d'essai pour différentes valeurs de raideurs  $K_b$ . On se basera sur une estimation large entre 20000 et 30000 N/mm basé sur des essais de caractérisation sur des contacts bille/plan. On constate que plus la raideur du banc est importante, plus la courbe corrigée sera proche du signal mesuré. L'énergie dissipée calculée à partir de l'aire intérieure de la courbe n'est pas influencée par la raideur du banc. En revanche, l'écart relatif entre l'énergie totale calculée sur un cycle brut avec celle calculée sur un cycle corrigé peut atteindre 100% dans le cas d'un régime de collage. Plus la contribution de la phase élastique est réduite dans le cycle de fretting, moins cet écart est notable (il descend à 30% pour le cas de glissement partiel dans les figures présentées).

La définition précise de ces énergies et des déplacements influe directement sur la définition des critères de classification. La figure 5.2 illustre la variation de l'évolution des paramètres quantitatifs A et B en prenant en compte la raideur du moyen d'essai (notés  $A_{corr}$  et  $B_{corr}$ ). Les valeurs corrigées sont systématiquement supérieures à A et B, mais l'écart est plus prononcé dans le cas du glissement partiel (presque 100%). Le comportement du paramètre A corrigé se rapproche de celui du paramètre C (indépendant du moyen d'essai par définition).

### 5.1.2 Définitions modifiées

La figure 5.3 illustre la transposition des définitions des énergies calculées sur les cycles pour le cas du glissement partiel (PSR) et du collage (SR). Pour le régime de glissement partiel il n'y a pas d'ambiguïté de définition. En régime de collage cependant, l'effet du bruit du signal et les limites de précision du capteur peuvent causer des problèmes numériques. L'énergie dissipée et le déplacement de glissement sont supposés nuls, de même que  $E_{dg}$ . Le paramètre C est donc théoriquement inadapté pour un régime de collage (division 0/0). Expérimentalement ce paramètre fonctionne car  $E_{dg}$  tend vers 0 mais ne s'annule pas. Une définition pertinente des énergies pour ces deux régimes de fretting dépend donc essentiellement de la détermination de la raideur du moyen d'essai.

Dans le cas du glissement global, le calcul de certains de ces paramètres sur des bûches de fretting

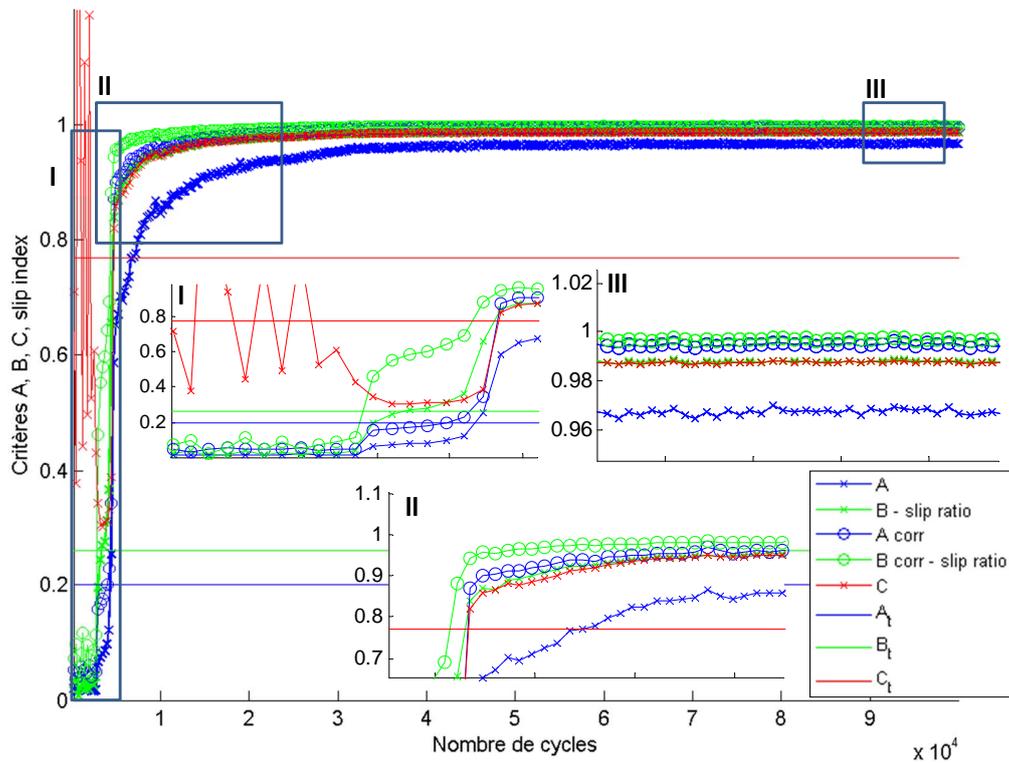


FIGURE 5.2 – Évolution des critères quantitatifs A,B,C calculés en prenant en compte la raideur tangentielle  $K_b = 25000N/mm$  du banc d'essai

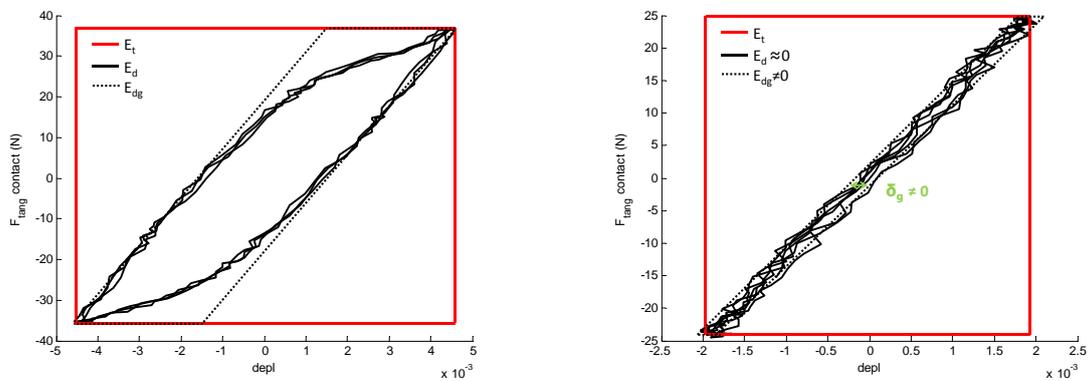


FIGURE 5.3 – Définitions de l'énergie dissipée  $E_d$ , totale  $E_t$  et de  $E_{dg}$  sur un cycle de fretting expérimental en glissement partiel et collage.

expérimentales soulève des problèmes par rapport à la définition sur des cycles théoriquement parfaits. La figure figure 5.4 présente des exemples de formes de cycles qui remettent en cause la définition basée sur une forme théorique avec un palier de frottement de coulomb.

La source des erreurs dans le cas du GSR est la surestimation de l'énergie totale  $E_t = 2\delta^*Q^*$  causée par les irrégularités du frottement des pics d'effort en début ou fin de la phase de glissement. Cette surestimation peut atteindre une grande importance relative à l'énergie dissipée

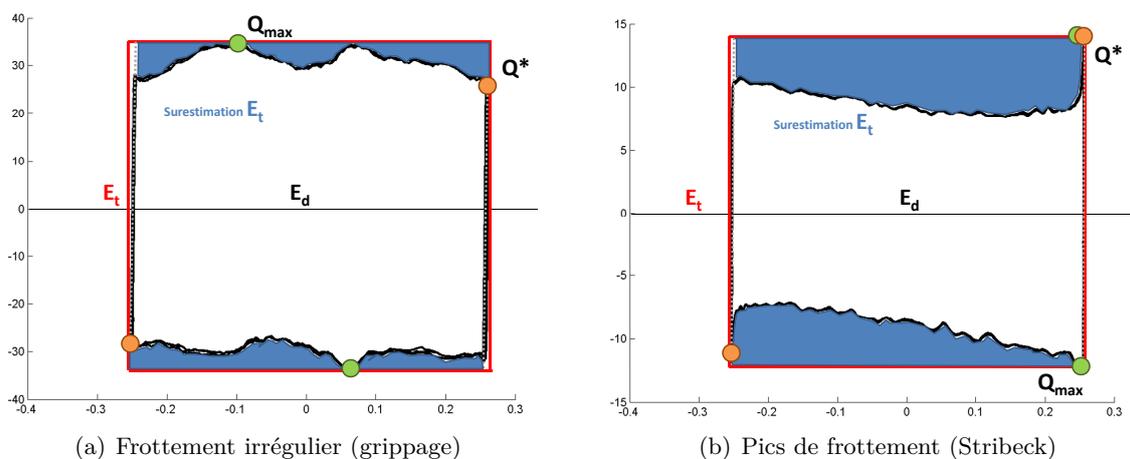


FIGURE 5.4 – Formes de cycles expérimentaux de fretting remettant en cause la définition théorique de l'énergie totale  $E_t$

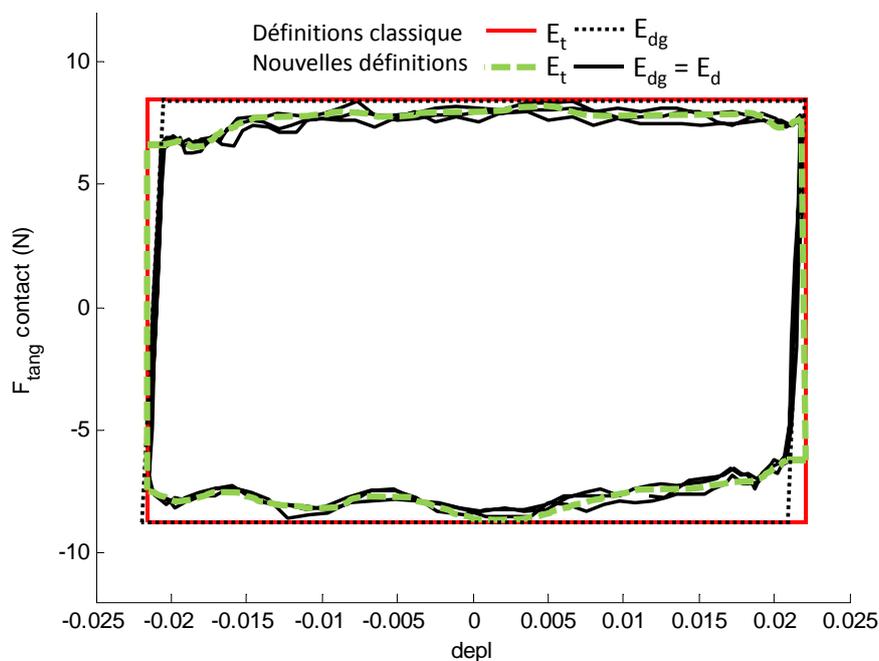


FIGURE 5.5 – Nouvelles définitions de l'énergie totale  $E_t$  et de  $E_{dg}$  sur un cycle de fretting expérimental en glissement global

$E_d$ . L'énergie totale est définie comme le rectangle enveloppe maximale effort-déplacement. Cependant pour des bûches expérimentales, le palier de glissement peut ne pas être droit (endommagements des interfaces). L'énergie totale se définit comme l'énergie maximale que pourrait potentiellement dissiper l'interface par frottement si elle avait une raideur infinie. Pendant le palier de glissement, il y a donc équivalence entre l'énergie dissipée  $E_d$  et l'énergie totale. La figure 5.5 illustre les nouvelles définitions proposées de l'énergie totale  $E_t$  et de  $E_{dg}$ . L'écart de l'énergie calculée selon ces deux définitions peut être utilisé pour caractériser la régularité du palier de glissement.



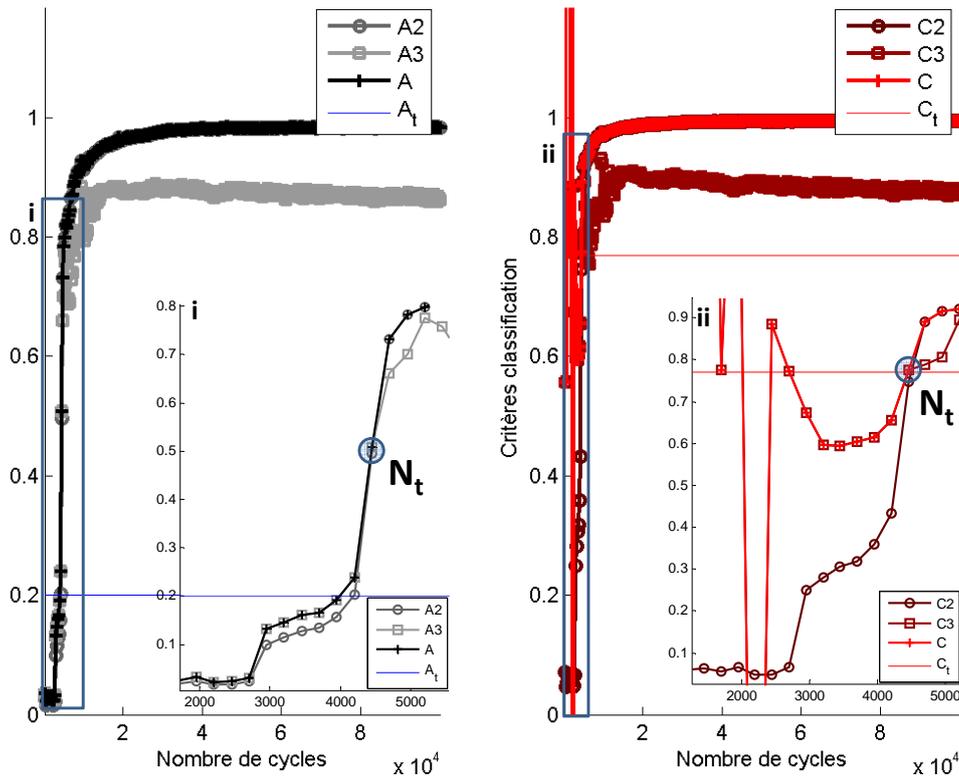


FIGURE 5.7 – Définition hybride de A et C :  $N_t$  marque la transition du calcul à partir de la définition originale (A2 et C2) vers la correction proposée (A3 et C3)

tentiellement négatives) causent un comportement imprévisible. Les courbes correspondant à A et C selon la définition hybride sont constituées de la portion supérieure des deux résultats. On observe sur la courbe le croisement entre les deux définitions au nombre de cycles  $N_t$ , qui correspond à la transition identifiée sur un nouveau critère de vitesse relative introduit dans ces travaux. On pourrait étudier l'approche inverse qui consisterait à identifier la transition entre glissement partiel et global par le repérage de l'intersection entre les courbes des deux définitions.

