



Université  
de Toulouse

# THÈSE

En vue de l'obtention du

## DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

**Délivré par :**

Institut National Polytechnique de Toulouse (INP Toulouse)

**Discipline ou spécialité :**

Science et Génie des Matériaux

---

**Présentée et soutenue par :**

M. ALBERTO BENITEZ

le mardi 12 juillet 2016

**Titre :**

DYNAMIQUE EN FRETTING: INFLUENCE DU TYPE  
D'ASSERVISSEMENT ET APPORT DE LA TECHNIQUE D'EMISSION  
ACOUSTIQUE

---

**Ecole doctorale :**

Sciences de la Matière (SDM)

**Unité de recherche :**

Laboratoire de Génie de Productions de l'ENIT (E.N.I.T-L.G.P.)

**Directeur(s) de Thèse :**

M. JEAN DENAPE

M. JEAN-YVES PARIS

**Rapporteurs :**

Mme CECILE LANGLADE, UNIVERSITE BELFORT MONTBELIARD

M. XAVIER ROIZARD, E.N.S. MECANIQUE ET MICROTECHNIQUES

**Membre(s) du jury :**

M. ROCHDI EL ABDI, UNIVERSITE RENNES 1, Président

M. JEAN DENAPE, ECOLE NATIONALE D'INGENIEUR DE TARBES, Membre

M. JEAN-YVES PARIS, ECOLE NATIONALE D'INGENIEUR DE TARBES, Membre

Mme CHRISTINE BOHER, ECOLE NLE SUP DES MINES ALBI CARMAUX, Membre



A Notre Dame de Lourdes,  
A mes parents, Marcelo et Rocío,  
A mes enfants Mateo et Sofia,  
et évidemment à toi Mabelita.

“Cuando dejamos de esperar, lo tenemos todo...”

LEO BUSCAGLIA



## Remerciements

Ce travail de recherche a été mené au sein du Laboratoire Génie de Production de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes dirigé par M. Jean-Yves FOURQUET, ainsi je voudrais remercier à toutes les personnes qui m'ont permis d'aboutir dans ce projet.

Je tiens d'abord à exprimer toute ma reconnaissance à mon directeur de thèse, M. Jean DENAPE, Professeur des Universités, pour me confier ce travail de thèse. Grâce à son encadrement, j'ai pu réaliser mes premiers pas dans le domaine scientifique de la Tribologie. Ses conseils, toujours clairs et motivants, m'ont permis d'avancer jusqu'à l'aboutissement de cette thèse.

Je tiens, aussi, à exprimer mes sincères remerciements à M. Jean-Yves Paris, pour consacrer d'innombrables heures d'écoute et d'encadrement. Sans doute, ses réponses toujours pertinentes et profitables ont été nécessaires pour éveiller mon esprit critique et valider chaque étape du travail.

Je tiendrais aussi remercier à Mme. Sophie Noël, Directrice de l'Equipe de Contacts Electriques du Laboratoire de Génie Electrique de Paris, qui gentiment nous a ouvert les portes du LGEP et qui a inspiré en grande partie cette recherche autour de la problématique de fretting sur des matériaux conducteurs.

Je tiens remercier à M. Rochdi EL ABDI, pour l'honneur qu'il m'a fait de présider ce jury de thèse. Egalement, j'adresse aussi mes sincères remerciements à Mme. Cécile LANGLADE, à Mme. Christine BOHER et à M. Xavier ROIZARD distingués membres du jury pour avoir consacré le temps d'examiner et rapporter mon travail.

Je voudrais aussi remercier à toutes les personnes qu'à l'intérieur du LGP et de l'ENIT (techniciens, ingénieurs, chercheurs, enseignants, secrétaires et personnel) j'ai eu l'occasion d'échanger et qui ont collaboré, de près ou de loin.

Je pense d'une manière spéciale à Mme. Danielle Bartharès, qui nous a ouvert ses portes et nous a offert son inconditionnelle amitié.

Je dois remercier à tous mes collègues doctorants, en spécial à Miguel, Victor, Ronald, Estéban, Malik, Adrien, Vanessa et Quan.

Enfin, ce projet personnel et professionnel n'aurait pas pu aboutir sans le support de mes parents, qui m'ont encouragé et m'ont soutenu depuis le début, et surtout de ma belle épouse Mabel qui m'a suivi, inconditionnellement, dans cette aventure...



# TABLE DE MATIÈRES

INTRODUCTION.....	1
Contexte et problématique scientifique.....	1
NOMENCLATURE.....	3
Paramètres tribologiques.....	3
Approche énergétique.....	4
Quantification de l'usure et de l'endommagement.....	4
Paramètres matériaux.....	5
Paramètres électriques et émission acoustique EA.....	5
Autres.....	6
Chapitre 1.....	7
1. Approche tribologique.....	9
1.1. Système tribologique.....	9
1.2. Circuit tribologique.....	10
2. Notion de fretting.....	11
2.1. Fretting et glissement alternatif.....	11
2.2. Conditions et régimes de glissement.....	12
2.3. Analyse des cycles de fretting.....	13
2.4. Cartes de sollicitation de fretting.....	20
3. Le fretting sur des connecteurs électriques.....	21
3.1. Contacts électriques.....	21
3.2. Matériaux pour connecteurs électriques.....	23
3.3. Mécanismes de perte de conductivité des connecteurs.....	26
3.4. Paramètres influents sur l'endurance d'un contact électrique en fretting.....	27
3.5. Palliatifs contre le fretting.....	30
4. Émission acoustique et tribologie.....	31
4.1. Introduction.....	31

4.2.	Applications à la tribologie .....	34
5.	Approche quantitative de l'usure .....	37
5.1.	Formalismes d'Archard .....	37
5.2.	Approches énergétiques .....	38
6.	Synthèse partielle .....	43
Chapitre 2	.....	47
1.	Types de dispositifs de fretting .....	49
1.1.	Dispositifs selon la cinématique du déplacement du contact .....	49
1.2.	Dispositifs selon le mode d'asservissement .....	50
1.3.	Dispositifs selon le type d'actionneur .....	51
2.	Dispositif expérimental .....	52
2.1.	Partie mécanique .....	53
2.2.	Instrumentation.....	55
2.3.	Paramètres de fretting.....	59
2.4.	Acquisition et traitement des données.....	61
2.5.	Matériaux étudiés .....	70
3.	Analyse des interactions système / réponse tribologique.....	76
3.1.	Influence de la complaisance du bras porte échantillon.....	76
3.2.	Détermination de la complaisance du contact.....	81
3.3.	Analyse de la dynamique du système.....	85
3.4.	Influence du mode d'asservissement.....	87
3.5.	Influence de la nature des matériaux .....	93
4.	Synthèse partielle .....	94
Chapitre 3	.....	97
1.	Réponse du contact selon le mode de génération du mouvement.....	99
1.1.	Analyse des forces de frottement .....	99
1.2.	Influence de la fréquence d'excitation .....	102
1.3.	Influence de la charge normale .....	103
1.4.	Observations des traces d'usure .....	106
1.5.	Analyse des signaux en émission acoustique .....	108



1.6.	Résistance électrique du contact.....	112
1.7.	Synthèse partielle .....	114
2.	Influence de conditions opératoires.....	115
2.1.	Plan d'expériences : conditions expérimentales.....	115
2.2.	Réponses tribologiques.....	118
2.3.	Réponse en endommagement et usure .....	127
2.4.	Mécanismes d'usure .....	134
2.5.	Réponse électrique .....	139
2.6.	Réponse acoustique .....	146
2.7.	Synthèse partielle .....	160
3.	Influence du matériau sur la signature acoustique .....	162
3.1.	Propriétés des revêtements et réponses tribologiques .....	163
3.2.	Analyse des réponses acoustiques.....	165
3.3.	Corrélation entre paramètres d'émission acoustique, résistance électrique du contact et force tangentielle de frottement pour des contacts revêtus.....	169
4.	Synthèse partielle .....	173
	CONCLUSION GÉNÉRALE.....	175
	PERSPECTIVES.....	177
	ANNEXES .....	179
	ANNEXE 1 .....	181
	Régimes de contact.....	181
	Contact Élastique-Théorie du contact de Hertz.....	181
	Influence de la rugosité sur la déformation plastique .....	183
	ANNEXE 2 .....	185
	Calibration du capteur sans contact.....	185
	ANNEXE 3 .....	187
	Mesure de la résistance électrique de contact .....	187
	Modèle de Holm.....	187
	Principe de montage à quatre fils .....	188
	Mise en œuvre du circuit de mesure de résistance de contact.....	189
	ANNEXE 4 .....	191

Routine de traitement de données .....	191
ANNEXE 5 .....	205
Plans de la matrice de pliage des échantillons .....	205
ANNEXE 6 .....	207
Système de contrôle-commande du dispositif de fretting .....	207
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES .....	211

# INTRODUCTION

## Contexte et problématique scientifique

Le fretting concerne la plupart des contacts mécaniques (liaisons quasi statiques) affectés de mouvements relatifs, cycliques de faible amplitude, induits par des ambiances vibratoires ou par des contraintes thermiques. Cette sollicitation est l'une des principales causes qui affecte l'endurance des connecteurs électriques dans les transports. Le fretting constitue donc un problème sérieux en termes de fiabilité dans les systèmes électroniques embarqués en raison des perturbations dans la transmission des signaux, conséquence d'une perte irréversible de la conductivité électrique du matériau.

Par ailleurs, il est communément admis aujourd'hui que frottement et usure ne sont pas des propriétés intrinsèques mais des propriétés d'usage, qui dépendent non seulement de la nature et des propriétés des matériaux mais également des conditions opératoires et de la rhéologie des couches interfaciales. En particulier, la rigidité du tribo-système constitue un paramètre prépondérant, notamment lorsqu'il s'agit de reproduire une sollicitation de fretting. Ainsi, la littérature décrit de nombreux dispositifs de fretting où l'endommagement par usure est généralement simulé en faisant le choix de piloter l'actionneur en déplacement. La réponse du contact se caractérise alors par des variations de l'effort de frottement et l'usure dépend principalement de paramètres opératoires imposés, amplitude de débattement et charge normale, ce qui permet de déterminer aisément des cinétiques d'usure.

Depuis une quinzaine d'année, une approche originale est développée au sein du LGP, privilégiant un pilotage en force de l'actionneur. Dans cette situation, le contact s'adapte en donnant simultanément une réponse en termes d'effort tangentiel et de déplacement. La thèse de Ghislain Yantio (2007) a montré que les conditions de grippage pouvaient être étudiées dans cette configuration de fonctionnement et que l'usure pouvait être abordée, moyennant l'introduction d'un coefficient énergétique d'usure. Celle de Guralp Ural (2011) a montré que la technique d'émission acoustique pouvait être d'un grand intérêt pour caractériser les mécanismes d'accommodation de vitesse. A la suite de ces travaux, une première question a émergé naturellement : le mode d'asservissement, à débattement imposé ou à force d'actionneur imposé, influe-t-il sur les résultats d'un essai de fretting ?

Lors d'une discussion, ce sujet a été abordé avec Sophie Noël, directrice scientifique de l'Équipe Contacts Électriques du Laboratoire de Génie Électrique de Paris (LGEP-UMR 8507), dans le cadre de la dégradation par fretting des contacts électriques dits de « bas niveau », affectant préférentiellement les systèmes embarqués dans le secteur des transports. Les travaux dans ce domaine sont principalement orientés vers l'étude de solutions palliatives (revêtements conducteurs nobles et non nobles) ou vers l'introduction d'un lubrifiant (troisième corps) capable de retarder la perte inéluctable de la conductivité électrique. Alors que les caractérisations des dégradations *post mortem* ont fait l'objet d'analyses approfondies, en particulier physicochimiques et que les mécanismes responsables de la perte de conductivité sont bien établis, la dynamique de l'interface et la rhéologie du troisième corps

restent encore peu exploitées. Une seconde question s'est alors imposée : la technique d'émission acoustique est-elle capable de différencier les mécanismes d'accommodation purement mécaniques du contact, des mécanismes responsables de la perte de conductivité ?

Ce travail de thèse s'est déroulé dans le cadre d'une bourse du MESR au sein de l'équipe Interfaces et Matériaux Fonctionnels (IMF) du Laboratoire Génie de Production de l'École Nationale de Tarbes (LGP/ENIT) dans un contexte inspiré par les matériaux utilisés dans la connectique de bas niveau pour applications tribologiques. L'objectif de cette étude est de proposer une approche tribologique approfondie à la fois globale et locale en intégrant les concepts de triplet et de circuit tribologiques, afin de mieux comprendre les mécanismes d'accommodation mis en jeu ainsi que l'évolution du troisième corps, responsable de la perte de fonctionnalité électrique du contact en y associant la technique d'émission acoustique.

Ce mémoire est divisé en trois chapitres :

- Le premier chapitre regroupe les repères bibliographiques autour de la problématique du fretting en mettant l'accent sur l'approche du troisième corps. L'étude bibliographique a balayé les travaux de recherche concernant le fretting dans des contacts électriques ainsi que les différentes approches énergétiques proposées par les différents auteurs. L'utilisation de la technique des EA en frottement est aussi abordée.
- Le deuxième chapitre inclut une brève synthèse des dispositifs expérimentaux utilisés par ailleurs pour simuler le fretting. La méthodologie expérimentale décrit les caractéristiques techniques du dispositif du LGP, le matériau utilisé (CuSn6), le protocole d'acquisition et de traitement des données. Ce chapitre inclut aussi une comparaison de la dynamique des deux modes d'asservissement, à débattement imposé et à force d'actionneur imposée pour mettre en évidence l'interaction entre les éléments du système. Enfin l'influence de la complaisance du dispositif et de la nature de matériau (CuSn6, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, PTFE) est abordée.
- Le troisième chapitre présente dans un premier temps, la comparaison entre les deux modes possibles d'asservissement en termes de réponse du contact (réponses tribologiques, électriques et acoustiques). Dans un deuxième temps, un plan d'expériences a été proposé pour étudier simultanément l'influence des conditions opératoires sur la réponse en fretting-usure d'un contact CuSn6-CuSn6 en déplacement imposé. Une analyse de la variance des réponses a permis de hiérarchiser les quatre conditions opératoires choisies (amplitude de déplacement, charge normale, fréquence d'excitation et intensité de courant) et d'identifier les couplages existants. Une analyse comparative en utilisant trois revêtements (Au, Ag et Ni) permet d'étudier l'influence du matériau sur la réponse acoustique.

Finalement, une conclusion générale résume les points remarquables autour de la caractérisation complète du dispositif de fretting ainsi que les résultats obtenus en utilisant une approche locale pour la compréhension de la dégradation du contact en intégrant les réponses tribologiques, électriques et acoustiques.

# NOMENCLATURE

## Paramètres tribologiques

GP	Condition de glissement partiel
GT	Condition de glissement total
RGP	Régime de glissement partiel
RGT	Régime de glissement total
RGM	Régime de glissement mixte
$Q_s$	Débit source
$Q_i$	Débit interne
$Q_e$	Débit externe
$Q_r$	Débit de recirculation
$Q_w$	Débit d'usure
$a$	Rayon du cercle de contact sphère/plan ( $\mu\text{m}$ )
$h$	Hauteur de plan de frottement (mm)
$2\delta$	Amplitude de déplacement ( $\mu\text{m}$ )
$\delta$	Demi-amplitude de déplacement ( $\mu\text{m}$ )
$\delta_1$	Demi-amplitude de déplacement mesurée par le capteur LVDT inductif ( $\mu\text{m}$ )
$\delta_2$	Demi-amplitude de déplacement mesurée par le capteur à courant de Foucault ( $\mu\text{m}$ )
$\delta_i$	Demi-amplitude de déplacement imposé ( $\mu\text{m}$ )
$D$	Distance totale parcourue (m)
$\delta_o$	Demi-amplitude de glissement (ouverture de cycle) ( $\mu\text{m}$ )
$D_0$	Distance totale glissée (m)
$F_a$	Force d'actionneur (N)
$F_{ai}$	Force d'actionneur imposée (N)
$F_N$	Charge normale (N)
$F_T$ (ou $Q$ )	Force tangentielle de frottement (N)
$\overline{F_T}$	Force tangentielle de frottement moyenne par cycle (N)
$F_T^+$	Force tangentielle de frottement positive (maximale) dans un cycle (N)
$F_T^-$	Force tangentielle de frottement négative (minimale) dans un cycle (N)
$N_c$	Nombre de cycles de l'essai
$t$	Durée d'essai (s)
$f$	Fréquence d'excitation (Hz)
$f_e$	Fréquence d'échantillonnage (Hz)
$\mu$	Coefficient de frottement
$K$	Raideur total mesuré dans les cycles de fretting ( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ )
$K_c$	Raideur du contact ( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ )
$k_1$	Raideur globale de la partie fixe du dispositif ( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ )
$k_2$	Raideur globale de la partie mobile du dispositif ( $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ )
$c_1$	Coefficient d'amortissement de la partie fixe du dispositif ( $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ )
$c_2$	Coefficient d'amortissement de la partie mobile du dispositif (caoutchouc) ( $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$ )

$C_m$	Complaisance totale mesurée ( $m \cdot N^{-1}$ )
$C_s$	Complaisance du système ( $m \cdot N^{-1}$ )
$C_c$	Complaisance du contact ( $m \cdot N^{-1}$ )
$C_b$	Complaisance du bras porteur ( $m \cdot N^{-1}$ )
$C_f$	Complaisance du contact ( $m \cdot N^{-1}$ )
$E_d$	Énergie dissipée par le contact ( $\mu J/\text{cycle}$ ), correspondant à l'aire du cycle
$E_{dt}$	Énergie totale dissipée (J), somme de l' $E_d$ pendant la totalité de l'essai
$E_0$	Énergie dissipée pendant la phase de glissement ( $\mu J/\text{cycle}$ ), correspondant à l'aire du parallélogramme circonscrit au cycle de fretting, soit $E_0 = 4\delta_0 \cdot F_T$
$E_{dt0}$	Énergie totale de glissement (J), somme de l' $E_0$ pendant la durée de l'essai
$E_t$	Énergie totale du cycle ( $\mu J/\text{cycle}$ ), correspondant à l'aire du rectangle circonscrit au cycle de fretting.

## Approche énergétique

$V$	Volume usé du contact ( $m^3$ )
$k$	Coefficient d'usure
$U$	Taux d'usure ( $m^3 \cdot N \cdot m^{-1}$ )
$FW$	Facteur d'usure (J)
$GY$	Coefficient énergétique d'usure ( $m^2 \cdot J^{-1}$ )
$\alpha_u$	Coefficient énergétique d'usure ( $m^3 \cdot J^{-1}$ )
$\gamma_c$	Coefficient énergétique d'usure normalisée ( $\mu m^3 \cdot J^{-1}$ )
$K_e$	Paramètre énergétique d'usure ( $m^3 \cdot J^{-1}$ )

## Quantification de l'usure et de l'endommagement

$V$	Volume de matière perdue ( $\mu m^{-3}$ )
$V^+$	Volume de matière transférée ( $\mu m^{-3}$ )
$V_f^-$	Volume perdu par le frotteur ( $\mu m^{-3}$ )
$V_f^+$	Volume excédentaire dans le frotteur ( $\mu m^{-3}$ )
$V_f$	Volume d'usure du frotteur ( $\mu m^{-3}$ )
$V_p^-$	Volume perdu par l'échantillon plan ( $\mu m^{-3}$ )
$V_p^+$	Volume excédentaire dans l'échantillon plan ( $\mu m^{-3}$ )
$V_p$	Volume d'usure de l'échantillon plan ( $\mu m^{-3}$ )
$V_s$	Volume de matière totale perdue par le contact ( $\mu m^{-3}$ )
$V_i$	Volume de matière totale transférée dans le contact ( $\mu m^{-3}$ )
$V_u$	Volume d'usure du contact ( $\mu m^{-3}$ )
$V_e$	Volume d'endommagement du contact ( $\mu m^{-3}$ )
$U_e$	Taux d'endommagement ( $m^3 \cdot N \cdot m^{-1}$ )
$\alpha_e$	Coefficient énergétique d'endommagement ( $\mu m^3 \cdot J^{-1}$ )

## Paramètres matériaux

$\rho$	Résistivité électrique ( $\mu\Omega \cdot \text{cm}$ )
$HV$	Dureté Vickers
$E$	Module de Young (GPa)
$\nu$	Coefficient de Poisson
$R_a$	Rugosité arithmétique (nm)
$R_a$	Rugosité quadratique (nm)
$R_{sk}$	Facteur d'asymétrie
$p_m$	Pression de contact de Hertz moyenne (GPa)
$p_{max}$	Pression de contact de Hertz maximale (GPa)
$R_e$	Limite élastique (MPa)
$R^*$	Rayon de courbure équivalent des massifs en contact (m)
$R_1$	Rayon de courbure de la sphère (m)
$R_2$	Rayon de courbure du plan, soit $\infty$
$E^*$	Module d'élasticité effectif (MPa)
$d_o$	Rapprochement maximal des surfaces ( $\mu\text{m}$ )
$\tau_{max}$	Coefficient de cisaillement maximal (GPa)
$p_e$	Pression de plastification (GPa)

## Paramètres électriques et émission acoustique EA

$R_c$	Résistance électrique de contact ( $\Omega$ )
$\overline{R_c}$	Résistance électrique de contact moyenne par cycle ( $\Omega$ )
$R_c^{\max}$	Résistance électrique de contact maximale dans un cycle ( $\Omega$ )
$R_c^{\min}$	Résistance électrique de contact minimale dans un cycle ( $\Omega$ )
$R_c^*$	Seuil de résistance électrique de contact donné ( $\Omega$ )
$V_o$	Tension de sortie du circuit à 4 fils (V)
$I$	Intensité de courant (mA)
$L$	Longueur du conducteur (m)
$S$	Section du conducteur ( $\text{m}^2$ )
$R_f$	Résistance électrique du conducteur (fils) ( $\Omega$ )
$G$	Gain de l'amplificateur de tension de sortie du circuit à 4 fils de mesure de $R_c$
$N_0$	Endurance électrique lors avec un seuil de 0,02 m $\Omega$ (nombre de cycles)
$N_1$	Endurance électrique avec un seuil de 0,1 $\Omega$ (nombre de cycles)
$\Delta N$	Durée de la phase transitoire de $R_c$ (nombre de cycles)
$E_{abs}$	Énergie absolue acoustique (aJ)
$s(t)$	Signal acoustique en fonction du temps
$R_e$	Résistance de référence du dispositif d'émission acoustique.
$T$	Période de mesure de la salve acoustique ( $\mu\text{s}^{-1}$ )
$f_c$	Fréquence du centroïde (kHz)
$A_{ea}$	Amplitude des émissions acoustiques (dB <sub>ea</sub> )
$N_{hits}$	Nombre de salves acoustiques

$N_{\text{counts}}$  Nombre de coups, nombre de dépassements du seuil (28 dB<sub>ea</sub>) dans la salve

## **Autres**

- $N_e$  Nombre d'essais proposées pour le plan d'expérience  
 $j$  Nombre de facteurs choisis pour élaborer e plan d'expérience  
 $F$  Facteur de variabilité (ANOVA)  
 $p$  probabilité d'avoir une variabilité du facteur  $F$  (ANOVA)



## Chapitre 1

# REPÈRES BIBLIOGRAPHIQUES

*Ce chapitre compile les références bibliographiques autour de la problématique du fretting. Les notions de système tribologique sont abordées par l'approche du troisième corps. L'accent a été porté sur les caractéristiques principales des cycles de fretting en glissement total ainsi que sur celles utilisées dans le calcul de l'énergie dissipée en prenant en compte l'effet de la rigidité globale. Le comportement tribologique et électrique des contacts électriques est ensuite abordé en synthétisant les travaux menés par différents auteurs, afin de mieux se situer face à l'influence des matériaux (premiers corps) et du système (dispositif). La technique de mesure par émission acoustique est présentée comme un outil innovant pouvant être appliqué à l'étude de la vie d'un contact électrique. Finalement, une synthèse des différentes approches énergétiques d'usure est proposée.*

## Chapitre 1

1.	Approche tribologique.....	9
1.1.	Système tribologique.....	9
1.2.	Circuit tribologique.....	10
2.	Notion de fretting.....	11
2.1.	Fretting et glissement alternatif.....	11
2.2.	Conditions et régimes de glissement.....	12
2.3.	Analyse des cycles de fretting.....	13
2.4.	Cartes de sollicitation de fretting.....	20
3.	Le fretting sur des connecteurs électriques.....	21
3.1.	Contacts électriques.....	21
3.2.	Matériaux pour connecteurs électriques.....	23
3.3.	Mécanismes de perte de conductivité des connecteurs.....	26
3.4.	Paramètres influents sur l'endurance d'un contact électrique en fretting.....	27
3.5.	Palliatifs contre le fretting.....	30
4.	Émission acoustique et tribologie.....	31
4.1.	Introduction.....	31
4.2.	Applications à la tribologie.....	34
5.	Approche quantitative de l'usure.....	37
5.1.	Formalismes d'Archard.....	37
5.2.	Approches énergétiques.....	38
6.	Synthèse partielle.....	43

## 1. Approche tribologique

Pendant les 50 dernières années, les tribologues sont passés de la tribologie des corps massifs (ou matériaux) à la tribologie des surfaces et enfin à la tribologie des interfaces. La *tribologie des interfaces* se distingue en matérialisant l'interphase entre les deux corps frottants et en lui affectant des propriétés différentes de celles des corps massifs qui la bordent. On appelle cette interface le *troisième corps* par analogie aux *premiers corps* en contact<sup>1</sup>. Elle se rapproche ainsi de la lubrification qui confère au film d'huile des caractéristiques propres. Néanmoins, elle ne propose aucun formalisme prédictif permettant de connaître les sollicitations dans un contact. Cependant, cette approche constitue un puissant outil d'analyse et un cadre rigoureux pour toutes les études tribologiques en général.

L'origine de ce troisième corps peut être artificielle (lubrifiants) ou naturelle (produite par les corps en contact). Dans ce dernier cas, le mécanisme implique la rupture du matériau le moins cohésif conduisant à l'apparition de débris piégés dans le contact. Parmi les débris présents à l'interface, on distingue ceux qui s'éliminent hors du contact au fur et à mesure de leur formation et les débris qui restent adhérents aux surfaces après ouverture du contact. Les premiers sont à l'origine de l'usure, les seconds constituent le film de transfert.

### 1.1. Système tribologique

Les systèmes tribologiques sont habituellement définis comme des systèmes mécaniques, formés de deux matériaux antagonistes en contact, animés d'un mouvement relatif (Figure 1.1). Ces deux solides (les deux premiers corps) évoluent dans un milieu ambiant et peuvent être séparés par un film intercalaire (le troisième corps).

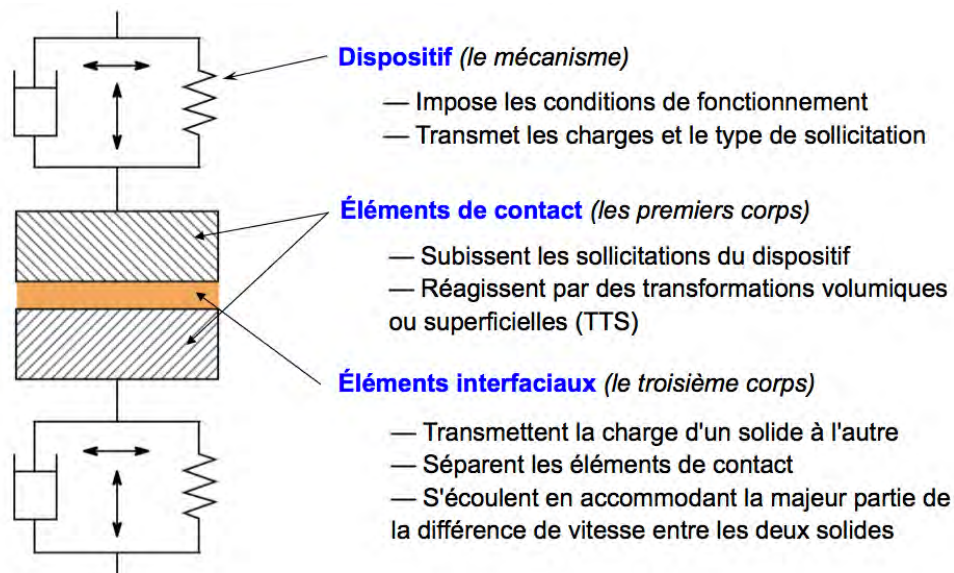


Figure 1.1 : Système tribologique.

<sup>1</sup> GODET M., The third body approach, a mechanical view of wear, *Wear* 100, pp. 437-452, 1984.

Sur le plan tribologique, le troisième corps est donc un opérateur qui transmet la charge (ou portance) d'un premier corps sur l'autre et accommode en s'écoulant (débit) d'une façon dissipative (frottement) l'essentiel de la différence de vitesse entre deux corps. Les troisièmes corps séparent partiellement ou entièrement les premiers corps. Ils sont introduits dans le contact par entraînement cinématique (lubrifiants solides ou liquides) ou par formation *in situ* (particules détachées). En effet, l'ensemble de ces particules détachées va modifier l'aire de contact en s'agglomérant entre elles et à la surface des corps en contact sous forme d'un film intercalaire. Son rôle et surtout ses mécanismes d'action ne sont pas encore parfaitement définis, mais tous les auteurs s'accordent sur le fait que le troisième corps modifie la topographie et donc la répartition des contraintes en surface et finit par contrôler à terme le frottement et l'usure. L'interface d'un tel système devient alors le siège de phénomènes dissipatifs en énergie, regroupés sous le terme générique de frottement.

## 1.2.Circuit tribologique

De nombreux modèles décrivent l'usure en termes de processus physiques fondamentaux, mais aucun n'est réellement satisfaisant<sup>2</sup>. Sur le plan fondamental, la tribologie des interfaces remet en cause les processus classiques d'usure (abrasion, adhésion, fatigue) et leur substitue l'enchaînement suivant, centré sur la vie du troisième corps :

- détachement de particules,
- piégeage de ces particules,
- formation d'un lit de particules (troisième corps).

Ce processus conduit à l'établissement d'un régime stationnaire de détachement et d'élimination de ces particules. Le circuit tribologique permet alors une approche fonctionnelle de l'usure à partir de la notion de troisième corps qui établit des relations entre les mécanismes microscopiques et les propriétés macroscopiques (usure, frottement, portance) des systèmes tribologiques. Pour un contact élémentaire, le circuit tribologique décrit ainsi les différents débits de troisième corps susceptibles d'être activés dans un contact. Ces débits sont (Figure 1.2) :

- Le débit source  $Q_s$  : obtenu par détachement de particules lors de la dégradation des premiers corps ou par alimentation externe en troisième corps artificiel (lubrifiant solide, liquide ou gazeux) ;
- Le débit interne  $Q_i$  ou circulation du troisième corps dans le contact ;
- Le débit externe  $Q_e$  ou troisième corps éjecté du contact. Ce débit se scinde en un débit de recirculation  $Q_r$  qui correspond aux particules réintroduites dans le contact et en un débit d'usure  $Q_w$  des particules *définitivement perdues* pour le contact.