Le slip index  $SI$  défini par Varenberg [6] est calculé à partir des signaux bruts mesurés combinant raideur du contact et raideur du moyen d'essai. Nous avons cependant également calculé un slip index  $SI^K$  à partir des cycles corrigés de la contribution de la raideur du banc. La définition énergétique  $SI_{e-Edg}$  a été établie à partir d'une approximation faite pour le cas du glissement global. Ici aussi, la prise en compte de la raideur du moyen d'essai augmente la valeur du slip index énergétiques ( $SI_{e-Edg}^K$ ). L'extension de cette définition pour le cas du glissement partiel ou le collage a été examinée et nous a menés à proposer une nouvelle définition remplaçant  $Edg$  par  $Ed$  (définissant ainsi  $SI_{e-Ed}$  et  $SI_{e-Ed}^K$ ).

La prise en compte de la raideur illustrée figure 5.8 cause une augmentation de la valeur de tous les paramètres, sauf pour la définition géométrique ( $SI$ ) qui voit sa valeur diminuer (diminution de l'amplitude de déplacement max  $\delta^*$ ).

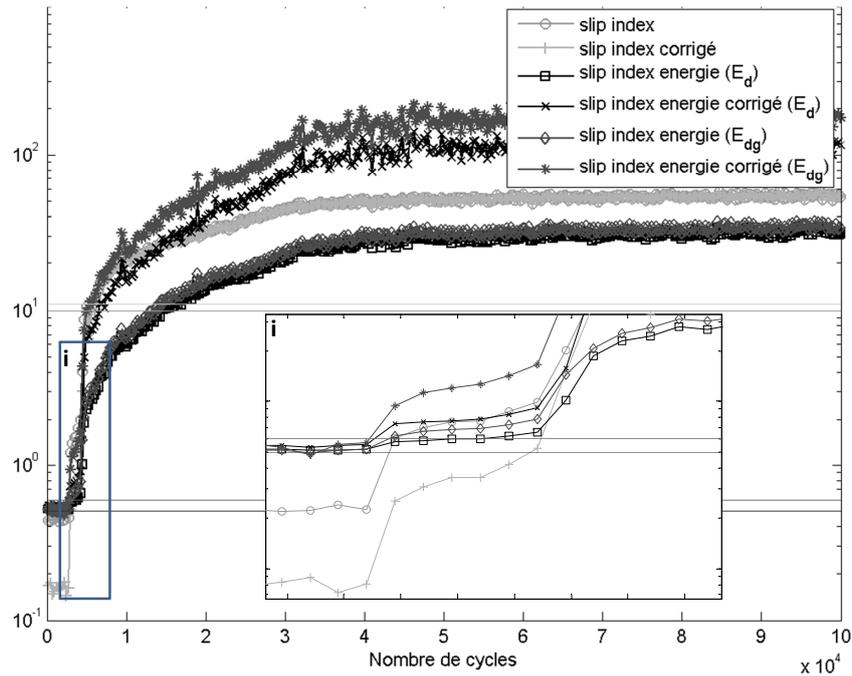


FIGURE 5.8 – Évolution du slip index calculé à partir de différentes définitions

La table 5.2 résume les nouvelles définitions des différents paramètres. On ajoutera l'indice  $t$  pour désigner le critère de transition entre régime de glissement partiel et de glissement total.

Critère	Définition
$A^K$	$\frac{E_d}{E_t^K} = \frac{E_d}{(\delta^* - \frac{Q^*}{K_b})Q^*}$
$B^K$	$\frac{\delta_g}{\delta^* - \frac{Q^*}{K_b}}$
$C^K$	$\frac{E_d}{E_{dg}^K}$
$SI^K$	$\frac{(\delta^* - \frac{Q^*}{K_b})K_{mes}}{2N}$
$SI_{e-Ed}$	$\frac{E_t}{2(E_t - E_d)}$
$SI_{e-Ed}^K$	$\frac{E_t^K}{2(E_t^K - E_d)}$

TABLE 5.2 – Définitions modifiées des critères de classification des régimes de fretting

Le post-traitement et l'identification de paramètres sur des cycles de fretting est particulièrement sensible au bruit de mesure des capteurs. De plus les irrégularités causées par les phénomènes au contact peuvent mettre en défaut les définitions théoriques de certaines grandeurs. Une voie d'étude est d'identifier des modèles rhéologiques de contact sur des cycles expérimentaux (Modèles d'Iwan particulièrement) afin d'obtenir une approximation satisfaisante des signaux sans passer par un procédé de filtrage. Les premiers tests ont donné des résultats prometteurs, mais n'ont pas pu être finalisés dans le cadre de ces travaux.

### 5.1.3 Seuils de transition

Les seuils de transition entre régime de glissement pour les paramètres A,B et C ont été établis à partir de l'analyse théorique de contacts ponctuels parfaits. Des études ont montré qu'ils s'appliquaient aussi pour des contacts linéiques. On cherchera à vérifier l'évolution de ces paramètres pour les différentes configurations de contact plan/plan testées. Une vérification visuelle de l'aspect des cycles de fretting est confrontée aux transitions identifiées selon les critères usuels (seuils).

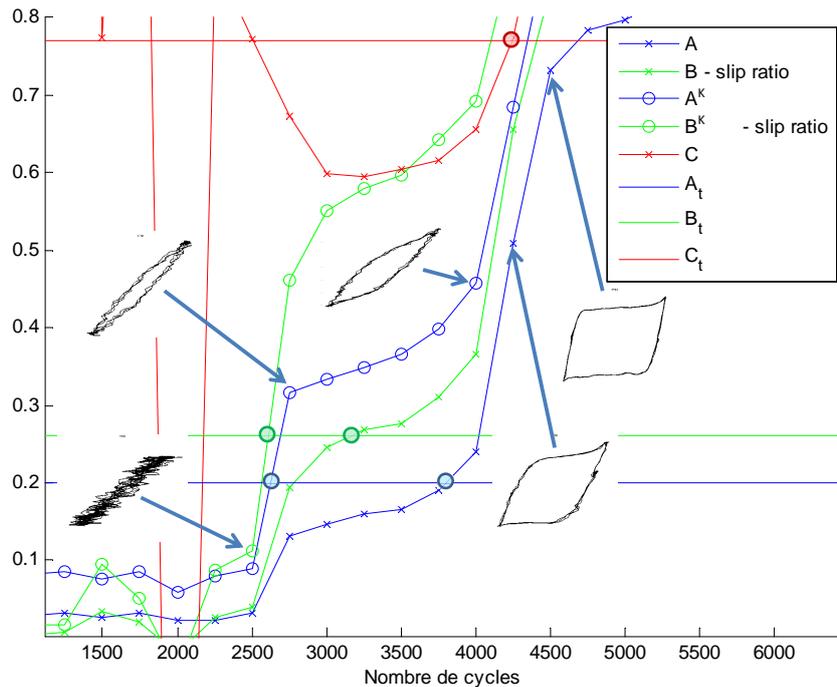


FIGURE 5.9 – Vérification visuelle de la validité des critères de transition pour les paramètres A, B, C avec ou sans prise en compte de la raideur du moyen d'essai

Pour l'essai présenté figure 5.9 (paramètres A,B,C) et 5.10 (SI), la transition glissement partiel / global selon les différents critères choisis se situe entre 2800 et 4500 cycles. On retrouve le comportement chaotique pour le paramètre C lié à la mise en défaut de sa définition dans le cas du régime de collage (entre 1000 et 2500 cycles). L'observation des formes de cycles place la transition entre 4000 et 4500. On constate qu'il y a une grande disparité entre la forme attendue et observée avant et après la transition que les seuils définissent. Dans ce cas là, seul le seuil de transition du paramètre A (non-corrigé de la raideur du banc) et C sont à peu près pertinents, bien qu'il situe une transition située avant (A) ou après (C) le changement de régime vérifié visuellement. A l'extrême, les paramètres B et A<sub>K</sub> donnent une transition entre collage et glissement partiel. Plusieurs phénomènes peuvent expliquer ces décalages :

- Erreur d'estimation de la raideur du moyen d'essai. Plus la raideur du moyen d'essai est grande, moins l'augmentation est importante. Cependant, même pour les critères bruts, les seuils de transition A<sub>t</sub> et B<sub>t</sub> sont globalement mis en défaut (trop faibles).
- Non-validité des seuils de transition pour des contacts surfaciques fortement rugueux. La détermination de nouveaux seuils nécessiterait des campagnes d'essais spécifiques avec des essais à débattement variable contrôlé et sur différentes rugosités maîtrisées.

La définition de nouveaux seuils semble être une voie à envisager car on distingue nettement des zones correspondant aux différents régimes. Un développement théorique serait nécessaire pour compléter la définition de ces nouveaux seuils.

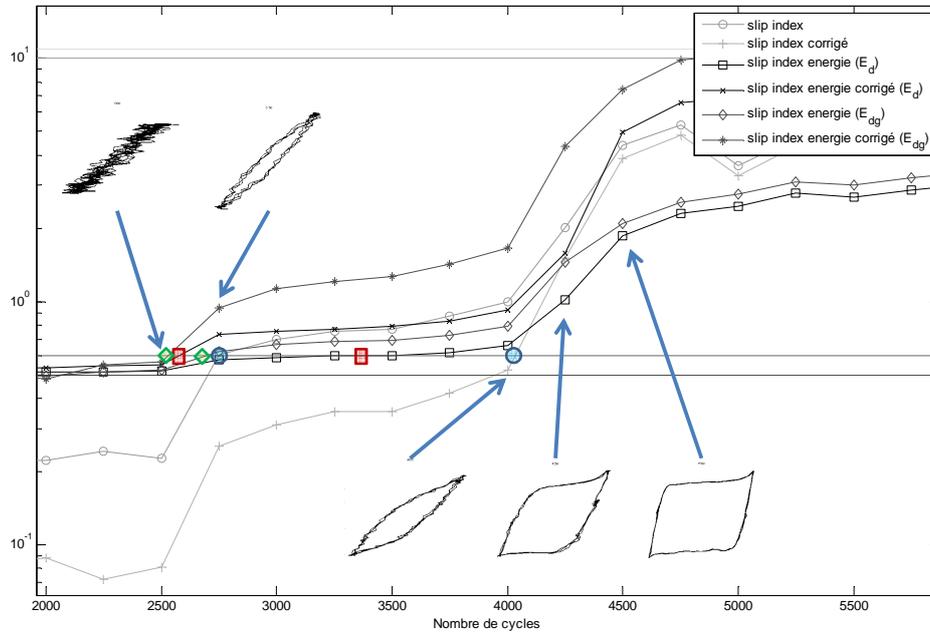


FIGURE 5.10 – Vérification visuelle des critères de transition pour les différentes définitions du slip index

Dans le cadre de cette étude, les essais réalisés à haute température ont été menés à effort délivré par le pot constant. Ce type de pilotage laisse le système librement évoluer selon les endommagements cumulés, entraînant une variation de l'effort tangentiel au contact et principalement du déplacement relatif. L'évolution se fait généralement d'un glissement global en début d'essai, puis on constate une transition vers du glissement partiel et éventuellement du collage selon la sévérité des dommages. Un changement de régime de fretting peut servir à définir un critère de durée de vie du revêtement, car on l'associe avec une perte des propriétés protectrices (augmentation brutale du coefficient de frottement ou réduction de l'amplitude de glissement).

Ces seuils de transition peuvent également être nécessaires pour les protocoles de post-traitement des cycles de fretting, en particulier pour définir le basculement entre les différentes définitions des énergies selon le régime.

Les paramètres d'analyse proposés ont chacun leurs avantages et faiblesses. Pour l'étude d'interfaces au comportement fortement perturbé par des endommagements, les formes théoriques de cycles sur lesquelles sont basées leur définition sont mises en défaut. En particulier en ce qui concerne les post-traitements nécessaires aux calculs des énergies, la définition de nouveaux paramètres et de critères de classification associés s'est imposée devant la disparité des performances des méthodes classiques.

## 5.2 Proposition de nouveaux paramètres

### 5.2.1 Vitesse relative

#### Analyse des transitions de régime

La transition entre différents régimes de fretting peut survenir dans deux contextes différents : à cause de l'évolution de la consigne d'un essai piloté en déplacement, ou à cause de l'évolution des surfaces liée à l'endommagement. Dans un essai typique à déplacement relatif variable, l'objectif est de mesurer le seuil de démarrage du glissement et l'évolution du coefficient de frottement dynamique. Le système commence en collage, puis les cycles de fretting s'ouvrent progressivement pour atteindre un régime global au delà du seuil de glissement. Ce type d'évolution illustrée figure 5.11(a) n'est valable que si l'endommagement des surfaces peut être considéré comme négligeable durant la phase transitoire.

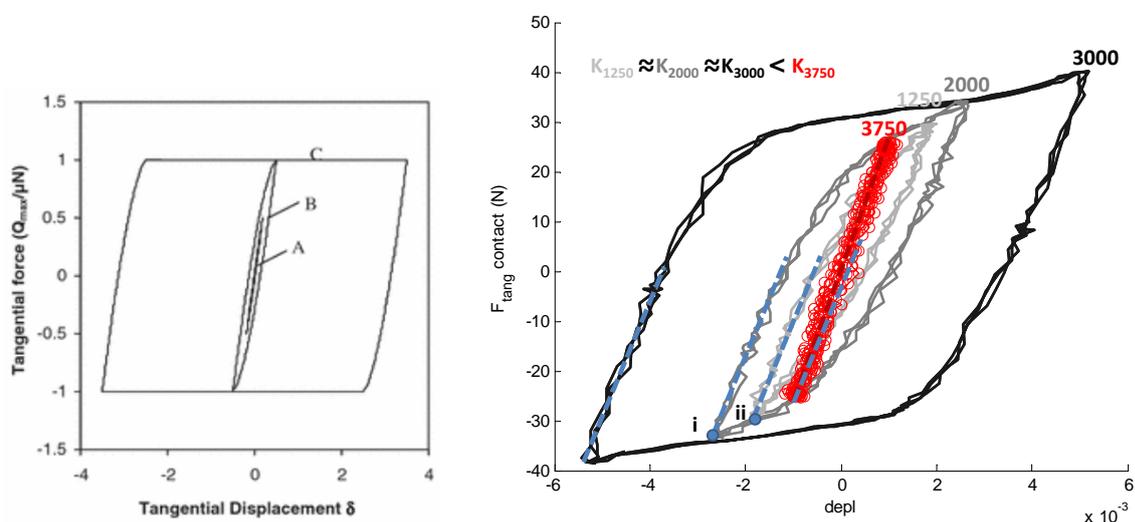


FIGURE 5.11 – Evolution théorique des régimes de fretting et validation expérimentale

On retrouve ce comportement pour les premiers cycles sur la figure 5.11(b) qui représente des cycles à des instants successifs au cours d'une phase transitoire durant laquelle la consigne en effort tangential augmente. La raideur tangentielle du contact (droite en pointillés) reste sensiblement constante et les points d'intersection i et ii entre les cycles successifs confirment un comportement globalement élastique sans endommagement notable jusqu'à 3000 cycles.

Au delà de 3500 cycles, la consigne est à nouveau diminuée, mais le cumul d'endommagements a modifié la surface de contact, augmentant la raideur (droite pointillés rouge). La consigne est quasi identique pour la courbe à 3750 cycles et celle à 1250. Les divers endommagements causent également une augmentation du coefficient de frottement, ce qui ne permet plus un régime de glissement (même partiel) pour ce niveau  $Q/P$ .

Pour un essai piloté en effort tangential dont la consigne reste constante, le rapport  $Q^*/P$  reste constant, mais l'ouverture du cycle (et le déplacement relatif) évoluent en fonction de la réponse des interfaces. On peut alors observer (figure 5.12) une augmentation de l'amplitude de glissement, signe que le coefficient de frottement des interfaces diminue. On voit ici apparaître une particularité associée au mode de pilotage couplé aux spécificités du moyen d'essai. Le

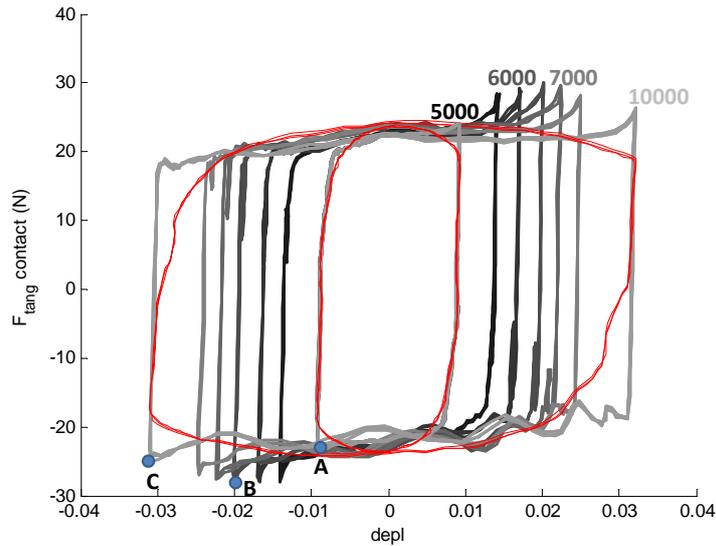


FIGURE 5.12 – Evolution d'un essai de fretting piloté en effort en régime de glissement global

paramètre régulé est l'effort délivré par le pot, qui est donc composé de l'effort tangentiel généré au contact, plus les efforts d'inertie et les efforts nécessaires pour déformer les guidages élastiques du système. Cet effort est représenté en fins traits rouges sur la figure. Le système de rétroaction ne réagit pas à des phénomènes ponctuels comme les pics de type Stribeck présents (points B,C), qui sont masqués par les effets d'inertie de la partie mobile dans la mesure de l'effort en sortie de pot. Les critères usuels de classification de fretting n'identifient pas ce régime particulier. L'évolution complexe des cycles de fretting dans le mode pilotage utilisé pour ces campagnes d'essai a contribué à la recherche d'un autre critère permettant d'identifier facilement les changements de régimes.

### Cycles de fretting effort-vitesse

L'exploitation de cycles de fretting effort-vitesse a été introduite pour des études de matériaux aux propriétés visco élastiques. Pour des matériaux métalliques ou céramiques de forte dureté, les phénomènes visco-élastiques sont quasi négligeables. On trouve cependant un intérêt à une représentation de l'effort en fonction de la vitesse grâce à l'articulation des cycles de fretting autour d'une phase élastique qui se retrouve lors de la décharge dans tous les régimes. Notre système n'impose pas une forme sinusoïdale au déplacement. Le pot délivre un effort sinusoïdal dont seule l'amplitude est contrôlée. La vitesse relative est calculée en dérivant le signal de déplacement avec la fonction *diff* de Matlab :  $v_i = (\delta_{i+1} - \delta_i) * f_{ech}$ .

La figure 5.13 présente des cycles typiques obtenus pour différents régimes. On constate que la phase élastique est caractérisée par une faible vitesse. Ceci permet d'identifier facilement la phase de glissement (valeurs au-dessus d'un certain seuil de vitesse, en gris sur la figure 5.13(d)), ainsi que les pics de frottement statiques ou de Stribeck. La détermination de la vitesse à partir de la dérivée du signal de déplacement rend ce paramètre sensible au bruit de mesure. Pour l'exploitation des bûches en régime de glissement global les perturbations sont

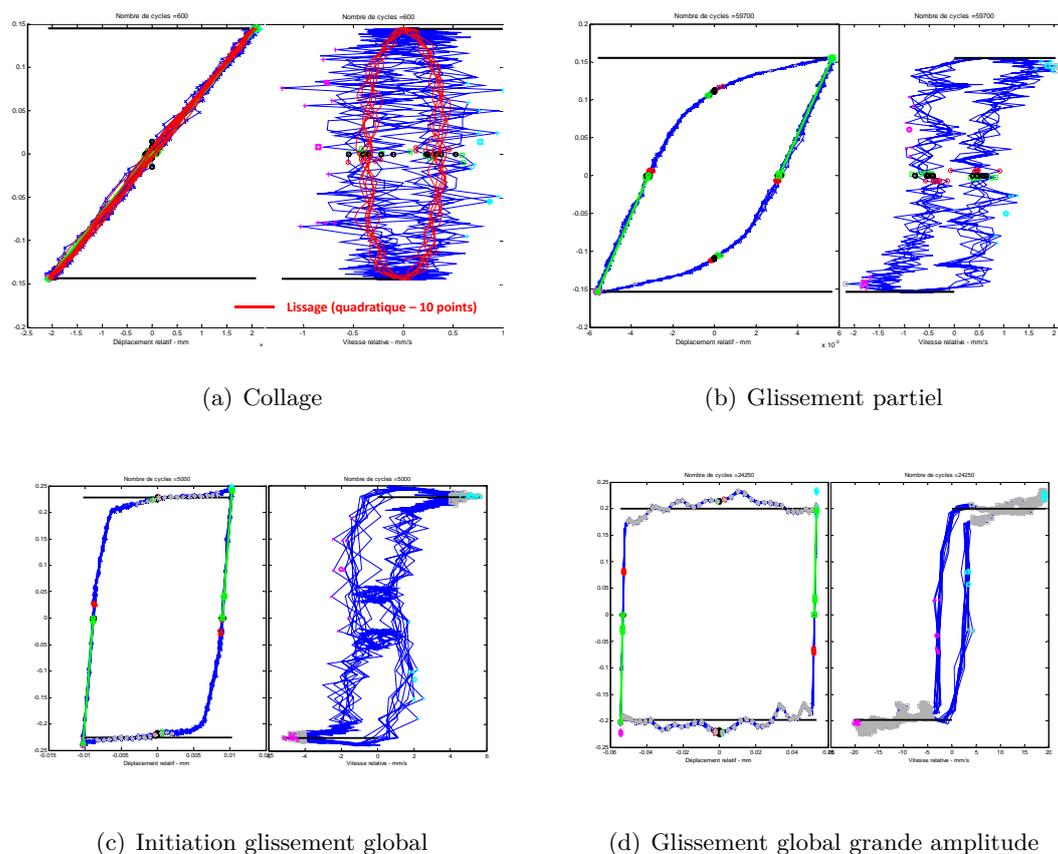


FIGURE 5.13 – Cycles de fretting effort-vitesse et effort-déplacement pour les trois régimes de glissement

négligeables, mais pour le glissement partiel - et particulièrement le collage - les résultats obtenus bruités rendent leur différenciation délicate. Un lissage du déplacement et de l'effort en régime de collage utilisant une méthode de moyenne mobile quadratique sur 10 points a été également représenté sur la figure 5.13(a). L'utilisation de ce type de lissage est moins adaptée aux régimes de glissement partiel et global et demanderait une mise en place particulière. La détermination de la vitesse à partir de l'intégration du signal d'accélération mesuré est perturbée par la réponse dynamique du banc d'essai. La mesure directe de la vitesse à l'aide d'un vibromètre laser par exemple serait préférable pour une meilleure définition de ce type de représentation des cycles. La vitesse calculée par dérivation du déplacement est impactée par la raideur du banc d'essai et devrait donc être déterminée à partir du signal de déplacement corrigé. Cette correction concerne principalement la vitesse des phases élastiques, qui est fortement perturbée par le bruit. Nous avons mis de côté cet aspect pour le moment.

### Critère de transition

L'analyse empirique des cycles effort-vitesse nous a mené à étudier la possibilité de formaliser un critère de transition entre les modes de glissement. La transition entre glissement partiel et global est délicate à déterminer, car on peut observer des cycles présentant une forte ouverture,

mais pas de palier de glissement constant. Si l'on observe de façon plus détaillée la transition entre glissement partiel et glissement global, on peut identifier un seuil de vitesse entre 3 et 4  $mm/s$  pour ces conditions d'essai (50 Hz). Ce seuil est évidemment dépendant de la fréquence des tests, mais également de l'amplitude de débattement relatif.