---

<sup>2</sup> MENG H. C., LUDEMA K. C., Wear models and predictive equations: their form and content, *Wear* 181-183, pp. 443-457, 1995.

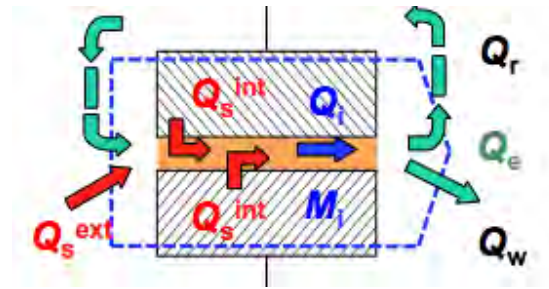


Figure 1.2 : Circuit tribologique illustrant les différents débits de particules circulant dans un contact.

## 2. Notion de fretting

### 2.1. Fretting et glissement alternatif

Dans la littérature, le fretting est habituellement décrit comme une sollicitation de frottement résultant d'un mouvement oscillant de faible amplitude entre deux surfaces en contact. Le fretting se retrouve dans presque toutes les liaisons mécaniques quasi statiques soumises à des ambiances vibratoires et/ou des ambiances thermiques variables<sup>3,4</sup>. Ce phénomène affecte fortement certains domaines comme les transports ou les travaux publics ayant comme conséquence de perturber l'intégrité des surfaces des solides en contact<sup>5,6</sup>.

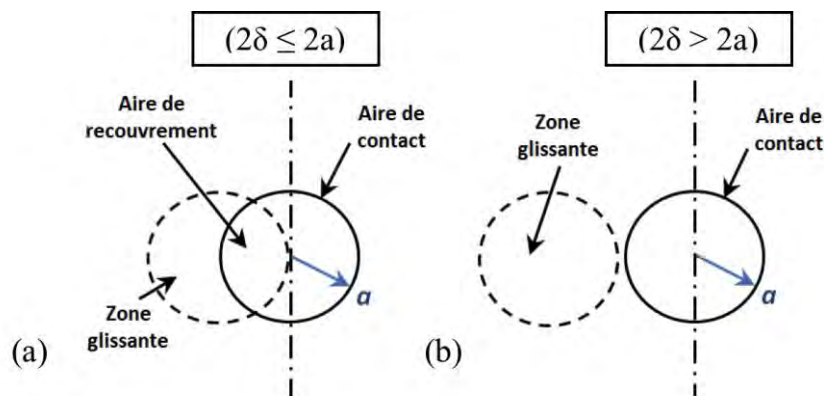


Figure 1.3 : (a) Sollicitation de fretting et (b) glissement alternatif, où  $2a$  représente le diamètre de contact et  $2\delta$  l'amplitude totale de déplacement.

Le terme de faible amplitude associé au fretting peut être ambigu et il est nécessaire de le distinguer du frottement alternatif. On parle de fretting lorsqu'il existe une aire de recouvrement permanente du contact pendant toute la durée de la sollicitation. Ainsi, en contact sphère-plan, la condition de fretting est réalisée lorsque l'amplitude de déplacement  $2\delta$  reste strictement inférieure au diamètre du cercle de contact  $2a$  (Figure 1.3).

<sup>3</sup> ZHOU Z. R., PELLERIN V., VINCENT L., Wear mechanisms in fretting of aluminium alloys, *Proc. of the 2<sup>nd</sup> Int. Conf. on Aluminium Alloys*, Beijing China, pp. 642–647, 1990.

<sup>4</sup> WATERHOUSE R. B., *Fretting Fatigue*, Elsevier Applied Science, London, 1981.

<sup>5</sup> VINGSBO O., SÖDERBERG S., On fretting maps, *Wear* 126, pp. 131-147, 1988.

<sup>6</sup> FOUVRY S., FRIDRICI V., LANGLADE C., KAPSA Ph., VINCENT L., Palliatives in fretting: a dynamical approach, *Tribology Int.* 39, pp. 1005-15, 2006.

## 2.2. Conditions et régimes de glissement

Trois conditions peuvent être définies selon l'amplitude du déplacement pour une charge normale  $F_N$  donnée<sup>5</sup>.

### Condition d'adhérence (collage)

Le contact reste bloqué (collé) et l'accommodation des déplacements se produit par déformation (élastique ou plastique) dans le volume des matériaux ou du dispositif. Cette condition d'adhérence se caractérise dans un diagramme force tangentielle  $F_T$  en fonction du déplacement  $\delta$  par un cycle fermé à pente linéaire (Figure 1.4a). Cette condition se rencontre dans plusieurs types de situations : soit pour des déplacements relatifs des deux corps très faibles ou des forces normales élevées, soit pour de forts coefficients de frottement, soit encore pour de faibles rigidités du dispositif.

### Condition de glissement partiel (GP)

L'augmentation de l'amplitude du déplacement entraîne l'apparition d'une zone de glissement en périphérie du contact (anneau de Mindlin) tout en maintenant une zone centrale toujours bloquée. On parle alors de condition de glissement partiel (GP). Le diagramme  $F_T = f(\delta)$  montre alors une légère ouverture du cycle, dont les parties linéaires s'incurvent légèrement aux extrémités du contact (Figure 1.4b).

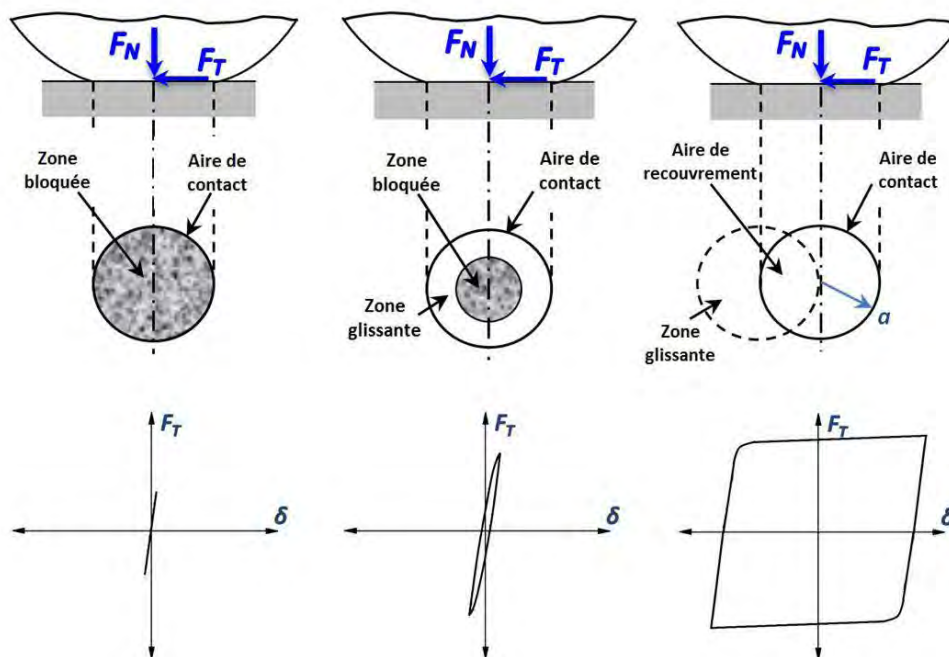


Figure 1.4 : (a) Collage, (b) Glissement partiel et (c) Glissement total.

### Condition de glissement total (GT)

Pour des amplitudes de déplacement plus grandes, la zone collée disparaît totalement et un déplacement relatif complet s'établit entre les deux corps en contact. Il s'agit de la condition de glissement totale (GT) où l'on peut définir un coefficient de frottement  $\mu$  comme le rapport

classique de la force tangentielle sur la charge normale  $F_T/F_N$ . Le cycle présente alors une forme quadratique ouverte (Figure 1.4c).

Si une condition de glissement partiel ou total se maintient tout au long de l'essai, on parle respectivement de *régime de glissement partiel* (RGP) ou de *régime de glissement total* (RGT). Au contraire, lorsqu'on enregistre le passage d'une condition à une autre au cours d'un même essai, on parle alors de *régime mixte* (RGM).

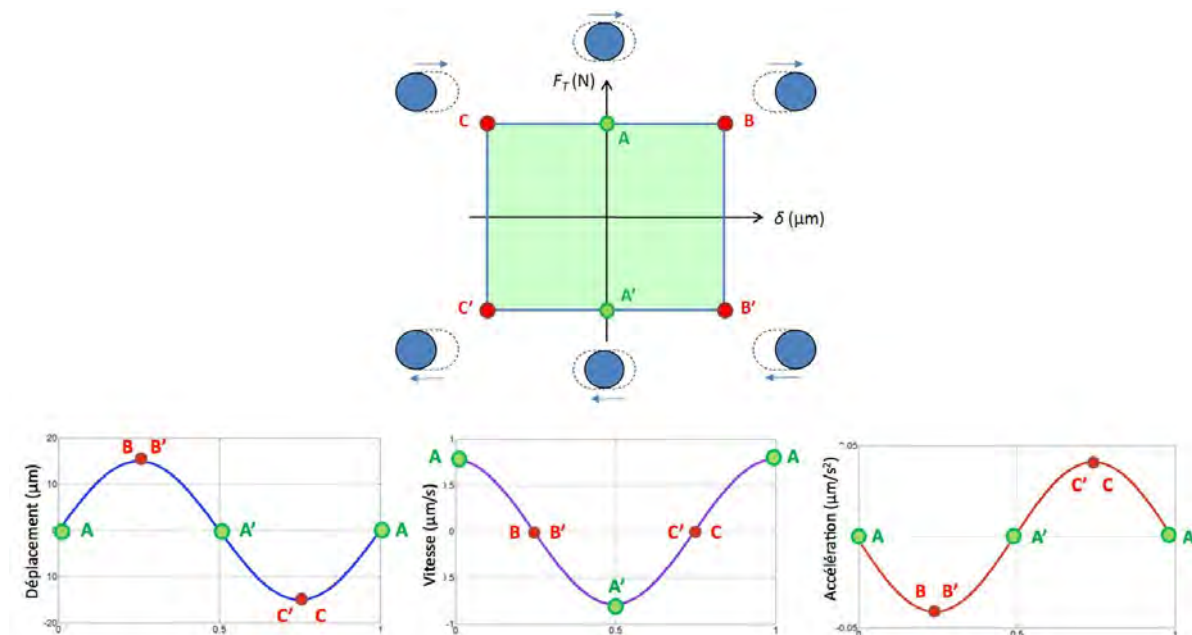
### 2.3. Analyse des cycles de fretting

#### *Description d'un cycle idéal de fretting en glissement total*

Considérons un cycle de fretting idéal respectant les hypothèses suivantes :

- Déplacement obtenu par une commande sinusoïdale,
- Rigidité (contact et dispositif) infinie,
- Force tangentielle de frottement constante tout au long du glissement.

Ce cycle idéal se traduit par une forme quadratique symétrique dans un diagramme  $F_T = f(\delta)$  avec des pentes verticales aux changements de sens de glissement (Figure 1.5).

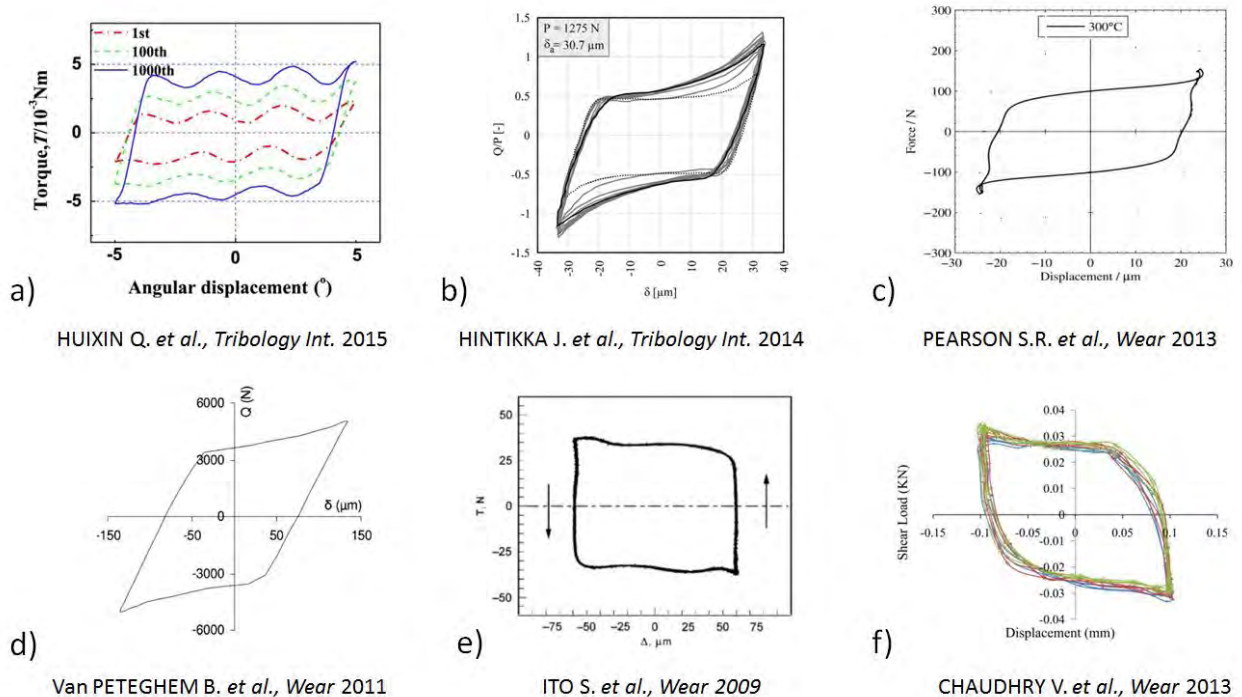


**Figure 1.5 : Cinématique d'un cycle idéal en fretting en glissement total avec profils associés en déplacement, vitesse et accélération.**

Le début du cycle a été arbitrairement représenté par le point A, au centre du contact. En régime permanent, ce point A correspond à la vitesse maximale du frotteur et a donc une accélération nulle. La vitesse décroît du point A au point B et s'annule en B à l'une des extrémités de la piste de glissement. Le segment BB' correspond au premier changement de direction du frotteur. Ces points caractérisent les zones de décélération puis d'accélération les plus élevées du cycle. Le glissement reprend de B' vers A' par une phase d'accélération puis de A' à C' par une phase de décélération. Le segment C'C correspond au second changement de direction du frotteur. Le glissement reprend en C et atteint A où se ferme le cycle.

### Zoologie de cycles de fretting en glissement total

La littérature montre de nombreux cycles de fretting ne présentant pas les caractéristiques d'un cycle idéal. Cette grande différence va dépendre principalement du triplet tribologique établi par les chercheurs pour la reproduction de la sollicitation de fretting (Figure 1.6).



**Figure 1.6 : Différentes formes des cycles de fretting obtenues dans la littérature (a) Huixin *et al.*<sup>7</sup>, (b) Hintikka *et al.*<sup>8</sup>, (c) Pearson *et al.*<sup>9</sup>, (d) Van Peteghem *et al.*<sup>10</sup>, (e) Ito *et al.*<sup>11</sup>, (f) Chaudhry *et al.*<sup>12</sup>**

La Figure 1.7 illustre les trois grandes catégories de modification observables sur tous ces cycles provenant de sources très diverses. On observe :

- Des pentes non verticales aux changements de direction de glissement (repère 1) ;
- Des pointes ou des boucles correspondant à l'arrivée du frotteur aux extrémités du cycle (repère 2) ;
- Un comportement non linéaire au cours des phases de glissement (repère 3).