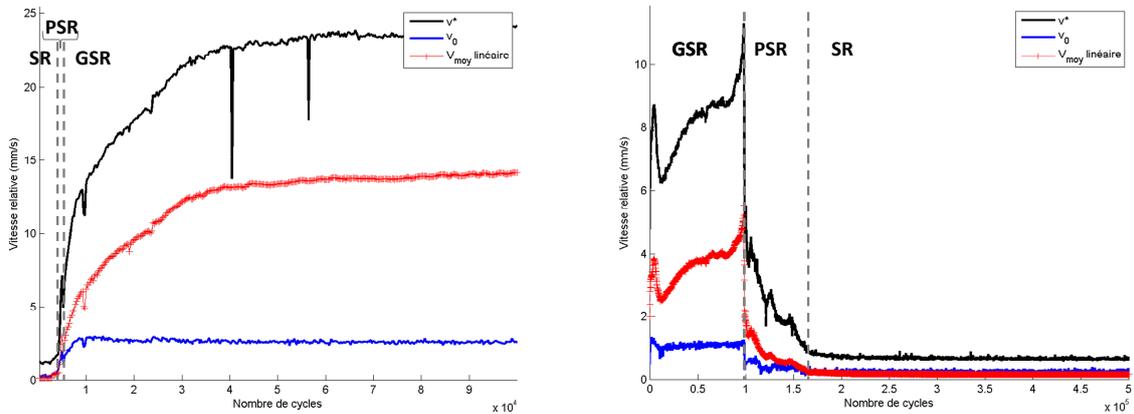


FIGURE 5.14 – Evolution des paramètres de vitesse bruts et normalisés en fonction du nombre de cycles

On identifie deux paramètres de vitesse sur les cycles : la vitesse maximale  $v^*$  et la vitesse à effort tangentiel nul  $v_0$ . Cette dernière correspond à la vitesse maximale du palier élastique. Nous pouvons également calculer la vitesse moyenne théorique  $v_m = 4f\delta^*$  à partir de la fréquence d'essai et de l'amplitude maximale de déplacement. Les courbes suivantes présentent l'évolution de ces paramètres lors de phases d'essais balayant les trois régimes de fretting.

Un premier seuil de transition entre régime global et glissement partiel ou collage a pu ainsi être identifié. Il s'agit du maximum de la vitesse  $v_0$  mesurée lors de l'essai (atteint en régime de glissement global). Cette valeur maximale est atteinte en régime de glissement global et semble rester constante indépendamment de l'amplitude de glissement. Le choix de cette valeur comme seuil de transition semble correspondre à la transition partiel global.

Ce critère ( $v^* > v_0 \Rightarrow$  glissement global) a été utilisé pour le post-traitement des essais et fonctionne de façon satisfaisante, notamment pour identifier le palier de glissement.

La confirmation de la validité de ces valeurs serait à étudier sur des contacts élémentaires (sphère/plan) dans un premier temps à l'aide de campagnes d'essais spécifiques à amplitude variable contrôlée. Un protocole de lissage des courbes est également à implanter dans les post-traitements afin d'étudier la transition entre régime de collage et glissement partie. Nous n'avons pas pu finaliser ces démarches dans le cadre de ces travaux. Nous pourrions néanmoins proposer une première estimation empirique des seuils à partir des différentes conditions testées qui couvrent une gamme raisonnable de matériaux, chargements et fréquences. Ce critère permet une identification des régimes de fretting, mais ne représente cependant pas le comportement dissipatif des interfaces. Nous avons pour cela dû introduire un autre paramètre énergétique.

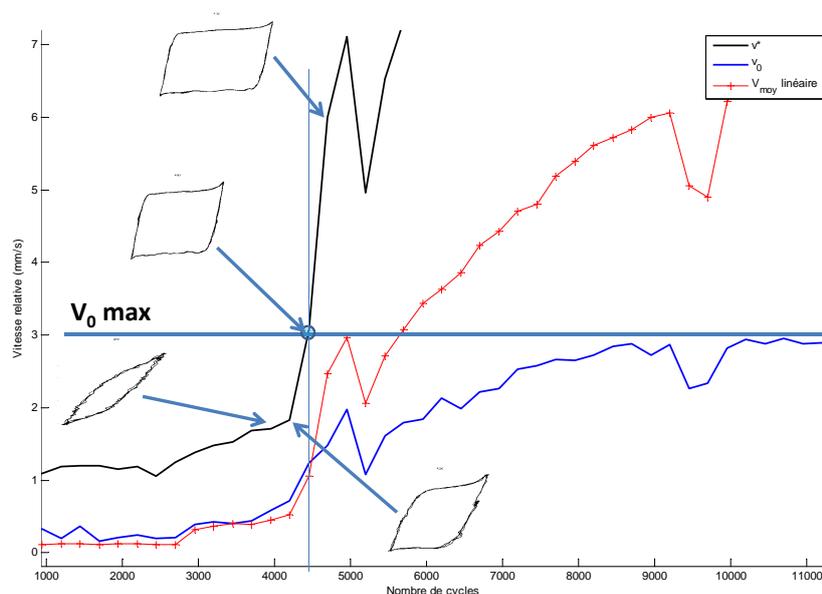


FIGURE 5.15 – Seuils de transition en vitesse  $v_t$  empirique des paramètres de vitesse bruts

## 5.2.2 Énergie potentielle élastique

### Amortissement équivalent

Le taux d'amortissement d'une structure assemblée soumise à des sollicitations dynamiques est une notion complexe à définir. Elle dépend de l'amplitude et du type de sollicitation vibratoires vues par l'assemblage et est généralement étudiée sur les modes de réponse de la structure. Les effets de couplage des modes et la modification de ceux-ci en fonction de la réponse des interfaces peuvent également être non négligeables. Si l'on revient à une définition physique de l'amortissement, on peut relier cette grandeur à la capacité des surfaces à dissiper de l'énergie lorsqu'elles sont soumises à des efforts dynamiques normaux et tangentiels. Dans le cadre de ces travaux nous étudions particulièrement la dissipation générée par les efforts tangentiels et donc le frottement ou les déformations irréversibles et l'endommagement des surfaces. Un essai tribologique en régime établi ne permet pas la mesure directe d'un taux d'amortissement au sens classique (associée au décrément de l'amplitude de vibration après un lâcher ou une interruption de mouvement). On peut cependant définir une énergie totale apportée au système grâce à une instrumentation spécifique (mesure de l'effort tangentiel  $F_{pot}$  en sortie de pot) et la caractérisation du comportement dynamique du banc d'essai (raideurs de guidage, masses mobiles). Avec l'énergie dissipée à l'interface il est possible de calculer un amortissement équivalent, correspondant au taux d'amortissement d'un système masse-ressort-amortisseur à 1 DDL.

Le développement des calculs théoriques de la puissance en régime sinusoïdal forcé [131] pour ce système équivalent aboutit à la formulation d'un amortissement  $c$  et un taux d'amortissement

ζ suivants :

$$c = \frac{\int_0^T F_{pot} \dot{\delta} dt}{\int_0^T \dot{\delta} dt} \quad (5.2a)$$

et

$$\zeta = \frac{c}{2m_{mobile}\Omega} = \frac{c}{\sqrt{K_{lames}m_{mobile}}} \quad (5.2b)$$

Cette formulation suppose une excitation par un déplacement sinusoïdal d'amplitude constante. Sa mise en œuvre nécessite de plus la détermination expérimentale de la vitesse relative entre les parties fixes et mobiles du tribomètre. Nous avons illustré précédemment les difficultés numériques et vibratoires rendant cette grandeur difficilement mesurable sans une instrumentation dédiée (vibromètre laser).

Nous proposerons dans la section suivante de définir un critère plus simple à mettre en place avec une instrumentation classique, mais qui reste représentatif du comportement dynamique du tribomètre.

### Définition de l'énergie potentielle élastique

La partie mobile du tribomètre de fretting utilisé dans ces travaux peut se définir comme un système masse-ressort, dont l'amortissement naturel est considéré comme négligeable.

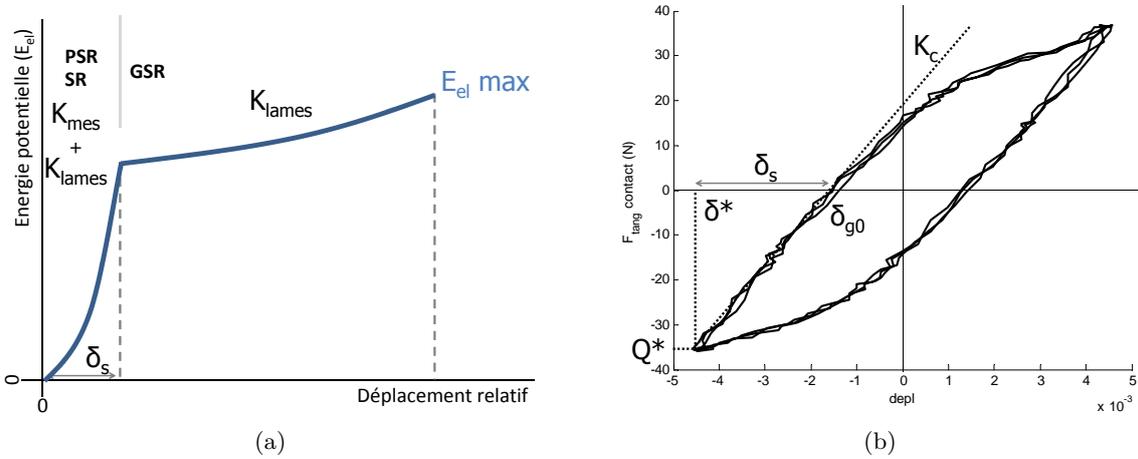


FIGURE 5.16 – Définition de l'énergie potentielle  $E_{el}$  élastique du système constitué de la partie mobile du tribomètre

Le comportement à vide de la masse oscillante constituée de la partie mobile du pot, du support piste et des pièces mécaniques de raccord a été caractérisé dans le chapitre 2. En situation d'essai avec un contact chargé, ce système élastique peut être assimilé à un système équivalent dont la raideur a un comportement combinant la raideur  $K_{lames}$  des guidages élastiques et la raideur déterminée à partir des cycles de fretting  $K_{mes}$ . Cette raideur mesurée prend en compte les contributions du contact et de la chaîne de mesure du tribomètre. Lorsque le contact est en situation de collage ou de glissement partiel, la contribution  $K_{mes} + K_{lames}$  détermine son comportement (association de raideurs en parallèle). Lorsque l'interface passe en glissement global, pour les amplitudes de débattement dépassant le seuil de collage  $\delta_s$  seule la contribution

### **Proposition de nouveaux paramètres**

---

de la composante de raideur  $K_{lames}$  subsiste. On peut définir ainsi l'énergie potentielle élastique instantanée de la partie mobile avec les paramètres définis figure 5.17 et selon les équations 5.3.

$$\delta_s = \frac{Q^*}{K_{mes} + K_{lames}} \quad (5.3a)$$

si  $\delta < \delta_s$ ,

$$E_{el}(\delta) = \frac{1}{2}(K_{mes} + K_{lames})\delta^2 \quad (5.3b)$$

$$E_{el-max} = \frac{1}{2}(K_{mes} + K_{lames})\delta^{*2} \quad (5.3c)$$

si  $\delta > \delta_s$ ,

$$E_{el}(\delta) = \frac{1}{2}(K_{mes} + K_{lames})\delta_s^2 + \frac{1}{2}K_{lames}(\delta - \delta_s)^2 \quad (5.3d)$$

$$E_{el-max} = \frac{1}{2}(K_{mes} + K_{lames})\delta_s^2 + \frac{1}{2}K_{lames}(\delta^* - \delta_s)^2 \quad (5.3e)$$

On peut définir ainsi un nouveau paramètre quantitatif caractéristique des cycles de fretting que nous noterons  $A_{el}$  et qui traduit le rapport de l'énergie dissipée à l'énergie potentielle du système :

$$A_{el} = \frac{E_d}{E_{el-max}} \quad (5.4)$$

Ce paramètre est défini simplement à partir de grandeurs déterminées sur les cycles de fretting et reste valable dans les trois régimes de glissement. Sa définition prend en compte la réponse des matériaux, mais également le comportement du moyen d'essai.

### **Critère de transition**

La figure 5.17 présente l'évolution au cours de l'essai de ce paramètre  $A_{el}$  en fonction du nombre de cycles.

On observe que les régimes de glissement global et de quasi-collage correspondent au plus faibles valeurs de  $A_{el}$  ( $A_{el}$  doit être nul pour un régime de collage parfait). Les régimes de glissement partiel intermédiaires ont des valeurs plus importantes, avec un maximum qui semble pouvoir être exploité pour définir un critère de transition entre GSR et PSR. Ce paramètre représente donc la physique du comportement dissipatif d'une interface :

- En collage, l'énergie dissipée est quasi nulle et l'énergie potentielle très faible à cause de la faible amplitude de débattement.
- En glissement global, la quantité d'énergie dissipée est la plus importante, cependant son évolution est limitée à une évolution linéaire à cause du seuillage de l'effort tangentiel déterminé par le coefficient de frottement. Lorsque l'amplitude de débattement relatif de l'interface augmente, son énergie potentielle augmente de façon quadratique.
- En glissement partiel, les amplitudes de débattement sont limitées, mais l'ouverture du cycle garantit une dissipation d'énergie importante par rapport à l'énergie potentielle.