<sup>7</sup> QUAN H., GAO S., ZHU M, YU H., Comparison of the torsional fretting behavior of three porous titanium coatings for biomedical applications, *Tribology Int.* 92, pp. 29-37, 2015.

<sup>8</sup> HINTIKKA J., LEHTOVAARA A., MÄNTYLÄ A, Non-Coulomb friction in gross sliding fretting conditions with aluminum bronze against quenched and tempered steel, *Tribology Int.* 79, pp. 151-161, 2014.

<sup>9</sup> PEARSON S. R., SHIPWAY P. H., ABERE J. O., HEWITT R. A. A., The effect of temperature on wear and friction of high strength steel in fretting, *Wear* 303, pp. 622-631, 2013.

<sup>10</sup> VAN PETEGHEM B., FOUVRY S., PETIT J., Effect of variable normal force and frequency on fretting wear response of Ti-6Al-4V contact, *Wear* 271 (9), pp. 1535-1542, 2011.

<sup>11</sup> ITO S, SHIMA M., JIBIKI T., AKITA H., The relationship between AE and dissipation energy for fretting wear, *Tribology Int.* 42 (2), pp. 236-242, 2009.

<sup>12</sup> CHAUDHRY V. KAILAS S. V., Fretting studies on self-mated stainless steel and chromium carbide coated surfaces under controlled environment conditions, *Wear* 301 (1), pp. 524-539, 2013.



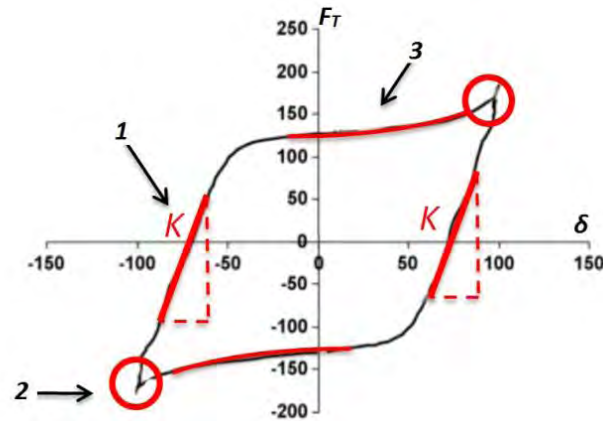


Figure 1.7 : Cycle type obtenu en fretting illustrant les trois catégories de modifications de la forme du cycle par rapport à un cycle idéal.

La pente associée aux changements de direction de glissement (phase non glissante) est liée à une raideur tangentielle caractéristique de la rigidité globale du système (contact + dispositif). De nombreux auteurs ont mis en évidence cette raideur tangentielle notée  $K$  mesurée à partir des cycles de fretting<sup>13,14,15,16,17</sup>. Une solution consiste à mesurer le déplacement résiduel à force tangentielle nulle ( $F_T = 0$ ), ce qui correspond à l'amplitude de glissement effectif  $\delta_0$  (ouverture du cycle de fretting, Figure 1.8).

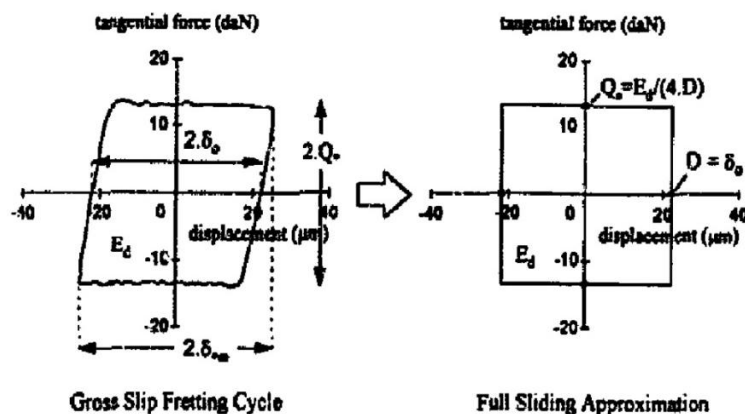


Figure 1.8 : Simplification d'un cycle de fretting en glissement total à partir de la soustraction de la raideur de contact<sup>18</sup>.

En utilisant cette notion d'ouverture du cycle, tous les résultats peuvent être comparés sans prendre en compte la compliance du système. Vu les faibles amplitudes de débattement sur

<sup>13</sup> FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L., Analysis of sliding behaviour for fretting loadings: determination of transition criteria, *Wear* 85, pp. 35-36, 1995.

<sup>14</sup> RAMALHO A., CELIS J.-P., Fretting laboratory test: Analysis of the mechanical response of tests rigs, *Tribology Letters*, 14 (3), pp. 187-196, 2003.

<sup>15</sup> LEONARD B. D., SADEGHI F., SHINDE S., MITTELBAACH M., A novel modular fretting wear test rig, *Wear* 274, pp. 313-325, 2012.

<sup>16</sup> LAPORTE J., PERRINET O., FOUVRY S., Prediction of the electrical contact resistance endurance of silver-plated coatings subject to fretting wear, using a friction energy density approach, *Wear* 330-331, pp. 170-181, 2014.

<sup>17</sup> FOUVRY S., PAULIN C., An effective friction energy density approach to predict solid lubricant friction endurance: Application to fretting wear; *Wear* 319, pp. 211-226, 2014.

<sup>18</sup> FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L., Quantification of fretting damage, *Wear* 200, pp. 186-205, 1996.

lesquelles l'aire de contact se déplace pendant un essai de fretting, une réduction des incertitudes associées à l'ouverture du cycle devient impérative. L'objectif est donc d'identifier, et dans le meilleur des cas, d'augmenter la rigidité du dispositif.

La présence de pointes ou de boucles aux extrémités des cycles de fretting est peu abordée<sup>19,20</sup> (Figure 1.9a). Ce phénomène a été attribué aux interactions du frotteur avec les bourrelets (déformés plastiquement) de l'antagoniste dans la périphérie de la zone de contact, en particulier pour les contacts entre matériaux ductiles<sup>21,22,23,24,25</sup> (Figure 1.9b).

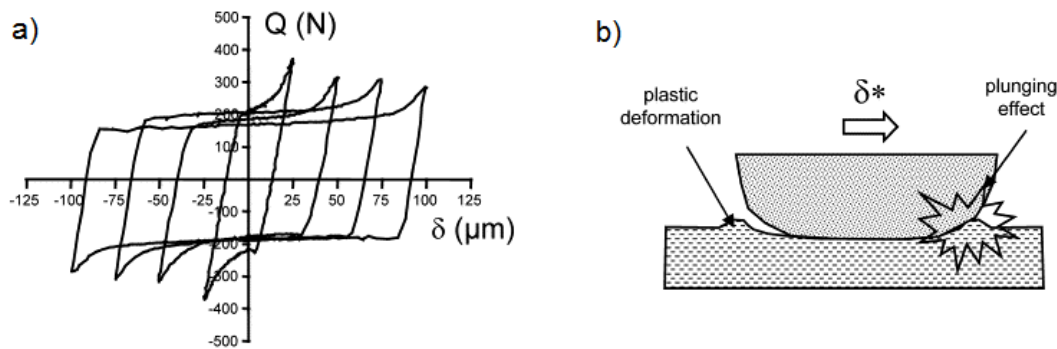


Figure 1.9 : Présence de pointes aux extrémités<sup>21</sup>.

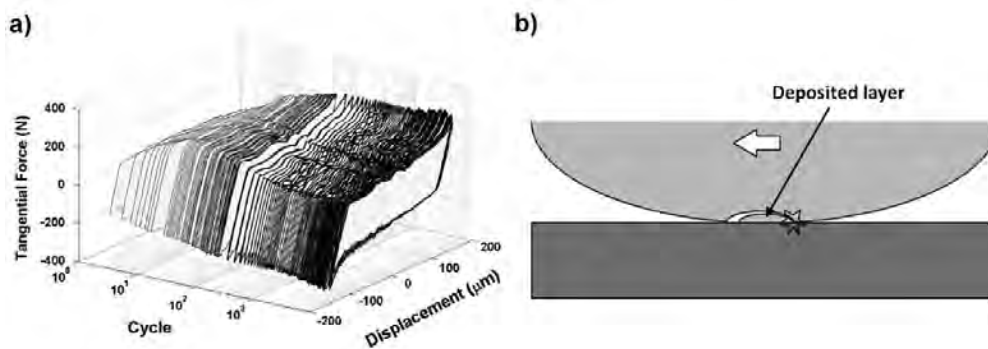


Figure 1.10 : (a) Pointes aux extrémités des cycles dans la bûche de fretting, (b) effet de *plowing* entre un frotteur en aluminium et une contreface en acier<sup>25</sup>

Hirsch *et al.*<sup>25</sup> en analysant les cycles de fretting en GT pour un couple aluminium A356 (frotteur sphérique) contre acier 52100 corrobore la présence de pointes et l'augmentation de la force tangentielle de frottement pour des matériaux ductiles (Figure 1.10a). Leur

<sup>19</sup> VOISIN J.-M., VANNES A. B., VINCENT L., DAVIOT J., GIRAUD B., Analysis of a tube-grid oscillatory contact: methodology for the selection of superficial treatments, *Wear* 181, pp. 826-832, 1995.

<sup>20</sup> NOËL S., CORREIA S., ALAMARGUY D., GENDRE P., Fretting behaviour of various intermetallic compounds in electrical contacts: Influence on reliability, *Wear* 271, pp. 1515-1523; 2011.

<sup>21</sup> FOUVRY S., DUO P., PERRUCHAUT P., A quantitative approach of Ti-6Al-4V fretting damage: friction, wear and crack nucleation, *Wear* 257, pp. 916-929, 2004.

<sup>22</sup> ELLEUCH K., FOUVRY S., Wear analysis of A357 aluminum alloy under fretting, *Wear* 253, pp. 662-672, 2002.

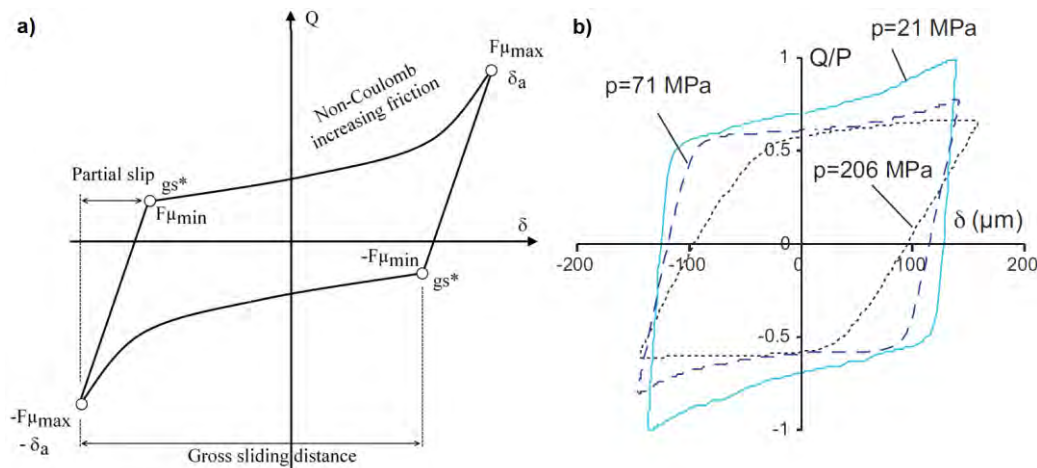
<sup>23</sup> PEARSON S. R., SHIPWAY P. H., ABERE J. O., HEWITT R. A. A., The effect of temperature on wear and friction of high strength steel in fretting, *Wear* 303, pp. 622-631, 2013.

<sup>24</sup> RYBYAK R., FOUVRY S., BONNET B., Fretting wear of stainless steels under variable temperature conditions: Introduction of a 'composite' wear law, *Wear* 268, pp. 413-423; 2010.

<sup>25</sup> HIRSCH, M. R., NEU R.W., A simple model for friction evolution in fretting, *Wear* 301 (1), pp. 517-523, 2013.

explication est associée à un effet de *plowing* ou labourage résultant de l'usure adhésive puis un transfert de matière du frotteur en aluminium vers l'antagoniste en acier. La hauteur de la couche transférée augmente avec l'amplitude du déplacement, en régime de glissement total.

Enfin, le comportement non linéaire (dit *non coulombien*) de la force tangentielle pour des matériaux ductiles en fretting est interprété par certains auteurs comme la réponse des interactions entre aspérités à l'intérieur du contact<sup>26,27,28</sup> (Figure 1.11a). Ce comportement non linéaire de l'effort tangentiel  $F_T$ , souvent accompagné par la présence de pointes aux extrémités des cycles, tend à se stabiliser à hautes pressions de contact, comme montré dans le travail de Mary et *al.*<sup>29</sup> (Figure 1.11b).



**Figure 1.11 : (a) Comportement non linéaire de l'effort tangentiel  $F_T$ <sup>26</sup>, (b) Stabilisation du comportement non linéaire de  $F_T$  à différentes pressions de contact<sup>29</sup>.**

Plus récemment, Hintikka et *al.*<sup>30,31</sup> a implémenté un dispositif de fretting capable de mesurer les microdéplacements normaux issus des interactions entre les aspérités responsables des variations de l'effort tangentiel  $F_T$ . En expliquant que l'accentuation des pics aux extrémités des cycles est proportionnelle au microdéplacement normal enregistré, le phénomène d'accrochage (*interlocking*) dans le sens de déplacement est d'autant plus intense que les hauteurs des bosses (protrusions) et des dépressions sont importantes (Figure 1.12a). Ce comportement non coulombien va dépendre de la distance totale parcourue. Sur une certaine durée, au bout d'environ  $2 \cdot 10^6$  cycles, les cycles de fretting montrent une forme quasi idéale pour un contact en acier EN10083 (Figure 1.12b).

<sup>26</sup> HINTIKKA J., LEHTOVAARA A., MÄNTYLÄ A., Non-Coulomb friction in gross sliding fretting conditions with aluminum bronze against quenched and tempered steel, *Tribology Int.* 79, pp. 151-161, 2014.

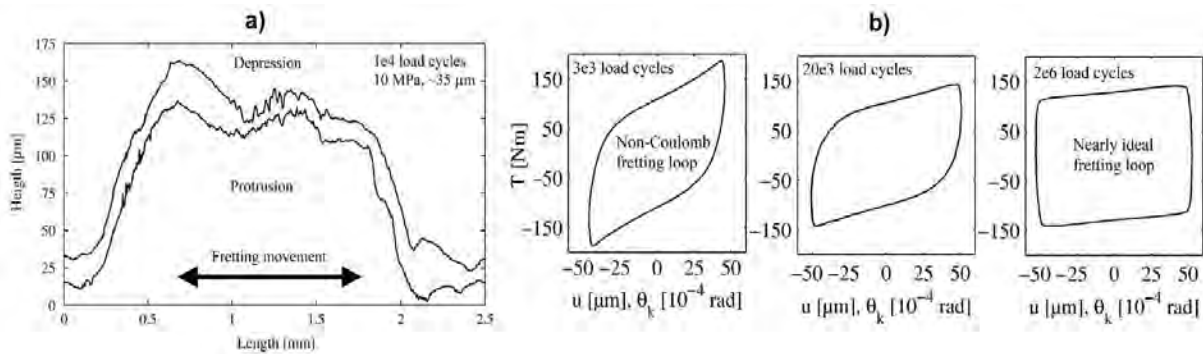
<sup>27</sup> MULVIHILL D. M., KARTAL M. E., OLVER, A. V., NOWELL D., HILLS D. A., Investigation of non-Coulomb friction behaviour in reciprocating sliding, *Wear* 271 (5), pp. 802-816, 2011.

<sup>28</sup> JIN O., MALL S., Effects of slip on fretting behavior: experiments and analyses, *Wear* 256 (7), pp. 671-684, 2004.

<sup>29</sup> MARY C., FOUVRY S., MARTIN J.-M., BONNET B., Pressure and temperature effects on Fretting Wear damage of a Cu-Ni-In plasma coating versus Ti17 titanium alloy contact, *Wear* 272 (1), pp. 18-37, 2011.

<sup>30</sup> HINTIKKA J., LEHTOVAARA A., MÄNTYLÄ A., Fretting-induced friction and wear in large flat-on-flat contact with quenched and tempered steel, *Tribology Int.* 92, pp. 191-202, 2015.

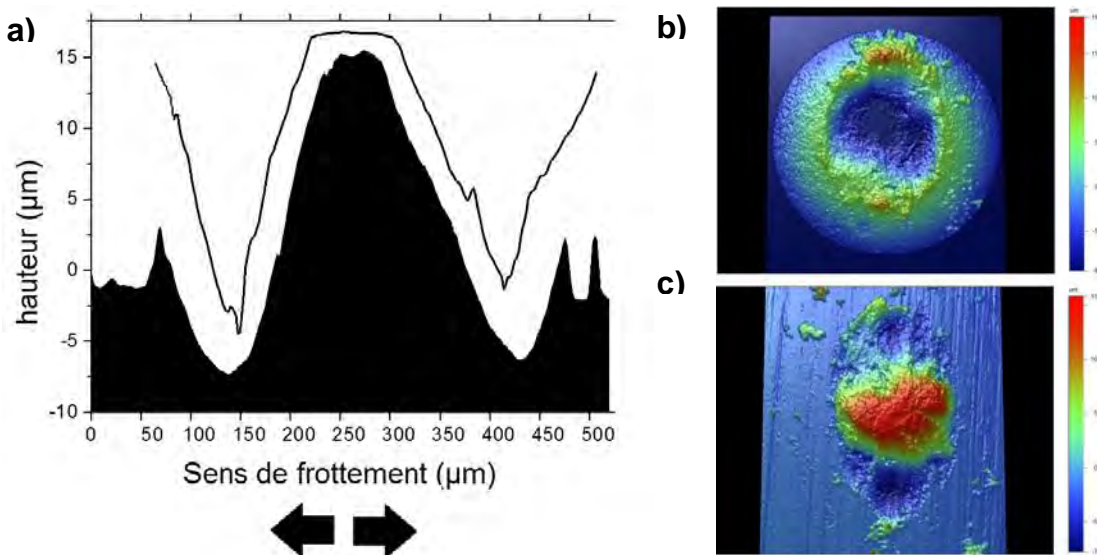
<sup>31</sup> HINTIKKA J., LEHTOVAARA A., MÄNTYLÄ A., Normal displacements in non-Coulomb friction conditions during fretting, *Tribology Int.* 94, pp. 633-639, 2016.



**Figure 1.12 : (a) Phénomène d'interlocking dans un contact en acier dans le sens de déplacement<sup>30</sup>; (b) évolution du comportement non coulombien en fonction du nombre de cycles<sup>31</sup>.**

Lors de notre étude, une augmentation de la force tangentielle  $F_T$  dans la phase de glissement a été observée pour tous les couples frottants CuSn6-CuSn6 testés en condition de glissement total. Cette augmentation de la force tangentielle  $F_T$  est directement liée à la forte adhésion entre le frotteur et son antagoniste, ce qui se traduit par un coefficient de frottement élevé accompagné d'un transfert de matière entre les surfaces. Les micrographies et les profils topographiques montrent une cavité creusée au centre du frotteur avec de la matière en périphérie et de la matière au centre de la trace sur la contreface avec une cavité creusée de part et d'autre de cet apport de matière (Figure 1.13).

L'interaction entre ces volumes de matière (positif et négatif) dans le sens de glissement, a pour conséquence un *macro-interlocking* entre une bosse unique et son creux en vis-à-vis, phénomène effectivement lié à la présence de pointes de la force tangentielle  $F_T$  dans les cycles de fretting enregistrés.



**Figure 1.13 : (a) Profils des traces d'usure dans le sens de frottement ; (b) Topographie 3D du frotteur et (c) de la contreface plane ; essai couple CuSn6-CuSn6,  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_T = 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 500$  cycles.**

#### *Paramètres d'un cycle de fretting en glissement total*

Les paramètres décrivant un cycle de fretting réel dans un diagramme  $F_T = f(\delta)$  sont les suivants (Figure 1.14) :

- $F_T$  (ou  $Q$ ) : force tangentielle de frottement (N)
- $\delta$  : demi-amplitude du déplacement ( $\mu\text{m}$ )
- $\delta_0$  : ouverture du cycle ( $\mu\text{m}$ ) correspondant à la demi-amplitude du déplacement à  $F_T = 0$
- $K$  : raideur du contact (N/m), correspondant à la pente ( $\Delta F_T / \Delta \delta$ )
- $E_d$  : énergie dissipée par le contact ( $\mu\text{J}/\text{cycle}$ ), correspondant à l'aire d'un cycle réel de fretting.
- $E_{dt}$  : énergie totale dissipée (J), correspondant à la somme de l' $E_d$  pendant la totalité de nombre de cycles ( $N_c$ ).
- $E_0$  : énergie dissipée pendant la phase de glissement ( $\mu\text{J}/\text{cycle}$ ), correspondant à l'aire du parallélogramme circonscrit au cycle de fretting, soit  $E_0 = 4\delta_0 \cdot F_T$
- $E_{dt0}$  : énergie totale de glissement (J), correspondant à la somme de l' $E_0$  pendant la durée de l'essai.
- $E_t$  : énergie totale du cycle ( $\mu\text{J}/\text{cycle}$ ), correspondant à l'aire du rectangle circonscrit au cycle de fretting, soit  $E_t = 4\delta \cdot F_T$

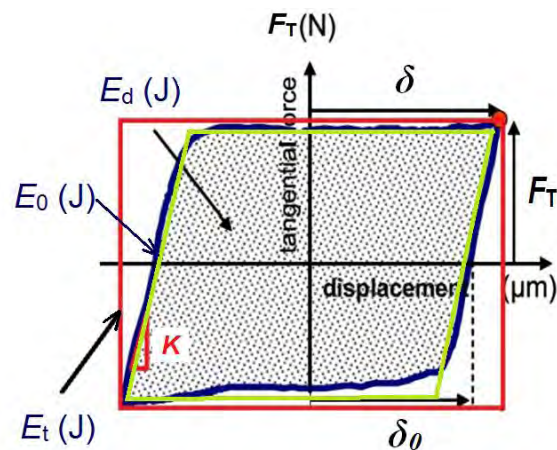


Figure 1.14 : Paramètres caractéristiques d'un cycle de fretting en glissement total.

### ***Critères de transition à partir d'un cycle de fretting***

Pour mieux cerner la frontière entre les conditions de glissement partiel et total, trois critères de transition quantitatifs (sans dimension) ont été définis à partir des paramètres décrivant les cycles de fretting<sup>32,33</sup> Figure 1.15:

- Un critère énergétique  $A$  défini comme  $A = E_d / E_t$  ;
- Un critère d'ouverture du cycle  $B$  défini comme  $B = \delta_0 / \delta$  ;
- Un critère indépendant du dispositif  $C$  défini comme  $C = E_d / E_0$ .

Les valeurs de transition de ces critères sont respectivement :

- Pour  $A \leq 0,2$  ;  $B \leq 0,26$  ou  $C \leq 0,77$  alors le contact est en glissement partiel ;

<sup>32</sup> FOUVRY S., KAPSA Ph., VINCENT L., Quantification of fretting damage, *Wear* 200, pp.186-205, 1996.

<sup>33</sup> FOUVRY S., KAPSA Ph., VINCENT L., Analysis of sliding behaviour for fretting loadings: determination of transition criteria, *Wear* 185, pp. 35-46, 1995.

- Pour  $A > 0,2$  ;  $B > 0,26$  ou  $C > 0,77$  alors le contact est en glissement total.

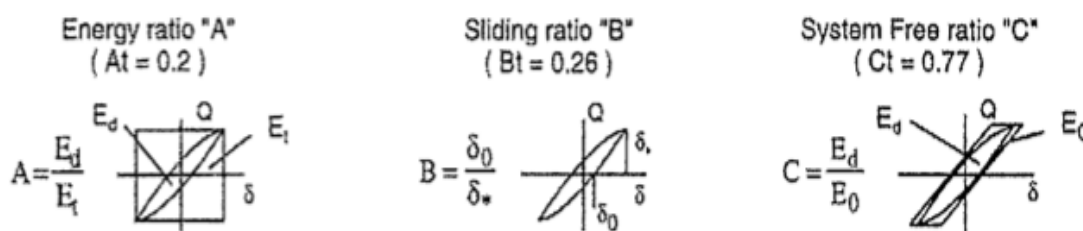


Figure 1.15 : Critères de transition entre conditions de glissement partiel et total.

Les critères  $A$  et  $B$  dépendent de la complaisance du dispositif mais sont facilement accessibles et stables, alors que le critère  $C$ , bien qu'indépendant du comportement du dispositif, est plus délicat d'emploi et nécessite des mesures très soignées. Le choix du critère revient donc à l'expérimentateur.

## 2.4. Cartes de sollicitation de fretting

Deux types de diagramme de l'effort normal  $F_N$  en fonction du déplacement  $\delta$  sont utilisés pour comparer et classer le comportement des matériaux en fretting<sup>34</sup> :

- Les *cartes de sollicitation locale* (Figure 1.16a) font apparaître les domaines des différents régimes de glissement possibles, partiel, total ou mixte<sup>35,36,37</sup>, et ses frontières en fonction du matériau, du type de contact, de la charge normale, de l'amplitude de débattement...;
- Les *cartes de réponse des matériaux* (Figure 1.16b) prennent en compte les dommages occasionnés aux matériaux : pas de dégradation ni en surface, ni en sous-couche, amorçage et propagation de fissures, détachement de particules<sup>38</sup>.

La comparaison de ces deux types de carte montre le lien fort entre régimes de glissement et mode de dégradation des matériaux :

- Le régime de glissement partiel n'engendre pas d'endommagements importants dans la zone bloquée ni en surface, ni en sous-couche. Ce régime peut cependant comporter un risque important de défaillance par fissuration en périphérie du contact : on parle alors de *fretting-fatigue*.
- Pour le régime mixte, on assiste à une compétition entre fissuration et détachement de particules : autrement dit, l'usure consomme la fissure au fur et à mesure de son avancée.

<sup>34</sup> VINGSBO O., SÖDERBERG S., On fretting maps, *Wear* 126, pp.131-147, 1988.

<sup>35</sup> VINCENT L., BERTHIER Y., DUBOURG M.-C., GODET M., Mechanics and Materials in Fretting, *Wear* 153 (1), pp. 135-148, 1992.

<sup>36</sup> ZHOU Z.R., FAYEULLE S., VINCENT L., Cracking behavior of various aluminium alloys during fretting wear, *Wear* 155, pp. 317-30, 1992.

<sup>37</sup> ZHOU Z. R, VINCENT L., Mixed fretting regime, *Wear* 181-183, pp. 531-536, 1995.

<sup>38</sup> GARCIN S., FOUVRY S., HEREDIA S., A FEM fretting map modeling: Effect of surface wear on crack nucleation, *Wear* 330, pp. 145-159, 2015.

- Le régime de glissement total est plutôt associé à des détachements de particules : on parle de *fretting-usure*.

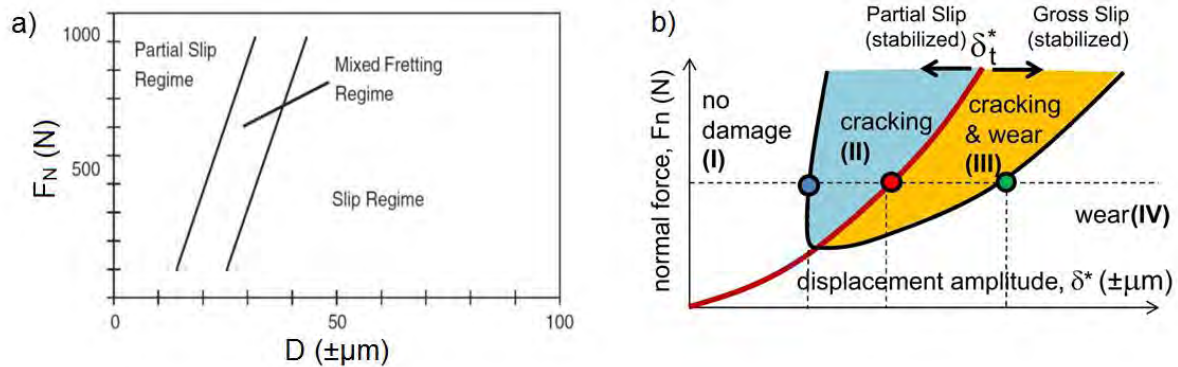


Figure 1.16 : (a) Carte de sollicitation locale<sup>33</sup> ; (b) Carte de réponse des matériaux en fretting<sup>34</sup>.

### 3. Le fretting sur des connecteurs électriques

#### 3.1. Contacts électriques

Par définition, un contact électrique est formé par deux éléments conducteurs dissociables mécaniquement. Sa mise en contact permet de véhiculer favorablement le passage du courant entre eux sous une différence de potentiel. Ces éléments électromécaniques simples se retrouvent à la base des connecteurs, interrupteurs, relais, disjoncteurs... ou comme partie de systèmes électriques plus complexes. Actuellement, leur utilisation s'est répandue dans tous les domaines de la connectique.

Le passage du courant entre deux surfaces conductrices en contact ne se fait pas toujours de façon parfaite. Ce passage est conditionné par des facteurs matériaux (forme macroscopique, rugosité des surfaces, état physico-chimique...), environnementaux (température, humidité, ambiance corrosive, vibrations,...) et fonctionnels (force d'insertion, type et niveau de courant...)<sup>39</sup>.