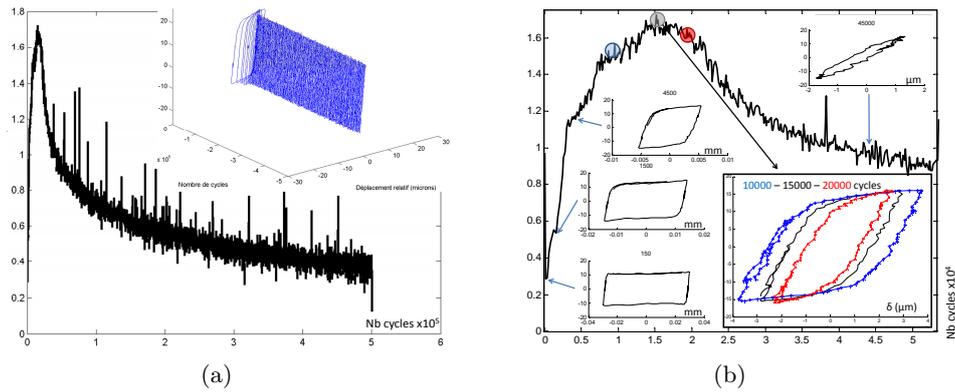


FIGURE 5.17 – Evolution du rapport  $A_{el} = E_d/E_{el-max}$  au cours d'un essai en fonction du nombre de cycles - Observation de la forme des cycles de fretting

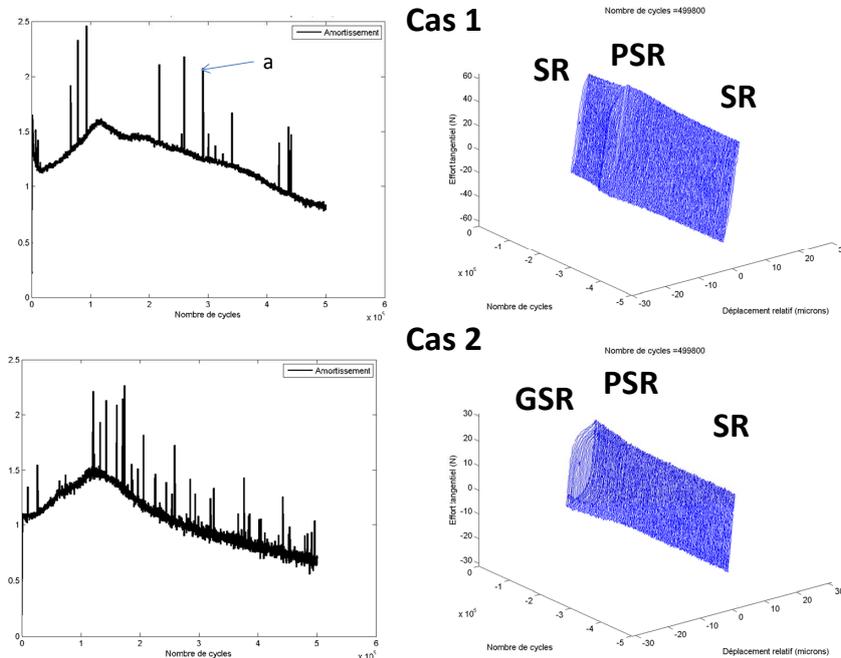


FIGURE 5.18 – Différentes interprétations du maximum de  $A_{el}$ . <sup>a</sup>artefacts de post-traitement

En raison de l'évolution de  $A_{el}$  selon les régimes de fretting, un maxima peut avoir deux interprétations illustrées figure 5.18 par l'observation des bûches de fretting correspondantes :

- Transition GSR → PSR → GSR ou SR → PSR → SR (cas 1 sur la figure)
- Transition GSR → PSR → SR (cas 2 sur la figure) ou SR → PSR → GSR

Les cas illustrés ici révèlent la capacité de ce critère à identifier des transitions entre régimes de glissement limites (PSR tendant vers du collage ou PSR tendant vers du glissement global). Ce critère semble donc adapté à la caractérisation fine du comportement en régime de glissement partiel et à l'identification des régimes au comportement dissipatif optimal en tenant compte du système de sollicitation complet. La figure 5.19 illustre l'évolution du paramètre  $A_{el}$  pour des cas de transition plus marquées entre glissement global de grande amplitude et glissement

partiel ou collage. Les variations sont plus marquées, avec notamment une transition brusque dans le sens GSR  $\rightarrow$  PSR, alors que l'évolution après le maximum est plus progressive.

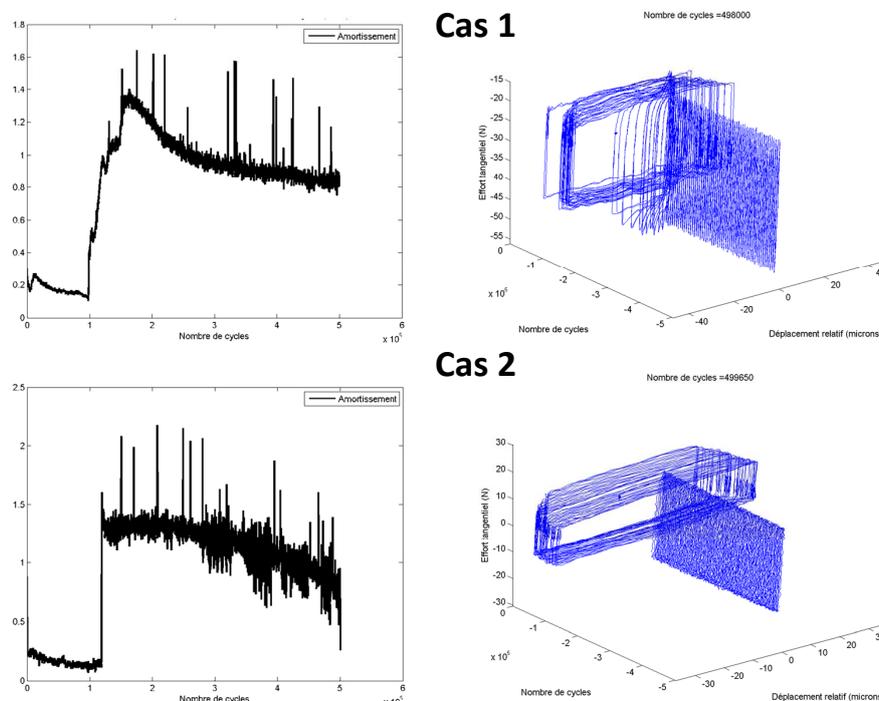


FIGURE 5.19 – Evolution de  $A_{el}$  pour une transition entre GSR de grande amplitude et PSR ou SR

Plusieurs interfaces de contact étudiées dans ces travaux ont un comportement fortement piloté par des interactions adhésives et des transferts de matière. Nous avons observé un comportement particulier à la transition entre glissement partiel et glissement global, qui rejoint les analyses récentes de Hintikka et al. [109]. Ils ont identifié un régime de fretting intermédiaire entre le partiel et le global caractérisé par un palier de frottement non-Coulombien. Ils attribuent ces comportements à une interpénétration et blocage des aspérités générées par les transferts de matière à l'interface. Lorsque l'effort tangentiel est insuffisant pour rompre ces pics de matière et générer du glissement global classique, le système évolue dans ce mode de fretting. La figure 5.21 et le cas 1 de la figure 5.19 illustrent cette transition de régime causée par l'endommagement des surfaces qui correspond à un maximum du critère  $A_{el}$ . L'évolution typique en régime de glissement partiel est sinon plutôt caractérisée par un palier plus régulier.

L'évolution du paramètre  $A_{el}$  a été étudiée empiriquement dans des cas où ses variations sont causées par une évolution de la réponse des surfaces sous l'effet de l'endommagement (pilotage des essais à tension d'entrée de l'excitateur constante). La réalisation d'essais à débattement imposé variable sur des configurations de contact élémentaires sera à considérer pour étudier le comportement de ce paramètre indépendamment de l'endommagement.

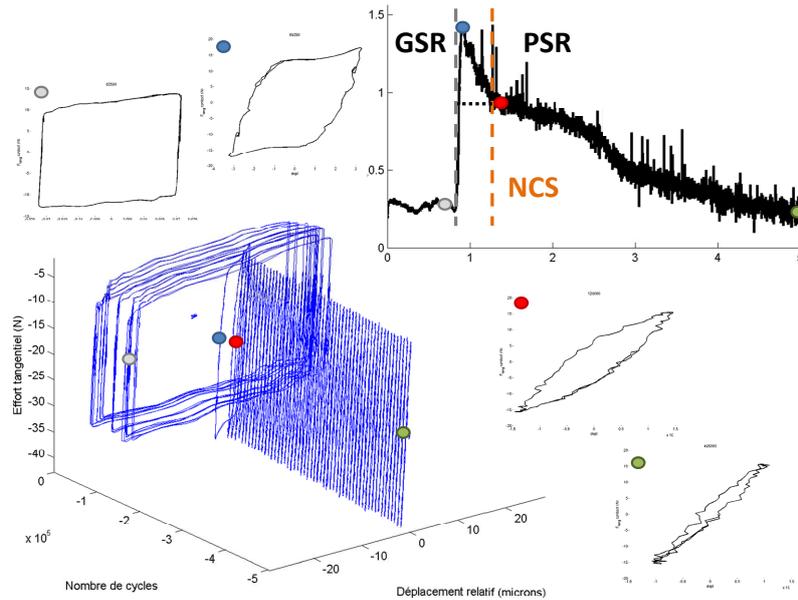


FIGURE 5.21 – Evolution d'un essai de fretting piloté en effort en régime de glissement global

### 5.3 Conclusion : Essais de caractérisation - Essais d'endommagement

Une notion importante pour la jonction entre des essais tribologiques et les attentes de la mécanique vibratoire pour des modèles d'assemblages est la différence entre essais de caractérisation et essais d'endommagement.

Un essai de caractérisation est généralement basé sur un balayage d'une gamme de valeur ou une excitation aléatoire d'un système. On caractérise alors la réponse de ce dernier à un instant donné dans un certain état. Pour la modélisation du comportement amortissant des liaisons dans un assemblage, on recherchera la relation entre taux d'amortissement et amplitude de déplacement (ou effort tangentiel), pour différentes fréquences et conditions de chargement normal. En tribologie ces caractérisations doivent être suffisamment rapides devant les temps caractéristiques d'évolution des phénomènes d'endommagement des surfaces pour pouvoir s'en affranchir. Des essais d'endommagement ont principalement pour but de déterminer les modes de défaillance ainsi que la durée de vie d'une interface sous des conditions de sollicitation données. L'approche classique consiste à déterminer la durée d'une plage de fonctionnement nominale pour une interface, durant laquelle elle maintient un comportement régulier (ou dont l'évolution est déterministe). Cette durée de vie nominale peut être caractérisée par un nombre de cycle, une quantité d'énergie que la surface peut dissiper avant rupture ou des règles de cumul d'endommagement de sollicitation variables. La détermination complète de la réponse d'un système au cours de sa vie nécessite alors de combiner des tests de caractérisation de sa réponse à différents instants d'un essai d'endommagement.

Les protocoles d'essai à effort ou tension d'entrée de l'excitateur constants permettent de tracer l'évolution de la réponse des interfaces en fonction de l'endommagement. La phase transitoire pour atteindre la consigne au démarrage de l'essai peut être considérée comme un essai de caractérisation. Les informations de comportement retirées de cette phase transitoire sont géné-

ralement partielles, car les conditions ne sont pas nécessairement choisies pour balayer l'ensemble des régimes de réponse de l'interface (collage, glissement partiel puis glissement global).

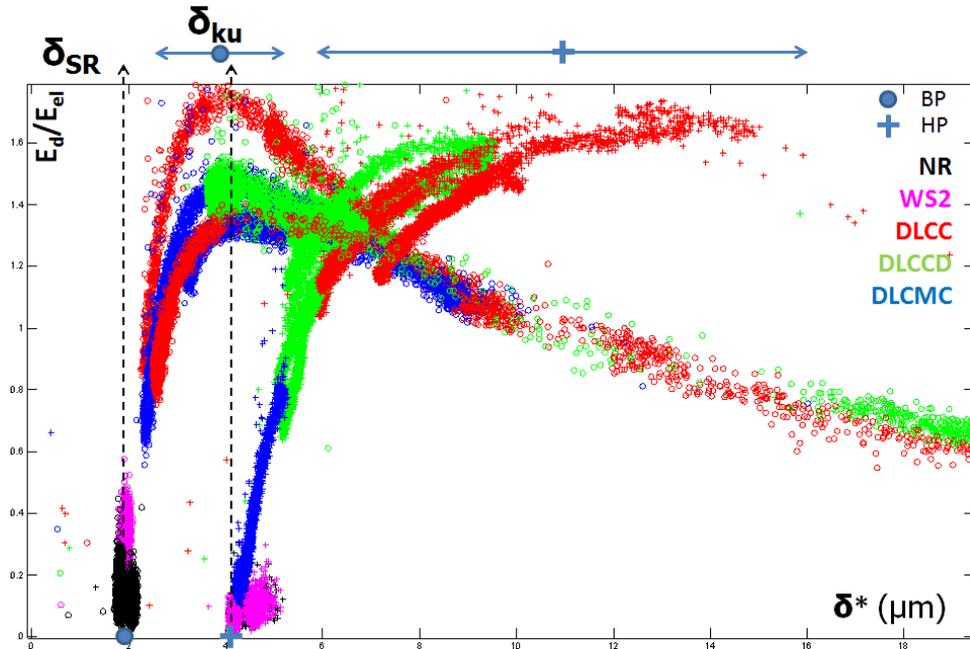


FIGURE 5.22 – Rapport  $E_d/E_{el-max}$  en fonction de l'amplitude de débattement maximale  $\delta^*$  : évolution avec l'endommagement pour différents revêtements (NR, WS2, DLC) dans deux conditions de pression.

La figure 5.22 illustre les comportements obtenus pour les essais de fretting à l'ambiante en utilisant une représentation  $A_{el}$  en fonction de l'amplitude de débattement. Ces courbes permettent d'identifier les tendances d'évolution des différents systèmes tribologiques sous l'effet de l'endommagement à iso-sollicitations pour les deux chargements testés. La combinaison du maximum de  $A_{el}$  avec l'amplitude de débattement permet de discriminer les modes de changement de régimes de fretting. On retrouve le classement établi au chapitre 3 en ce qui concerne les revêtements étudiés : les meilleurs comportements dissipatifs s'identifient à la valeur du maximum de  $A_{el}$ , correspondant à des régimes de glissement partiel. Les performances des surfaces sont aussi identifiées aux plus grandes valeurs de débattement (signe de l'établissement d'un régime de glissement global). On peut observer un effet de la charge normale et du revêtement. Le maximum de dissipation est équivalent dans les deux cas de charge, mais la capacité de dissipation des surfaces évolue différemment. On observe également un comportement plus orienté glissement partiel tendant vers le collage pour les fortes charges, alors que les essais à faible charge ont généré du glissement global jusqu'à des amplitudes importantes. On constate que les différents DLC ont un comportement et des évolutions similaires voire complémentaires. Ce type de représentation permet d'identifier plusieurs paramètres qui pourront être utilisés pour formaliser le comportement dissipatif d'une interface :

- $\delta_{SR}$ , amplitude de débattement limite du système en régime de collage parfait (dépendante des conditions de chargement et de sollicitation).
- la hauteur du pic de de  $A_{el}$ , qui représente un maxima de potentiel d'amortissement.
- l'aplatissement  $\delta_{ku}$ , représentant sa capacité à conserver un comportement dissipatif donné sur une certaine plage de sollicitations équivalent au kurtosis d'une variable aléa-

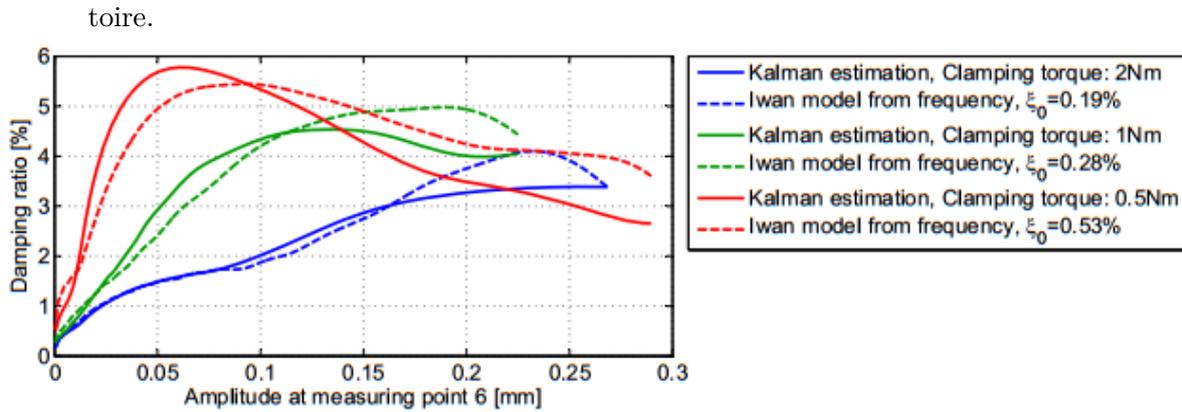


FIGURE 5.23 – Evolution de l'amortissement d'une liaison boulonnée en fonction de l'amplitude de déformation pour différents couples de serrage [2]

L'amortissement de liaisons boulonnées a été étudié dans les travaux de thèse de H. Festjens [2] dans le cadre du projet MAIAS dans lequel s'inscrivent ces travaux. Comme on peut observer figure 5.23, on retrouve des comportements similaires pour l'effet de la charge normale notamment (équivalent du couple de serrage). Les ordres de grandeur des amplitudes de débattement sont différents car les sollicitations et caractéristiques géométriques des interfaces sont différents, mais cette représentation d'un essai tribologique semble permettre de faire un rapprochement avec la mécanique vibratoire.

L'étude de ces grandeurs par des essais à débattement ou effort variable dans des situations de contact élémentaires simples (bille/plan) sera nécessaire pour évaluer indépendamment l'effet des paramètres d'influence (charge, aire de contact, rugosité). L'interprétation d'essais à déplacement fixe imposé nécessiterait de représenter l'évolution du paramètre  $A_{el}$  en fonction de  $\delta_g$  et non pas  $\delta^*$ . Les allures caractéristiques des courbes obtenues stimulent un intérêt pour le développement de modèles de l'évolution du comportement dissipatif en fonction de l'endommagement.

La définition du paramètre  $A_{el}$  et ces différentes représentations semble ainsi prometteuse pour la visualisation de la réponse de systèmes tribologiques. Nous avons initié cette démarche dans le cas d'essais à débattement libre. Cette approche paraît bien adaptée à la formalisation de l'étude de sollicitations plus complexes qu'une simple sinusoïde mono-fréquentielle (essais à fréquence et amplitude variable ou aléatoire). Couplée à des démarches de caractérisation de la durée de vie des interfaces de contact, elle sera un outil intéressant pour l'optimisation du comportement amortissant de liaisons mécaniques.

# Conclusion

De nombreuses études ont formalisé les démarches de sélection de solutions palliatives aux endommagements par fretting, ainsi que la caractérisation de la durée de vie d'une interface revêtue ou non vis à vis des phénomènes d'usure progressive (abrasion, adhésion) ou de fatigue. En accord avec l'objectif industriel à l'origine du projet MAIAS, ces travaux de thèse ont contribué à mettre en place des éléments pour une approche axée sur le potentiel d'amortissement des interfaces.

Le premier objectif a été de développer un moyen d'essai permettant de mettre en œuvre des approches énergétiques pour l'étude du phénomène de fretting dans des conditions de fretting-fatigue ou fretting-usure à haute température. La conception a été guidée par des considérations vibratoires, dans l'objectif d'augmenter au maximum la fréquence des modes propres de la structure, et d'éviter ainsi la perturbation des cycles de fretting particulièrement handicapante en régime de glissement global. Le chauffage s'est orienté vers un flux d'air chaud confiné dans une enceinte non hermétique. Cette conception impose une diminution des performances thermiques (homogénéité, température maximale). Cette enceinte de taille réduite partiellement ouverte, la taille de la zone chaude réduite à un volume minimal et l'absence d'éléments d'isolation dans la chaîne mécanique permettent de limiter l'influence de la température sur le comportement dynamique du banc. L'étude de contacts surfaciques est également un point qui a été au centre du développement. Un système de réglage de la hauteur et de l'angle entre les plans de contact selon deux directions a donné d'excellents résultats en se basant sur une séparation des fonctions encastrement, maintien en position et réglage tout en conservant une haute rigidité d'ensemble. La dernière particularité du moyen d'essai est une double instrumentation en effort : un capteur situé en position classique après le contact et un capteur inséré dans la chaîne de transmission de l'effort du pot au sein de la partie mobile. Ce capteur a permis des caractérisations vibratoires, de nouveaux modes de pilotage d'essais et la mise en place d'une méthode de mesure de l'effort tangentiel au contact nettement moins impactée par l'inévitable réponse dynamique du banc. La fréquence limitée à 30 Hz en glissement global sur le capteur classique a pu être repoussée jusqu'à plus de 100 Hz.

Dans cette optique d'amortissement des vibrations au niveau des interfaces de contact, les notions de durée de vie sont plus délicates à déterminer. Identifier, évaluer et éviter des modes d'endommagement critiques pour le système mécanique reste une priorité. Cependant optimiser des interfaces pour de la dissipation d'énergie implique des endommagements d'autant plus importants que l'énergie dissipée est grande. On recherchera des revêtements au comportement progressif - typiquement de l'usure abrasive régulière - dans un objectif de dimensionnement maîtrisé de la réponse des interfaces et de la durée de vie. Cependant on a pu constater que le

revêtement peut être considéré comme un consommable dans des modes d'usure habituellement considérés comme critiques (fissuration, adhésion sévère).

Deux cas d'étude ont servi de support de développement des méthodes de sélection sur ce nouveau moyen d'essai. La campagne à l'ambiante a permis d'identifier les revêtements DLC comme ayant le meilleur potentiel de protection et de dissipation d'énergie. Leur faible coefficient de frottement leur permet d'évoluer en régime de glissement global même sous fort chargement normal. L'étude de plusieurs versions de dépôts de DLC nous a permis d'identifier l'effet des caractéristiques du dépôt (épaisseur, rugosité du substrat, dureté, structure interne) sur la durée de vie des interfaces. Nous avons également adapté une démarche présentée dans d'autres travaux de thèse [54] pour quantifier l'effet de chacun des paramètres en vue d'optimiser une solution de revêtement. On a pu finalement mettre en évidence des comportements adhésifs inattendus pour ces revêtements. Ils semblent liés à la présence de phénomènes de graphitisation des DLC accompagnés d'un frittage des débris sous l'action combinée de la température et des sollicitations mécaniques. Les revêtement d'implantation de  $WS_2$  a révélé sa faible résistance à l'abrasion en conditions de forte pression nominale (100 et 350 MPa).

Une seconde campagne à haute température avait pour objectif de sélection des solutions de protection contre le grippage. Le  $WS_2$  couplé à une sous-couche de CrC à haute température (600°C) et faible pression (2, 5, 20 MPa) a manifesté un comportement de glissement dissipatif régulier malgré un coefficient de frottement élevé (0.45). On a pu attribuer ces performances à une forte génération de débris créant un effet de lubrifiant solide à l'interface et protégeant les substrats de l'adhésion. La dynamique de création et de destruction de ces liaisons adhésives et de génération de débris sous l'effet des sollicitations de fretting à chaud pilote l'évolution des interfaces vers un régime de collage (cas  $WS_2$  seul), ou un régime de lubrification solide (cas  $WS_2+CrC$ ).

En plus de l'étude des phénomènes d'endommagements, il s'est avéré nécessaire de pouvoir compter sur des critères fiables d'identification des régimes de fretting. Les seuils de transition des critères usuels (A,B,C, SI) établis par développement analytique pour des contacts ponctuels se transposent mal dans le cas d'interfaces planes fortement rugueuses. La contribution essentielle des phénomènes d'adhésion entre substrats met en défaut les comportements attendus. Nous avons ainsi proposé un critère d'identification basé sur la forme caractéristique des cycles effort-vitesse. Malgré une forte sensibilité au bruit dans les régimes de faible amplitude (SR et PSR), ce critère permet de différencier de façon robuste l'apparition de glissement global et de mesurer le coefficient de frottement moyen.

Un deuxième critère d'analyse représentatif du comportement amortissant des interfaces a été introduit. Il s'agit d'une variante du critère A, notée  $A_{el}$ , pour laquelle l'énergie totale  $E_t$  est remplacée par l'énergie potentielle élastique du système constitué de la piste et de la partie mobile du tribomètre. Nous avons montré que ce critère pouvait servir à identifier finement des comportements en régime de glissement partiel (et donc la transition vers un régime de collage ou de glissement global). Les valeurs maximales observées correspondent à un régime de glissement intermédiaire entre PSR et GSR, que l'on a pu rapprocher du régime de glissement non-coulombien décrit récemment par Hintikka et al. [109]. Ce comportement fortement amortissant se manifeste au sein d'interfaces soumises à des comportements adhésifs sévères. La représentation de l'évolution de  $A_{el}$  en fonction de l'amplitude de débattement maximale  $\delta^*$  a permis un rapprochement avec les approches de la mécanique vibratoire. Les résultats obtenus sont cohérents avec les caractérisations de liaisons boulonnées développées en parallèle dans d'autres travaux de thèse du projet MAIAS [2].

## ***Conclusion : Essais de caractérisation - Essais d'endommagement***

---

De nouvelles méthodes d'essai et d'analyse des endommagements et des cycles de fretting ont été identifiées et mises en place au cours de ces travaux. L'application à des cas de contacts plus élémentaires (bille-plan) dans des conditions d'essai imposées (débattement variable incrémental) sera nécessaire pour mieux formaliser les résultats obtenus - en particulier pour le critère  $A_{el}$  - et isoler la contribution des différents paramètres d'influence. Concernant les seuils d'endommagement des DLC et du  $WS_2$ , la détermination par simulation EF des conditions réelles de pressions de contact à partir de surfométries des surfaces sera une voie de compréhension des seuils d'activation de ces phénomènes.