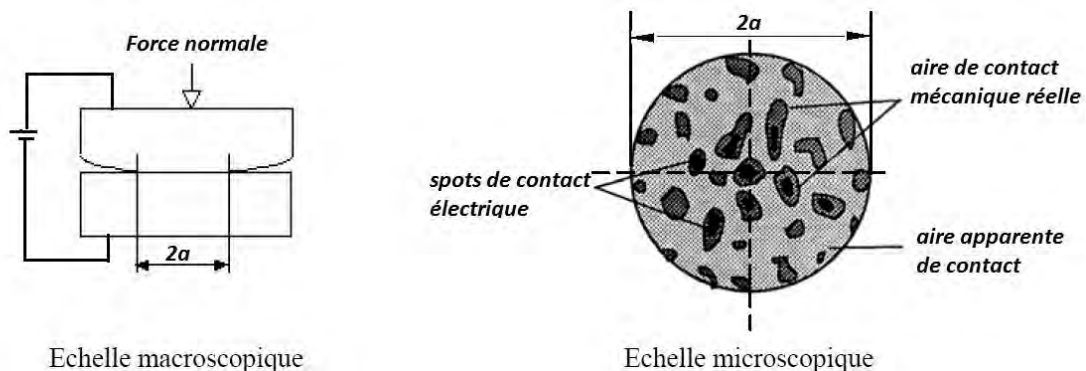


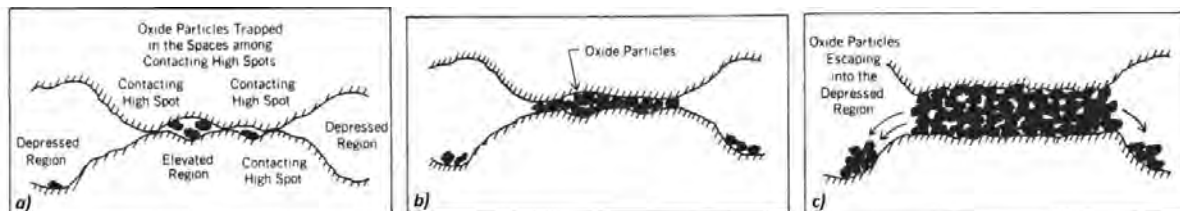
Figure 1.17 : Macro et micro-échelle d'un contact électrique sphère-plan.

<sup>39</sup> ESSONE OBAME H., Étude expérimentales des défauts de connecteurs écartables dorés et mise en œuvre d'outils de diagnostic, Thèse de doctorat, Université de Rennes 1, 2012.

Considérons un contact statique de type sphère-plan entre deux massifs métalliques conducteurs sous une charge normale et sous un potentiel électrique. Le rayon  $a$  du cercle de contact, calculé par l'approche de Hertz, définit l'aire apparente de contact. En réalité, les effets de la topographie, en particulier de la rugosité<sup>40</sup>, de la force normale, de la composition du métal...<sup>41</sup> vont limiter l'interaction à un certain nombre d'aspérités. Le courant, sur cette aire de contact mécanique réelle, ne circule pas de façon idéale et seules quelques zones (spots) sont susceptibles de faire circuler le courant. L'ensemble de ces spots de contact électrique va constituer l'aire de contact électrique (Figure 1.17).

### ***Endommagement dans un contact électrique par fretting***

Considérons l'exemple d'un connecteur électrique en fonctionnement normal (courant inférieur à 20 A) installé sur un véhicule. Cet élément électromécanique va être soumis à des micromouvements d'origine mécanique (environnements vibratoires du moteur)<sup>42</sup> ou d'origine thermique dans des environnements plus ou moins sévères qui vont favoriser les phénomènes de fretting-usure et de fretting-corrosion.



**Figure 1.18 : (a) Mise en contact des aspérités ; (b) création du troisième corps (couche d'oxyde) ; (c) éjection des débris<sup>43</sup>.**

Ces dégradations physico-chimiques du matériau vont entraîner la formation d'une couche isolante composée de débris et d'oxydes (troisième corps), qui va limiter partiellement ou totalement le passage du courant<sup>43</sup> (Figure 1.18). En conséquence, la dégradation du contact se caractérise par l'augmentation de la résistance électrique de contact. Le fretting-corrosion est ainsi la principale cause de défaillance des contacts électriques étamés utilisés dans le secteur de l'automobile<sup>44,45,46</sup>. Néanmoins, cette problématique a attiré l'intérêt des chercheurs depuis les années 70.

<sup>40</sup> GREENWOOD J. A., WILLIAMSON J. B. P., Contact of nominally flat surfaces, *Proc. of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, The Royal Society, pp. 300-319, 1966.

<sup>41</sup> JOHNSON K. L., Contact mechanics and the wear of metals, *Wear* 190, pp. 162-170, 1995.

<sup>42</sup> HANNEL S., ROUCHON J.-F., KAPSA Ph., CARPENTIER L., FOUVRY S., VINCENT L., Étude tribologique des contacts électriques soumis à des microvibrations : fonctionnalité et simulation, *Actes des Journées Francophones de Tribologie-Corrosion JFTC*, pp. 3-19, 1998.

<sup>43</sup> ANTLER M., Contact fretting of electronic connectors, *IEICE Transactions on Electronics* 82, pp. 3-12, 1999.

<sup>44</sup> HAMMAM T., KASSMAN-RUDOLPHI Å., LUNDSTRÖM P., Vibration-induced deterioration of tin-coated connectors studied by using a force controlled fretting bench-test, *Proc. of the 51<sup>st</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 97-106, 2005.

<sup>45</sup> SWINGLER J., Mc. BRIDE J.W., MAUL C., Degradation of road tested automotive connectors, Components and Packaging Technologies, *IEEE Transactions* 23, pp. 157-164, 2000.

<sup>46</sup> LEE A., MAO A., MAMRICK M. S., Fretting corrosion of tin at elevated temperatures, *Proc. of the 34<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 87-91, 1988.



### 3.2. Matériaux pour connecteurs électriques

Les matériaux utilisés pour la fabrication de connecteurs électriques doivent, par conception, avoir une faible résistance électrique, une bonne résistance mécanique et capacité de mise en forme, ainsi qu'un faible coût. Il n'existe donc que la famille des métaux qui peuvent répondre à ces critères.

Le cuivre et ses alliages occupent la première position dans la liste des matériaux utilisés pour la fabrication de connecteurs électriques. Leurs propriétés peuvent être modulées en fonction des éléments d'alliage et des traitements thermiques. Après le cuivre pur, le bronze et le laiton sont les alliages cuivreux ayant la plus basse résistivité électrique.

Propriétés	Cuivre	Laiton	Bronze
Résistivité électrique, $\rho$ ( $\mu\Omega\cdot\text{cm}$ )	1,724	6,4	5-10
Conductivité thermique ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )	401	121	90
Dureté Vickers (HV) Etat recuit	35	65-80	80-110
Dureté Vickers (HV) Etat écroui	110	105-150	165-195
Module de Young, E (GPa)	115	100-115	111-124
Coefficient de Poisson ( $\nu$ )	0,34	0,34	0,35

Tableau 1.1: Propriétés physiques comparées du cuivre, bronze et laiton<sup>47</sup>.

Du fait que le cuivre et ses alliages s'oxydent facilement en présence d'ambiances humides et que la croissance de films d'oxyde isolants est favorisée par la température, l'utilisation des substrats cuivreux sans revêtements est souvent évitée dans la plupart des environnements. L'application d'une couche protectrice, conductrice, est donc nécessaire.

Slade<sup>48</sup> fait une classification de trois types de revêtements : nobles (Au, Ag), platinoïdes (Pd) et non nobles (Sn, Ni) dont l'utilisation dépendra du type d'application. Fouvry *et al.*<sup>49</sup> font un classement des revêtements en trois familles : non-nobles (Sn), semi-nobles (Ag) et nobles (Au). Néanmoins, indifféremment de toute classification, le choix du matériau devra se faire en fonction des conditions de fonctionnement en considérant la stabilité et fiabilité du contact vis-à-vis des restrictions de coûts des métaux<sup>50</sup>. En pratique, deux types de revêtements sont habituellement proposés : les revêtements nobles et les revêtements non nobles.

#### **Revêtements nobles (or et argent)**

Grâce à leur excellente résistance à l'oxydation et à leur faible résistivité électrique, l'or et l'argent constituent les candidats idéals pour la connectique. Ils sont utilisés sous forme de revêtements électrolytiques et selon l'application, leur épaisseur varie entre 0,08  $\mu\text{m}$  et 1,25  $\mu\text{m}$ . Une sous-couche de nickel permet d'augmenter la résistance mécanique du film, de

<sup>47</sup> CORREIA S., Étude des propriétés électriques, tribologiques et physico-chimiques de revêtements étamés pour des applications en connectique automobile, Thèse de doctorat, Université Paris 11, 2009.

<sup>48</sup> SLADE P. G., Electrical contacts: principles and applications, CRC Press, 2013.

<sup>49</sup> FOUVRY S., JEDRZEJCZYK P., CHALANDON P., Introduction of an exponential formulation to quantify the electrical endurance of micro-contacts enduring fretting wear: Application to Sn, Ag and Au coatings, *Wear* 271, pp. 1524-1534, 2011.

<sup>50</sup> TAMAI T., SAWADA S., HATTORI Y., Peculiar phenomenon in friction coefficient of tin plated connector contacts with application of lubricant, 57<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts, pp. 1-7, 2011.

prévenir la possible interdiffusion des atomes de Cu du substrat vers la couche superficielle d'or et de limiter les problèmes de corrosion galvanique. L'inconvénient de ces métaux est leur coût élevé, ce qui restreint leur utilisation à des applications bien précises où la fiabilité et la sécurité constituent des paramètres de conception prioritaires.

Antler<sup>51</sup> a mis en évidence l'influence du matériau sur la stabilité de la résistance électrique de contact en comparant plusieurs couples homogènes et hétérogènes de matériaux conducteurs en fretting-fatigue. L'or et l'argent, en comparaison avec d'autres métaux non nobles comme le Cu et le Ni, montrent le comportement le plus stable en termes de résistance électrique de contact au cours des essais de fretting (Figure 1.19), avec une faible usure sans présence d'oxydes.

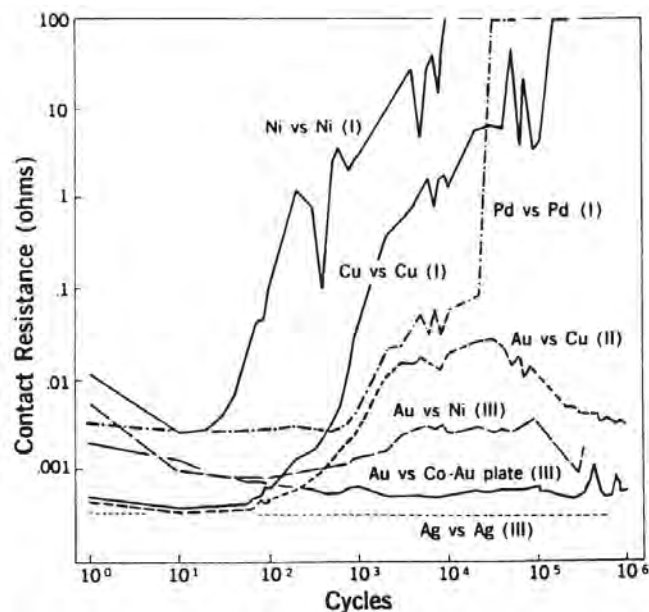


Figure 1.19 : Évolution de la résistance de contact  $R_c$  de plusieurs couples métalliques en fretting<sup>51</sup>.

El Abdi *et al.*<sup>52</sup> corroborent l'effet retardateur des métaux nobles (Au et Ag) dans l'augmentation de la résistance électrique de contact et rapportent également des mécanismes d'usure et d'oxydation différents pour des revêtements nobles en comparaison à l'étain (Sn) qui présente une corrosion et une usure précoces.

Le palladium fait partie de la famille des platinoïdes (Ru, Rh, Pd, Re, Os, Ir, Pt) et a été classé indépendamment. C'est un métal couteux ayant une bonne résistance à l'oxydation. Il est utilisé allié avec le cobalt (Co) et le nickel (Ni) sous forme de revêtements déposés sur une sous-couche de nickel. L'utilisation du palladium entraîne des réactions de catalyse avec l'atmosphère et la formation d'un film isolant. Ce phénomène a été étudié par Antler<sup>51</sup>.

<sup>51</sup> ANTLER M., Contact fretting of electronic connectors, *IEICE Transactions on Electronics* 82, pp. 3-12, 1999.

<sup>52</sup> EL ABDI R., BENJEMAA N., Mechanical wear of automotive connectors during vibrations tests, *U.P.B. Sci. Bull, Series C*, 71, 2009.

### *Revêtements non nobles (étain, nickel)*

L'utilisation de l'étain est fortement répandue dans la connectique embarquée surtout dans le secteur automobile, dû à son faible coût, sa mise en œuvre facile, sa faible température de brasage et sa résistance à la corrosion. Ce matériau est présent dans des connecteurs électriques sous forme de revêtements obtenus par électrodéposition ou bain chaud. Le Gall<sup>53</sup> a étudié l'effet de l'épaisseur de la couche d'étain en termes de performance électrique et de durée de vie d'un contact électrique, en déterminant une épaisseur optimale comprise entre 0,5 et 2  $\mu\text{m}$ .

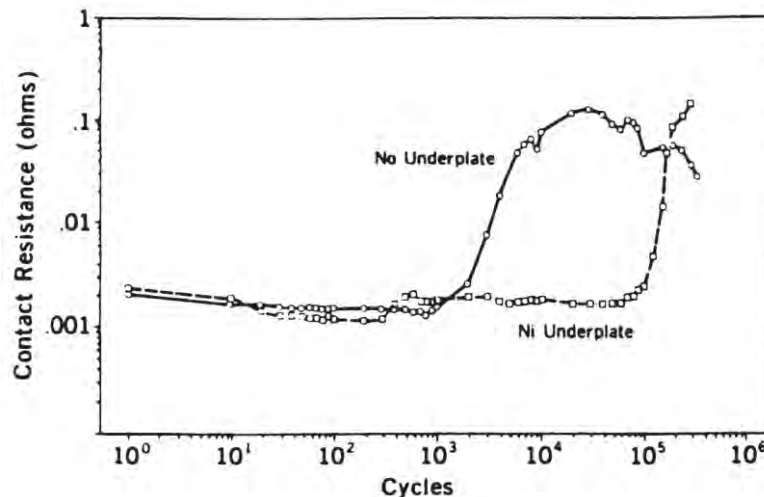


Figure 1.20 : Influence de la sous-couche de nickel sur la vie d'un contact électrique, revêtement Co-Au sur un substrat Cu<sup>51</sup>.

En fonction du niveau des efforts, chaque matériau possède son épaisseur optimale. Un revêtement trop épais accommode les contraintes mais augmente l'aire de contact et le cisaillement, favorisant l'usure. Au contraire, avec une épaisseur trop faible, l'accommodation des contraintes et la délimitation de l'aire de contact se font en fonction de la dureté du substrat. Le film achève son rôle protecteur au moment où il laisse à découvert le substrat. Le nickel a été principalement utilisé sous forme de sous-couche. Son utilisation permet d'augmenter la dureté du revêtement et sa durée de vie avant que la résistance de contact s'élève irréversiblement (Figure 1.20).

Noël et al.<sup>54</sup> ont étudié la formation de composés intermétalliques formés à partir des revêtements de Sn avec sous-couche de Ni et Co sur un substrat de laiton CuZn30 et leur effet sur leur performance électrique. Noël et al.<sup>55</sup> ont également étudié l'effet de la rugosité des revêtements de nickel sur le comportement électrique en fretting, en contrôlant la technique

<sup>53</sup> LE GALL C., Étude des phénomènes de dégradation dans les contacts électriques bas niveau soumis à des micro-vibrations, Thèse de doctorat, Université Paris XI, 1996.

<sup>54</sup> NOËL S., ALAMARGUY D., CORREIA S., GENDRE P., Study of thin underlayers to hinder contact resistance increase due to intermetallic compound formation, *Proc. of the 55<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp.155-161, 2009.

<sup>55</sup> NOËL S., ALAMARGUY D., BARATON L., LAURAT P., Influence of contact interface composition on the electrical and tribological properties of nickel electrodeposits during fretting tests, *26<sup>th</sup> International Conf. on Electrical Contacts*, pp. 221–227, 2012.

d'électrodéposition du Ni sur des substrats en laiton (CuZn37). Deux textures ont été obtenues : mat ( $R_a = 608$  nm) et brillant ( $R_a = 58$  nm). Le nickel brillant déclenche précocement une brutale montée de la résistance de contact (Figure 1.21).