## Bibliographie générale

- [1] Chaima Hammami Karray. *Intégration de modèles de jonctions dissipatives dans la conception vibratoire de structures amorties*. PhD thesis, Soutenu à l'ENSAM Paris, 2014.
- [2] H. Festjens. *Contribution à la caractérisation et à la modélisation du comportement dynamique des structures assemblées*. PhD thesis, Centrale Paris (soutenu à Supmeca Paris), 2014.
- [3] EM Eden, WN Rose, and PL Cunningham. The endurance of metals : experiments on rotating beams at university college, london. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 81(1) :839–974, 1911.
- [4] P.L. Hurricks. The mechanism of fretting : A review. *Wear*, 15(6) :389 – 409, 1970.
- [5] R.B. Waterhouse. *Fretting Corrosion*. Pergamon, Oxford, 1972.
- [6] M. Varenberg, I. Etsion, and G. Halperin. Slip index : A new unified approach to fretting. *Tribology Letters*, 17(3) :569–573, 2004.
- [7] Krzysztof Kubiak. *Quantification de la fissuration d'un contact soumis a des sollicitations complexes en Fretting wear et fretting fatigue*. PhD thesis, Soutenu à Centrale Lyon, 2006.
- [8] JS Halliday and W Hirst. The fretting corrosion of mild steel. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 236(1206) :411–425, 1956.
- [9] R.W. Neu. Progress in standardization of fretting fatigue terminology and testing. *Tribology International*, 44(11) :1371 – 1377, 2011.
- [10] Standard method fretting fatigue test (jsme s 015), 2002.
- [11] Ressorts - vocabulaire. iso26909 :2009, 2009.
- [12] Roulements - détérioration et défaillance - termes, caractéristiques et causes - iso15243 :2004, 2004.
- [13] JA Collins and SM Marco. The effect of stress direction during fretting on subsequent fatigue life. In *ASTM Proceedings*, volume 64, page 547, 1964.
- [14] J Beard. *An investigation into the mechanisms of fretting fatigue*. PhD thesis, University of Salford, 1982.
- [15] J Dobromirski. Variables of fretting process : are there 50 of them? *ASTM Special Technical Publication*, 1159 :60–60, 1992.
- [16] H. Mohrbacher, J.-P. Celis, and J.R. Roos. Laboratory testing of displacement and load induced fretting. *Tribology International*, 28(5) :269 – 278, 1995.
- [17] L. Gallego. *Fretting et Usure des Contacts Mécaniques : Modélisation Numérique*. PhD thesis, INSA Lyon, 2007.
- [18] Olof Vingsbo and Staffan Soderberg. On fretting maps. *Wear*, 126(2) :131 – 147, 1988.

- [19] RD Mindlin. Compliance of elastic bodies in contact. *Journal of applied mechanics*, 16 :259, 1949.
- [20] Sergio Filippi, Muzio M Gola, and Adnan Akay. Measurement of tangential contact hysteresis during microslip. *Journal of tribology*, 126(3) :482–489, 2004.
- [21] S. Heredia and S. Fouvry. Introduction of a new sliding regime criterion to quantify partial, mixed and gross slip fretting regimes : Correlation with wear and cracking processes. *Wear*, 269(7 - 8) :515 – 524, 2010.
- [22] Siegfried Fouvry, Philippe Kapsa, and Leo Vincent. Quantification of fretting damage. *Wear*, 200(1 - 2) :186 – 205, 1996.
- [23] Z.R. Zhou and L. Vincent. Mixed fretting regime. *Wear*, 181-183, Part 2(0) :531 – 536, 1995. 10th International Conference on Wear of Materials.
- [24] R.B. Waterhouse. Fretting wear. *Wear*, 100 :107 – 118, 1984.
- [25] Robert Barry Waterhouse. *Fretting fatigue*. Elsevier Science & Technology, 1981.
- [26] Y. Berthier, L. Vincent, and M. Godet. Fretting fatigue and fretting wear. *Tribology International*, 22(4) :235 – 242, 1989.
- [27] Laurent Mahe. *Usure du PTFE charge : approche par les débits de troisième corps solide. Application aux segments de piston de compresseur*. PhD thesis, Soutenue à l'INSA Lyon, 2000.
- [28] Jean Ayel. Usure dans les moteurs formes complexes. *Techniques de l'ingénieur Frottement et usure*, base documentaire : TIB464DUO.(ref. article : bm2754), 2014. fr.
- [29] Jean Ayel. Usure dans les moteurs formes fondamentales. *Techniques de l'ingénieur Frottement et usure*, base documentaire : TIB464DUO.(ref. article : bm2753), 2014. fr.
- [30] R.B. Waterhouse. The role of adhesion and delamination in the fretting wear of metallic materials. *Wear*, 45(3) :355 – 364, 1977.
- [31] Yan-Ming Chen and Caroline Richard. Tribomètres et essais tribologiques. *Techniques de l'ingénieur*, base documentaire : TIB466DUO.(ref. article : tri2010), 2011. fr.
- [32] DA Hills' and D Nowell. The development of a fretting fatigue experiment with well defined characteristics. *Standardization of Fretting Fatigue Test Methods and Equipment*, (1159) :69, 1992.
- [33] Leo Vincent, Yves Berthier, and Maurice Godet. Testing methods in fretting fatigue : a critical appraisal. *ASTM SPECIAL TECHNICAL PUBLICATION*, 1159 :33–33, 1992.
- [34] BU Wittkowsky, PR Birch, J Dominguez, and S Suresh. An apparatus for quantitative fretting fatigue testing. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct*, 22(4) :307–320, 1999.
- [35] DW Hoepfner and GL Goss. A new apparatus for studying fretting fatigue. *Review of Scientific Instruments*, 42(6) :817–821, 2003.
- [36] MH Attia. A thermally controlled fretting wear tribometer -a step towards standardization of test equipment and methods. *Wear*, 135(2) :423–440, 1990.

- [37] A. Koenen, P.H. Vermoux, R. Gras, J. Blouet, J.M. Dewulf, and J.M. Démonicault. A machine for fretting fatigue and fretting wear testing in cryotechnical and normal environment. *Wear*, 197 :192–196, 1996.
- [38] P Reybet Degat, ZR Zhou, and L Vincent. Fretting cracking behaviour on pre-stressed aluminium alloy specimens. *Tribology international*, 30(3) :215–223, 1997.
- [39] Mariama Berthou-Camara. *Etude de l'influence de la dynamique de chargement sur le comportement tribologique du contact*. PhD thesis, Paris 6, 2008.
- [40] Satia Cautain. *Etude des mécanismes d'usure en oxygène liquide*. PhD thesis, Centrale Paris (Soutenue à Supmeca Paris), 2014.
- [41] Bernard Garnier. Vibrations des structures industrielles - outils et méthodes d'analyse expérimentale. *Techniques de l'ingénieur*, base documentaire : TIB424DUO.(ref. article : r6192), 2009. fre.
- [42] G.R. Yantio Njankeu Sabeya, J.-Y. Paris, and J. Denape. Utility of a fretting device working under free displacement. *Tribology International*, 42(9) :1330 – 1339, 2009. Special Issue : Fifth International Symposium on Fretting Fatigue.
- [43] CH Hager Jr, JH Sanders, and S Sharma. Effect of high temperature on the characterization of fretting wear regimes at ti6al4v interfaces. *Wear*, 260(4) :493–508, 2006.
- [44] M.E. Kartal, D.M. Mulvihill, D. Nowell, and D.A. Hills. Measurements of pressure and area dependent tangential contact stiffness between rough surfaces using digital image correlation. *Tribology International*, 44(10) :1188 – 1198, 2011.
- [45] Alexander M Korsunsky and Kyungmok Kim. Dissipated energy and friction coefficient evolution during fretting wear of solid lubricant coatings. *Tribology International*, 43(5) :861–867, 2010.
- [46] V. Chaudhry and Satish V. Kailas. Damage quantification under sliding and seizure condition using first-of-a-kind fretting machine. *Wear*, (0) :-, 2013.
- [47] JF Matlik, TN Farris, FK Haake, GR Swanson, and GC Duke. High-frequency, high-temperature fretting-fatigue experiments. *Wear*, 261(11) :1367–1382, 2006.
- [48] Longqiu Li, Izhak Etsion, and Frank E Talke. The effect of frequency on fretting in a micro-spherical contact. *Wear*, 270(11) :857–865, 2011.
- [49] Y Yoon, I Etsion, and FE Talke. The evolution of fretting wear in a micro-spherical contact. *Wear*, 270(9) :567–575, 2011.
- [50] A. Ramalho and J.P. Celis. Fretting laboratory tests : Analysis of the mechanical response of test rigs. *Tribology Letters*, 14(3) :187–196, 2003.
- [51] Simon Henein. *Conception des structures articulées à guidages flexibles de haute précision*. PhD thesis, STI, Lausanne, 2000.
- [52] Shojiro Miyake, Shintaro Kawasaki, and Shohei Yamazaki. Nanotribology properties of extremely thin diamond-like carbon films at high temperatures with and without vibration. *Wear*, 300(1) :189–199, 2013.

- [53] Eriten, Lee, and Polycarpou. Measurements of tangential stiffness and damping of mechanical joints : Direct versus indirect contact resonance methods. *Tribology International*, 50 :35–44, 2012.
- [54] Tomasz Liskiewicz. *Endurance des dépôts durs sous sollicitations variables de fretting wear*. PhD thesis, Ecole centrale de Lyon, Ecully, 2004.
- [55] Adib Soufiane Adamou. *Comportement tribologique et rectivité de l'alliage 718 en atmosphere controlee et a haute temperature*. PhD thesis, 2005.
- [56] Frédéric Christien. *Fragilité intergranulaire de l'acier 17-4 PH en cours de vieillissement*. PhD thesis, Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes, 2001.
- [57] Adeline Bénéteau. *Étude in situ des évolutions microstructurales d'un acier inoxydable martensitique à l'azote au cours d'une succession de traitements thermiques*. PhD thesis, LSG2M Nancy, 2007.
- [58] SpecialMetals. [http ://www.specialmetals.com/products/inconelalloy718.php](http://www.specialmetals.com/products/inconelalloy718.php). Technical report.
- [59] René Gras. *Tribologie : principes et solutions industrielles*. L'Usine nouvelle, 2008.
- [60] Ali Erdemir. Genesis of superlow friction and wear in diamondlike carbon films. *Tribology International*, 37(11-12) :1005 – 1012, 2004. Novel Carbons in Tribology.
- [61] JeFoa Archard. Contact and rubbing of flat surfaces. *Journal of applied physics*, 24(8) :981–988, 1953.
- [62] JF Archard and W Hirst. The wear of metals under unlubricated conditions. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 236(1206) :397–410, 1956.
- [63] Ernest Rabinowicz. *Friction and wear of materials*, volume 2. Wiley New York, 1965.
- [64] Eo Rabinowicz. The determination of the compatibility of metals through static friction tests. *ASLE TRANSACTIONS*, 14(3) :198–205, 1971.
- [65] G.A. Garzino-Demo and F.L. Lama. Friction and wear of metallic and non-metallic surfaces. *Surface and Coatings Technology*, 76 et 77, Part 2(0) :487 – 493, 1995. International Conference on Metallurgical Coatings and Thin Films.
- [66] RC Bill. The role of oxidation in the fretting wear process. 1980.
- [67] Peter Leonard Hurricks and KS Ashford. Paper 20 : The effect of temperature on the fretting wear of mild steel. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, volume 184, pages 165–175. SAGE Publications, 1969.
- [68] Z.R. Zhou, S. Fayeulle, and L. Vincent. Cracking behaviour of various aluminium alloys during fretting wear. *Wear*, 155(2) :317 – 330, 1992.
- [69] CH Hager Jr, JH Sanders, and S Sharma. Characterization of mixed and gross slip fretting wear regimes in ti6al4v interfaces at room temperature. *Wear*, 257 :167 – 180, 2004.

- [70] J. Fontaine, C. Donnet, and A. Erdemir. Fundamentals of the tribology of dlc coatings. In Christophe Donnet and Ali Erdemir, editors, *Tribology of Diamond-Like Carbon Films*, pages 139–154. Springer US, 2008.
- [71] D.F. Moore. A history of research on surface texture effects. *Wear*, 13(6) :381 – 412, 1969.
- [72] C. Donnet and A. Erdemir. Diamondlike carbon films : A historical overview. In A. Erdemir C. Donnet, editor, *Tribology of Diamond-Like Carbon Films : Fundamentals and Applications*, pages 1–10. Springer, 2008.
- [73] NorthEastCoating. Technical report.
- [74] W. Jacob and W. Möller. On the structure of thin hydrocarbon films. *Applied Physics Letters*, 63(13) :1771–1773, 1993.
- [75] J. Robertson. Classification of diamond-like carbons. In Christophe Donnet and Ali Erdemir, editors, *Tribology of Diamond-Like Carbon Films*, pages 13–24. Springer US, 2008.
- [76] Akihiko Saikubo, Noriko Yamada, Kazuhiro Kanda, Shinji Matsui, Tsuneo Suzuki, Koichi Niihara, and Hidetoshi Saitoh. Comprehensive classification of dlc films formed by various methods using nexafs measurement. *Diamond and Related Materials*, 17(710) :1743 – 1745, 2008. Proceedings of Diamond 2007, the 18th European Conference on Diamond, Diamond-Like Materials, Carbon Nanotubes, Nitrides and Silicon Carbide.
- [77] Stephane Neuville and Allan Matthews. A perspective on the optimisation of hard carbon and related coatings for engineering applications. *Thin Solid Films*, 515(17) :6619 – 6653, 2007.
- [78] AndreaC. Ferrari. Non-destructive characterisation of carbon films. In Christophe Donnet and Ali Erdemir, editors, *Tribology of Diamond-Like Carbon Films*, pages 25–82. Springer US, 2008.
- [79] P. Lemoine, J.P. Quinn, P.D. Maguire, and J.A. McLaughlin. Mechanical characterisation and properties of dlc films. In Christophe Donnet and Ali Erdemir, editors, *Tribology of Diamond-Like Carbon Films*, pages 83–101. Springer US, 2008.
- [80] L. Kogut and K. Komvopoulos. Analysis of the spherical indentation cycle for elastic and perfectly plastic solids. *Journal of Materials Research*, 19 :3641–3653, 12 2004.
- [81] Y Pauleau. Residual stresses in dlc films and adhesion to various substrates. In *Tribology of Diamond-Like Carbon Films*, pages 102–136. Springer, 2008.
- [82] Kenneth Holmberg, Helena Ronkainen, Anssi Laukkanen, Kim Wallin, Sture Hogmark, Staffan Jacobson, Urban Wiklund, Roberto M. Souza, and Per Stahle. Residual stresses in tin, {DLC} and mos2 coated surfaces with regard to their tribological fracture behaviour. *Wear*, 267(12) :2142 – 2156, 2009. {NORDTRIB} 2008.
- [83] Chehung Wei and Jui-Ying Yen. Effect of film thickness and interlayer on the adhesion strength of diamond like carbon films on different substrates. *Diamond and Related Materials*, 16 :1325 – 1330, 2007. Proceedings of Diamond 2006, the 17th European Conference on Diamond, Diamond-Like Materials, Carbon Nanotubes, Nitrides and Silicon Carbide Diamond 2006.

- [84] Yoo Jai Won and Hyungson Ki. Effect of film gradient profile on adhesion strength, residual stress and effective hardness of functionally graded diamond-like carbon films. *Applied Surface Science*, 311 :775 – 779, 2014.
- [85] X.L. Peng and T.W. Clyne. Residual stress and debonding of dlc films on metallic substrates. *Diamond and Related Materials*, 7(7) :944 – 950, 1998.
- [86] A. Grill. Review of the tribology of diamond-like carbon. *Wear*, 168 :143 – 153, 1993.
- [87] A. Grill. Tribology of diamondlike carbon and related materials : an updated review. *Surface and Coatings Technology*, 94-95(0) :507 – 513, 1997. 24th International Conference on Metallurgical Coatings and Thin Films.
- [88] E Bisson. *Etude du frottement et de l'usure à des températures élevées (jusqu'à 815° C) ou très basses (-250° C)*. 1961. Livre.
- [89] H. Ronkainen and K. Holmberg. Environmental and thermal effects on the tribological performance of dlc coatings. In Christophe Donnet and Ali Erdemir, editors, *Tribology of Diamond-Like Carbon Films*, pages 155–200. Springer US, 2008.
- [90] Ch Wild and P. Koidl. Thermal gas effusion from hydrogenated amorphous carbon films. *Applied Physics Letters*, 51(19) :1506–1508, 1987.
- [91] L. Rapoport, V. Leshchinsky, I. Lapsker, Yu. Volovik, O. Nepomnyashchy, M. Lvovsky, R. Popovitz-Biro, Y. Feldman, and R. Tenne. Tribological properties of {WS<sub>2</sub>} nanoparticles under mixed lubrication. *Wear*, 255 :785 – 793, 2003. 14th International Conference on Wear of Materials.
- [92] Rapoport, O. Nepomnyashchy, I. Lapsker, A. Verdyan, A. Moshkovich, Y. Feldman, and R. Tenne. Behavior of fullérène like ws<sub>2</sub> nano-particles under severe contact conditions. *Wear*, 2005.
- [93] Chen Shahar, David Zbaida, Lev Rapoport, Hagai Cohen, Tatyana Bendikov, Johny Tannous, Fabrice Dassenoy, and Reshef Tenne. Surface functionalization of ws<sub>2</sub> fullerene-like nanoparticles. *Langmuir*, 26(6) :4409–4414, 2009.
- [94] Rita Rosentsveig, Alex Gorodnev, Noam Feuerstein, H Friedman, Alla Zak, Niles Fleischer, Johny Tannous, Fabrice Dassenoy, and Reshef Tenne. Fullerene-like mos<sub>2</sub> nanoparticles and their tribological behavior. *Tribology letters*, 36(2) :175–182, 2009.
- [95] Meir Redlich, Alex Gorodnev, Yishay Feldman, Ifat Kaplan-Ashiri, Reshef Tenne, Niles Fleischer, Menachem Genut, and Noam Feuerstein. Friction reduction and wear resistance of electro-co-deposited inorganic fullerene-like ws<sub>2</sub> coating for improved stainless steel orthodontic wires. *Journal of Materials Research*, 23 :2909–2915, 11 2008.
- [96] TW Scharf and SV Prasad. Solid lubricants : a review. *Journal of Materials Science*, 48(2) :511–531, 2013.
- [97] P. Carlsson and M. Olsson. Pvd coatings for sheet metal forming processes - a tribological evaluation. *Surface and Coatings Technology*, 200 :4654 – 4663, 2006.

- [98] Maria Nilsson and Mikael Olsson. Tribological testing of some potential {PVD} and {CVD} coatings for steel wire drawing dies. *Wear*, 273(1) :55 – 59, 2011. Selected papers from 14th Nordic Symposium on Tribology, {NORDTRIB} 2010.
- [99] E.E. Vera, M. Vite, R. Lewis, E.A. Gallardo, and J.R. Laguna-Camacho. A study of the wear performance of tin, crn and wc/c coatings on different steel substrates. *Wear*, 271 :2116 – 2124, 2011. 18th International Conference on Wear of Materials.
- [100] Satpal Sharma. Parametric study of abrasive wear of co-crc based flame sprayed coatings by response surface methodology. *Tribology International*, 75(0) :39 – 50, 2014.
- [101] Jenny Eriksson and Mikael Olsson. Tribological testing of commercial crn, (ti,al)n and crc/c {PVD} coatings - evaluation of galling and wear characteristics against different high strength steels. *Surface and Coatings Technology*, 205(16) :4045 – 4051, 2011.
- [102] Aurélie Douard. *Dépôt de carbures, nitrures et multicouches nanostructurées à base de chrome sous pression atmosphérique par DLI-MOCVD nouveaux procédés et potentialités de ces revêtements métallurgiques*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Toulouse-INPT, 2006.
- [103] M. Vite, M. Moreno-RÃos, E.A. Gallardo HernÃndez, and J.R. Laguna-Camacho. A study of the abrasive resistance of sputtered crn coatings deposited on {AISI} 316 and {AISI} {H13} steel substrates using steel particles. *Wear*, 271 :1273 – 1279, 2011. 18th International Conference on Wear of Materials.
- [104] Ozturk, K.V. Ezirmik, K. Kazmanli, M. Urgen, O.L. Eryilmaz, and A. Erdemir. Comparative tribological behaviors of tin, crn and moncu nanocomposite coatings. *Tribology International*, 41(1) :49 – 59, 2008.
- [105] Z.R. Zhou, K. Nakazawa, M.H. Zhu, N. Maruyama, Ph. Kapsa, and L. Vincent. Progress in fretting maps. *Tribology International*, 39(10) :1068 – 1073, 2006. The Fourth International Symposium on Fretting Fatigue The Fourth International Symposium on Fretting Fatigue.
- [106] J.-F. Carton, A.-B. Vannes, and L. Vincent. Basis of a coating choice methodology in fretting. *Wear*, 185(1â? ?2) :47 – 57, 1995.
- [107] J.-F. Carton, A.-B. Vannes, G. Zambelli, and L. Vincent. An investigation of the fretting behaviour of low friction coatings on steel. *Tribology International*, 29(6) :445 – 455, 1996.
- [108] K Kubiak, S Fouvry, and AM Marechal. A practical methodology to select fretting palliatives : Application to shot peening, hard chromium and wc-co coatings. *Wear*, 259(1) :367–376, 2005.
- [109] Jouko Hintikka, Arto Lehtovaara, and Antti Mantyla. Non-coulomb friction in gross sliding fretting conditions with aluminium bronze against quenched and tempered steel. *Tribology International*, 79(0) :151 – 161, 2014.
- [110] Jouko Hintikka, Arto Lehtovaara, and Antti Mantyla. Fretting fatigue and friction of quenched and tempered steel in dry contact with aluminum bronze. *Wear*, 308 :155 – 165, 2013.
- [111] J.L. Dion, G. Chevallier, O. Penas, and F. Renaud. A new multicontact tribometer for deterministic dynamic friction identification. *Wear*, 300 :126 – 135, 2013.

- [112] Fida Madjoub. *Innovative measurement of ultra-low friction : analysis of dynamic free responses characterized by damped oscillatory motion*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2014.
- [113] S Fouvry, Ph Kapsa, and L Vincent. Analysis of sliding behaviour for fretting loadings : determination of transition criteria. *Wear*, 185(1) :35–46, 1995.
- [114] F. P. Bowden and D. Tabor. *The Friction and Lubrication of Solids - Part I*. Clarendon Press, Oxford, 1950.
- [115] F. P. Bowden and D. Tabor. *The Friction and Lubrication of Solids - Part II*. Clarendon Press, Oxford, 1964.
- [116] Kenneth Holmberg, Helena Ronkainen, Anssi Laukkanen, and Kim Wallin. Friction and wear of coated surfaces : scales, modelling and simulation of tribomechanisms. *Surface and Coatings Technology*, 202(4) :1034–1049, 2007.
- [117] M Varenberg, I Etsion, and E Altus. Theoretical substantiation of the slip index approach to fretting. *Tribology Letters*, 19(4) :263–264, 2005.
- [118] C Cattaneo. Sul contatto di due corpi elastici : distribuzione locale degli sforzi. *Rendiconti dell'Accademia nazionale dei Lincei*, 27(3424348) :4344436, 1938.
- [119] Nicolas Peyret. *Dissipation de l'énergie mécanique dans les assemblages : effet du frottement en sollicitation dynamique*. PhD thesis, Université Paris-Est, 2012.
- [120] PW Sandstrom, K Sridharan, and JR Conrad. A machine for fretting wear testing of plasma surface modified materials. *Wear*, 166(2) :163–168, 1993.
- [121] M.Z. Huq and J.P. Celis. Reproducibility of friction and wear results in ball-on-disc unidirectional sliding tests of tin-alumina pairings. *Wear*, 212(2) :151 – 159, 1997.
- [122] G. Yantio Njankeu Sabeya, Paris, Denape, Rivière, and Pichon. Fretting wear du ti6al4v traité et/ou revêtu en débattement non imposé : rôle du troisième corps. In *Tribologie et couplages multiphysiques*, 2006.
- [123] E Sauger, S Fouvry, L Ponsonnet, Ph Kapsa, JM Martin, and L Vincent. Tribologically transformed structure in fretting. *Wear*, 245(1) :39–52, 2000.
- [124] C Langlade, B Vannes, M Taillandier, and M Pierantoni. Fretting behavior of low-friction coatings : contribution to industrial selection. *Tribology International*, 34(1) :49 – 56, 2001.
- [125] Miner, A Milton, et al. Cumulative damage in fatigue. *Journal of applied mechanics*, 12(3) :159–164, 1945.
- [126] JH Griffin. Friction damping of resonant stresses in gas turbine engine airfoils. *Journal of Engineering for Power*, 102(329-333) :29, 1980.
- [127] C-H Menq, J Bielak, and JH Griffin. The influence of microslip on vibratory response, part i : a new microslip model. *Journal of Sound and Vibration*, 107(2) :279–293, 1986.

- [128] C-H Menq, JH Griffin, and J Bielak. The influence of microslip on vibratory response, part ii : A comparison with experimental results. *Journal of Sound and Vibration*, 107(2) :295–307, 1986.
- [129] S. Zucca, D. Di Maio, and D.J. Ewins. Measuring the performance of underplatform dampers for turbine blades by rotating laser doppler vibrometer. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 32(0) :269 – 281, 2012. *Uncertainties in Structural Dynamics*.
- [130] Emmanuel Rigaud, Joel Perret-Liaudet, Michel Belin, Lucille Joly-Pottuz, and Jean-Michel Martin. An original dynamic tribotest to discriminate friction and viscous damping. *Tribology International*, 43(1) :320–329, 2010.
- [131] L. Heller. *Amortissement dans les structures assemblées*. PhD thesis, Université de Franche-Comté, 2005.
- [132] Thomas Schmitt. *Mécanismes de dégradation de revêtements base CrN élaborés par arc-PVD : intérêt d'une nano-architecture*. Theses, Ecole Centrale de Lyon, December 2010.