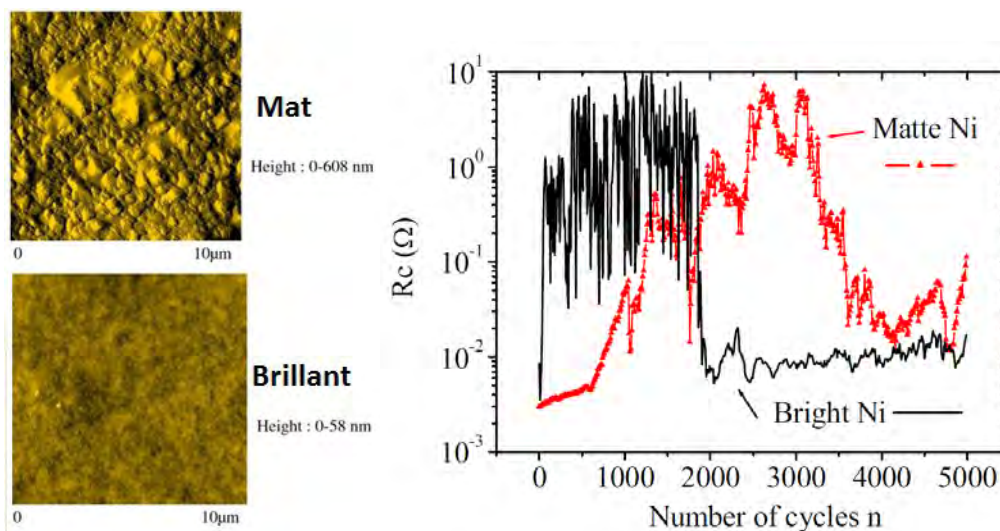


Figure 1.21 : (a) Topographie des revêtements nickel mat et nickel brillant ; (b) Evolution de la résistance électrique de contact<sup>55</sup>.

### 3.3. Mécanismes de perte de conductivité des connecteurs

En analysant l'évolution de la résistance électrique de contact  $R_c$  et du coefficient de frottement  $\mu$  en fonction du nombre de cycles, Fouvry *et al.*<sup>56</sup> ont trouvé que, pour une même amplitude de déplacement, l'or, l'argent et l'étain présentent la même tendance : une réduction du coefficient de frottement est toujours observée avant la perte de conductivité (Figure 1.22) :

- Une première phase correspond à un coefficient de frottement élevé et à l'élimination de la couche native d'oxydes et de la contamination.
- Une deuxième phase conduit à des interactions fortes entre surfaces métalliques où la résistance de contact reste faible et stable, mais où le cisaillement cyclique des liaisons métalliques adhésives finit par produire des débris.
- La troisième phase aboutit finalement à la formation d'une couche isolante (débris oxydés) qui limite l'adhésion métallique (réduction du coefficient de frottement) mais qui empêche aussi le passage du courant électrique.

L'endurance d'un contact électrique est considérée comme le nombre de cycles nécessaire pour atteindre un seuil de résistance de contact  $R_c^*$  donné. Basé sur un critère industriel spécifique, ce seuil a été calculé en additionnant 4 mΩ à la valeur minimale de la résistance de contact  $R_c$  mesurée<sup>56</sup>.

<sup>56</sup> FOUVRY S., JEDRZEJCZYK P., CHALANDON P., Introduction of an exponential formulation to quantify the electrical endurance of micro-contacts enduring fretting wear: Application to Sn, Ag and Au coatings, *Wear* 271, pp. 1524-1534, 2011.

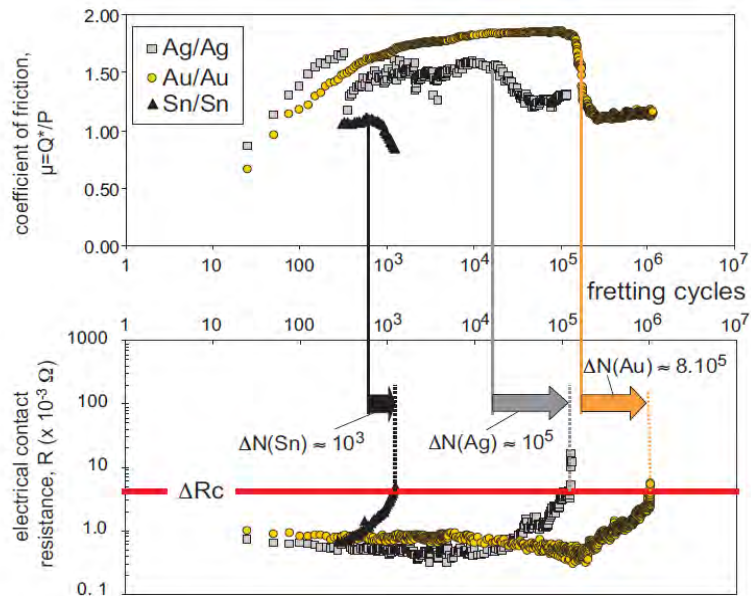


Figure 1.22 : Evolution du coefficient de frottement et de la résistance électrique de contact pour trois revêtements Au, Ag et Sn<sup>56</sup>.

D'autres auteurs ont défini plusieurs valeurs seuils de  $R_c$  admissibles<sup>57</sup> comme  $10 \text{ m}\Omega$ <sup>58</sup> ou  $0,5 \Omega$ <sup>59</sup>. L'utilisation de valeurs seuils de  $R_c$  en dessous de laquelle le comportement électrique est stable, permet de comparer la performance de différents matériaux. En termes d'endurance électrique en fretting, les résultats présentés par Bock<sup>60</sup> permettent de comparer l'endurance électrique de plusieurs métaux conducteurs dans les mêmes conditions expérimentales et avec le même dispositif.

### 3.4. Paramètres influents sur l'endurance d'un contact électrique en fretting

#### *Amplitude de débattement*

L'influence de l'amplitude de débattement a été étudiée par Fouvry *et al.*<sup>61</sup>, Hannel *et al.*<sup>62</sup>, Laporte *et al.*<sup>57</sup>, Bouzera *et al.*<sup>63</sup>. Ils ont démontré que l'endurance électrique d'un contact peut dépendre du régime de glissement.

<sup>57</sup> LAPORTE J., PERRINET O., FOUVRY S., Prediction of the electrical contact resistance endurance of silver-plated coatings subject to fretting wear, using a friction energy density approach, *Wear* 330-331, pp. 170-181, 2014.

<sup>58</sup> LIN X. Y., XU L. J., SHAO Y. C., SHANG H. X., Research on fretting resistance and fretting wear property of Ni-Au contact pair, *57<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 1-6, 2011.

<sup>59</sup> Van DIJK P., RUDOLPHI A., KLAFFKE D., Investigations on electrical contacts subjected to fretting motion; *Proc. of the Int. Conf. on Electrical Contacts (ICEC)*, Zurich, pp. 1-7, 2002.

<sup>60</sup> BOCK E. M., WHITLEY J. H., Fretting corrosion in electric contacts, *Proc. of the 20<sup>th</sup> Annual Holm Conf. on Electric Contacts*, pp. 128-138, 1974.

<sup>61</sup> FOUVRY S., JEDRZEJCZYK P., CHALANDON P., Introduction of an exponential formulation to quantify the electrical endurance of micro-contacts enduring fretting wear: application to Sn, Ag and Au coatings, *Wear* 271, pp. 1524-1534, 2011.

Pour de faibles déplacements et un contact fonctionnant sous régime de glissement partiel, l'aire centrale n'est pas dégradée et va garantir une bonne conductivité électrique et une durée de vie du contact théoriquement infinie. Par contre, avec des amplitudes de déplacement plus importantes et sous un régime de glissement total, l'usure et la production de débris isolants sont favorisées entraînant une perte prématurée de conductivité électrique dans le contact (Figure 1.23).

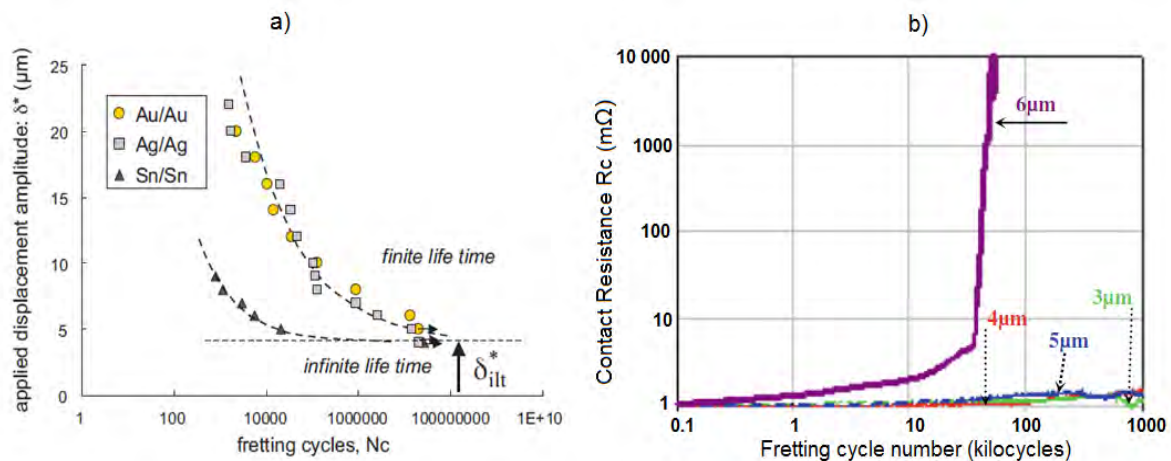


Figure 1.23 : (a) Endurance d'un contact électrique selon l'amplitude de déplacement<sup>62</sup>, (b) durée de vie d'un contact électrique en fonction de l'amplitude de déplacement d'un contacts étamés<sup>63</sup>.

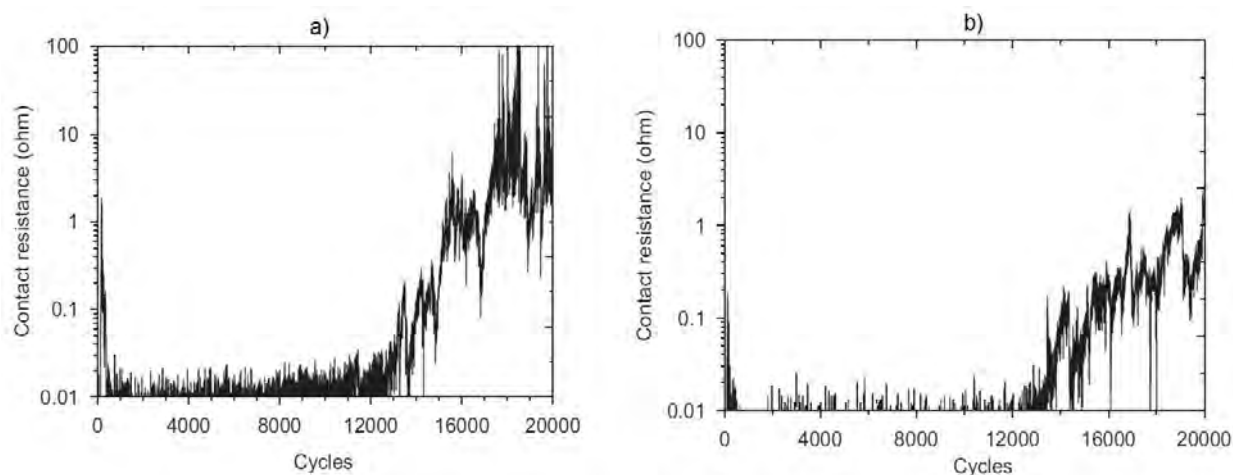
### Charge normale

La charge normale  $F_N$  influence l'évolution de la résistance de contact. Sur un couple homogène de nickel (Ni) en fretting, une charge normale de 200 g permet d'atteindre un seuil  $R_c^*$  de  $5 \Omega$  en environ 2 heures, tandis qu'avec une charge de 600 g le temps augmente à 5 heures<sup>60</sup>. Park<sup>64</sup> a également montré l'influence de la charge normale  $F_N$  sur l'évolution de résistance électrique pour des contacts étamés en fretting-usure : quand la charge normale est importante (2 N) le taux d'usure est élevé tandis qu'à faible  $F_N$ , l'oxydation est plus importante. En termes de résistance de contact, à de faibles charges normales  $F_N$  (0,1 N), la conductivité électrique est mauvaise, tandis que des charges normales  $F_N$  plus élevées (1 et 2 N) favorisent un bon contact entre les premiers corps entraînant une meilleure stabilité de la résistance de contact, car les couches d'oxydes d'étain étant fragiles et friables, elles nécessitent une force minimale pour se rompre et rétablir un bon contact électrique (Figure 1.24).

<sup>62</sup> HANNEL S., FOUVRY S., KAPSA P, VINCENT L., The fretting sliding transition as a criterion for electrical contact performance. *Wear* 249 (9), pp. 761-770, 2001.

<sup>63</sup> BOUZERA A., CARVOU E., JEMAA N. B., EL ALBDI R., TRISTANI L., ZINDINE E., Minimum fretting amplitude in medium force for connector coated material and pure metals, *Proc. of the 56<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 1-7, 2010.

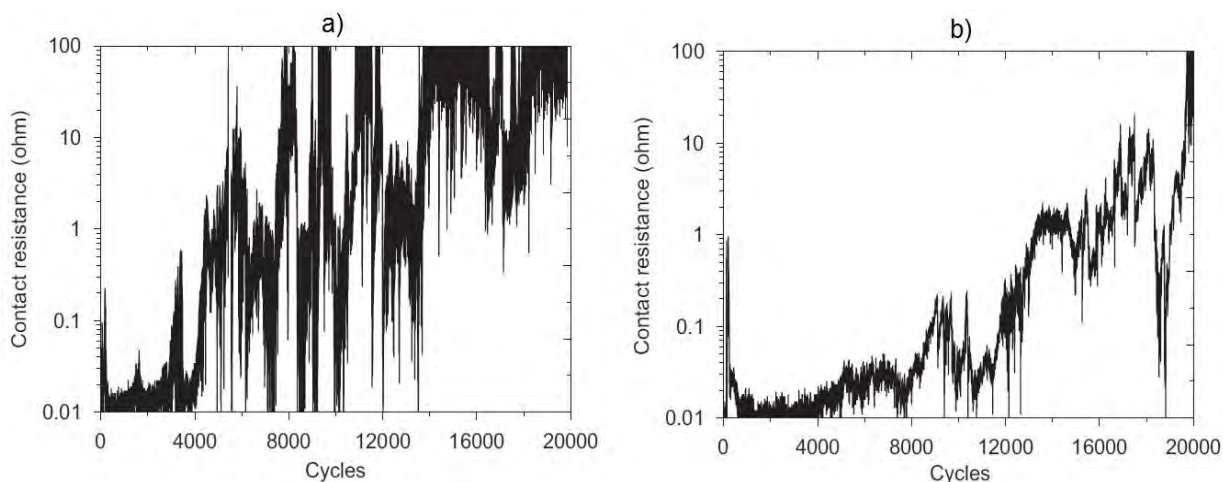
<sup>64</sup> PARK Y. W., SANKARA NARAYANAN T. S. N., LEE K. Y., Fretting corrosion of tin-plated contacts, *Tribology Int.* 41, pp. 616-628, 2008.



**Figure 1.24 : Influence de la charge normale sur l'évolution de la résistance de contact en fretting<sup>64</sup>**  
 $\delta = \pm 90 \mu\text{m}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 0,1 \text{ A}$ ,  $T = 27^\circ\text{C}$  (a)  $F_N = 0,5 \text{ N}$  ; (b)  $F_N = 2 \text{ N}$ .

### *Fréquence d'excitation*

La perte de conductivité à fréquence d'excitation faible (3 Hz) est liée à une oxydation importante par rapport à des tests réalisés à fréquence d'excitation plus élevée (20 Hz). Des effets cinétiques plus importants favorisant l'éjection du troisième corps isolant existent également à fréquence de sollicitation élevée et favorisent une meilleure longévité de la conductivité électrique<sup>62</sup> (Figure 1.25).



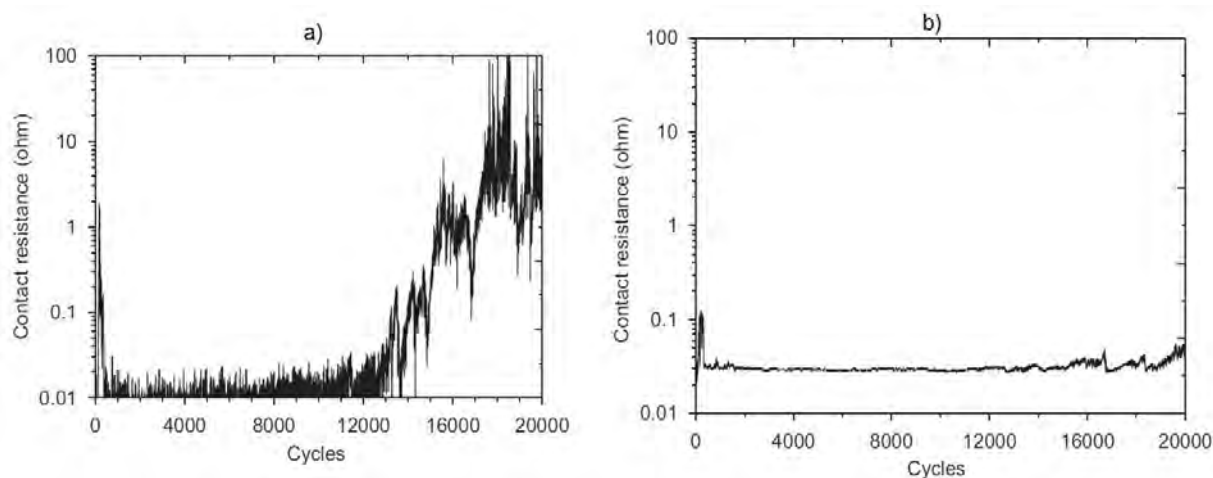
**Figure 1.25 : Influence de la fréquence d'excitation sur l'évolution de la résistance de contact en fretting<sup>64</sup>**  
 (a)  $f = 3 \text{ Hz}$  ; (b)  $f = 20 \text{ Hz}$ .

### *Intensité du courant*

Park et *al.*<sup>65</sup> ont étudié l'effet de l'intensité du courant en fretting sur des substrats cuivreux étamés. Pour des intensités élevées, ils ont constaté une accélération de la détérioration du contact électrique avec une augmentation du phénomène de fretting-corrosion et une accumulation importante de débris oxydés dans le contact. Cependant une intensité

<sup>65</sup> PARK Y. W., BAPU G. N. K. R., LEE K. Y., The influence of current load on fretting of electrical contacts. *Tribology Int.* 42 (5), pp. 682-689, 2009.

importante favorise également le passage du courant dans la couche isolante et la perte de conductivité peut être retardée dans certains cas<sup>64</sup> (Figure 1.26).



**Figure 1.26 : Influence de l'intensité de courant sur l'évolution de la résistance de contact en fretting<sup>64</sup>**  
 $\delta = \pm 90 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 0,5 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $T = 27 \text{ }^\circ\text{C}$  (a)  $I = 0,1 \text{ A}$  ; (b)  $I = 3 \text{ A}$ .

Cette influence de l'intensité de courant a été aussi observée par Ren et *al.*<sup>66</sup> sur des contacts électriques dorés. Les auteurs corroborent l'hypothèse qu'une intensité élevée (1000 mA par rapport à 10 mA) va favoriser la destruction de la fine couche isolante sur une aire plus importante, ce qui va retarder la perte de conductivité avec des valeurs de  $R_c$  moyenne faibles.

### 3.5. Palliatifs contre le fretting

Dans tous les systèmes mécaniques et électromécaniques soumis au fretting, le grand défi consiste en éviter et/ou réduire les conséquences négatives et les défaillances que peuvent entraîner cette sollicitation<sup>67</sup>. Les solutions palliatives peuvent se retrouver dans la conception même des systèmes mécaniques ainsi que dans un choix adéquat des matériaux, des traitements superficiels<sup>68</sup> et des films protecteurs et/ou retardateurs d'usure qui sont utilisés pour réduire les interactions directes entre premiers corps.

Dans le cas des connecteurs électriques, l'utilisation de lubrifiants adaptés constitue la solution la plus rentable pour réduire les problèmes causés par le fretting<sup>49</sup>. Ce lubrifiant va permettre une meilleure distribution des contraintes dans le contact et favoriser l'évacuation des débris, tout en protégeant contre la corrosion atmosphérique et l'oxydation<sup>58</sup>. Cependant, pour favoriser le passage du courant, ce lubrifiant doit être électriquement compatible, peu volatil, stable en température, inerte chimiquement, avec un poids moléculaire optimisé et une faible tension de surface.

<sup>66</sup> REN W., WANG P., SONG J., ZHAI G., Effects of current load on wear and fretting corrosion of gold-plated electrical contacts, *Tribology Int.* 70, pp. 75-82, 2014.

<sup>67</sup> FU Y., WEI J., BATCHELOR A. W., Some considerations on the mitigation of fretting damage by the application of surface-modification technology, *J. of Materials Processing Technology* 99 (1), pp. 231-245, 2000.

<sup>68</sup> LEMM J. D., WARMUTH A. R., PEARSON S. R., SHIPWAY P. H., The influence of surface hardness on the fretting wear of steel pair role in debris retention in the contact, *Tribology Int.* 81, pp. 258-266, 2015.



Les lubrifiants les plus adaptés dans la connectique de bas niveau sont les polyéthers perfluorés PFPE<sup>69,70,71</sup> et le polyphényléthers<sup>72</sup>. Les travaux de Noël *et al.* montrent les effets positifs du lubrifiant (Figure 1.27) sur des revêtements d'étain à différentes rugosités ( $12 \text{ nm} < R_a < 152 \text{ nm}$ ), les études montrent aussi que la dégradation du revêtement en étain augmente en fonction de la viscosité du lubrifiant PFPE<sup>73</sup>.

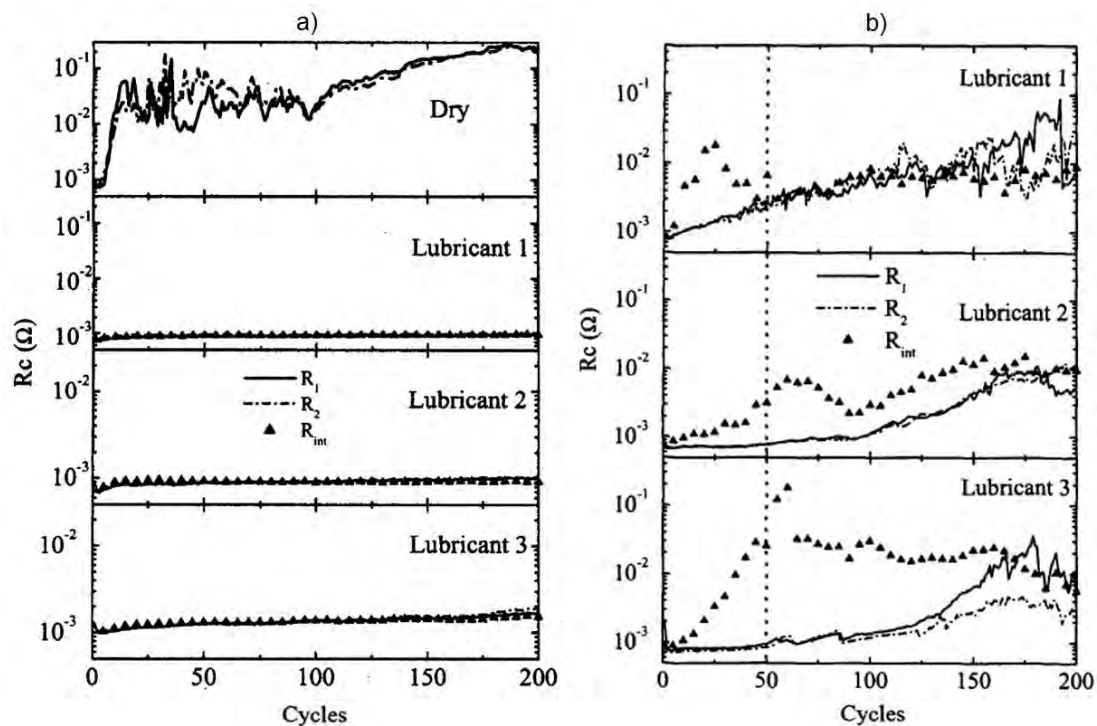


Figure 1.27 : Evolution de la résistance de contact sur des contacts étamés en utilisant 3 lubrifiants perfluorés de densités différentes<sup>73</sup> : influence de l'état de surface (a)  $R_a = 12 \text{ nm}$  (b)  $R_a = 152 \text{ nm}$ .

## 4. Émission acoustique et tribologie

### 4.1. Introduction

Les méthodes traditionnelles de surveillance utilisées pour suivre le comportement d'un contact frottant, s'appuient sur des capteurs de déplacement et d'effort qui permettent d'informer l'expérimentateur sur des changements de comportement tribologique lors d'un

<sup>69</sup> NOËL S., ALAMARGUY D., BRÉZARD-OUDDOTA A., GENDRE P., An investigation of fretting wear behaviour of nickel coatings for electrical contacts application in dry and lubricated conditions, *Wear* 301, pp. 551-561, 2013.

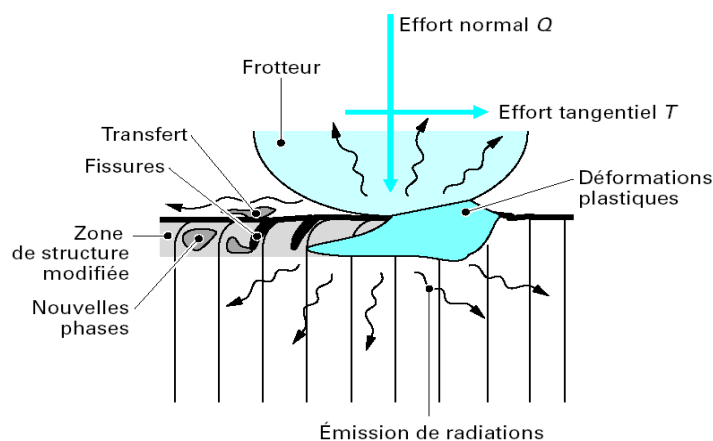
<sup>70</sup> NOËL S., BOYER L., HOUZC F., BOISSEL J., BOURIN J.M., ZINDINE E.M., Electrical and tribological properties of lubricated nickel coatings for low level connectors, *16<sup>th</sup> Int. Conf. on Electrical Contacts*, pp. 73-78, 1992.

<sup>71</sup> NOËL S., LECAUDÉ N., ALAMARGUY D., BOYER L., Friction properties of perfluorinated polyether for hot-dipped tin low level separable electrical contacts, *Synthetic Lubrication* 18, pp. 179-189, 2002.

<sup>72</sup> ANTLER M., Electrical Effects of Fretting Connector Contact Materials: a Review, *Wear* 106, pp. 5-33; 1985.

<sup>73</sup> NOËL S., LECAUDE N., ALAMARGUY D., TRISTANI L., Lubrication mechanisms of hot-dipped tin separable electrical contacts, *Proc. of the 47<sup>th</sup> IEEE Holm Conference on Electrical Contacts*; pp. 197-202, 2001.

essai. Ainsi, en fretting, la décroissance de l'amplitude de débattement du frotteur dans un système non asservi, renseigne sur la progression du système vers le grippage. De même, l'évolution des efforts donne une indication sur l'énergie dissipée dans le contact. Cependant dans la plupart des cas, ces informations sont souvent insuffisantes, ce qui rend difficile l'établissement d'un diagnostic véritable de la situation ou la compréhension des mécanismes de dégradation des surfaces *en temps réel*.



**Figure 1.28 : Mécanismes de dissipation dans un contact frottant<sup>74</sup>.**

De plus, différents mécanismes de dissipation d'énergie peuvent apparaître simultanément dans la zone de contact ou successivement dans le temps (Figure 1.28). Comme il est habituellement impossible de visualiser le contact *in situ*, une solution intéressante est d'*écouter* le signal acoustique généré par le système frottant. Ainsi, l'émission acoustique constitue un outil intéressant pour le tribo-diagnostic<sup>74</sup>.

### **Définition de l'émission acoustique**

Selon la norme NF EN 1330-9<sup>75</sup>, l'émission acoustique (EA) se définit comme étant « un phénomène de création d'ondes élastiques transitoires résultant de micro-déplacements locaux internes à un matériau ». Le terme d'émission acoustique désigne également les disciplines scientifiques et techniques utilisant ce phénomène. D'un point de vue énergétique, une source d'émission acoustique est un lieu de dissipation d'énergie mécanique par brusques variations du champ de contrainte<sup>76</sup>. Seule une partie de cette énergie est disponible pour la création d'ondes élastiques. En effet, le reste de l'énergie est dissipé soit thermiquement par déplacement de vibrations dans le réseau, soit converti en énergie de surface, soit enfin absorbé dans le réseau par accumulation de dislocations. Le mouvement des dislocations résultant de cette dissipation d'énergie émet également des ondes élastiques. Cependant, même si la majeure partie de l'énergie contribue finalement à la création d'ondes élastiques, l'énergie reçue par un capteur d'émission acoustique est beaucoup plus faible en raison de

<sup>74</sup> BARANOV V. M., KUDRYAVTSEV E. M., SARYCHEV G. A., SCHAVELIN V. M., *Acoustic emission in friction* 53, Elsevier, 2011.

<sup>75</sup> Norme française NF EN 1330-9, Essais non destructifs, terminologie, partie 9 : termes utilisés en contrôle par émission acoustique, 2000.

<sup>76</sup> Euro Physical Acoustic S.A., Principe des émissions acoustiques.

perles par atténuation et de directivité des ondes, de l'existence d'un seuil de détection et de largeur de bande de fréquence limitée. La part de l'énergie convertie en énergie acoustique dépend non seulement de la nature de la source, mais aussi de son environnement dans le matériau.

### ***Sources d'émission acoustique***

De nombreux phénomènes physiques et mécanismes d'endommagement des matériaux sont générateurs d'émission acoustique<sup>77</sup> :

- déformation plastique, mouvement de dislocations, maclage, glissement aux joints de grains, formation de bandes de Piobert-Lüders (bandes de concentration de déformation plastique),
- ruptures d'inclusions ou de composés intermétalliques,
- transformation de phases (martensitique),
- amorçage et propagation de fissures (contraintes statiques, fatigues, etc.),
- fragilisation par hydrogène,
- corrosion localisée (corrosion sous contrainte, piqûre, crevasse),
- endommagement des matériaux composites et béton (microfissurations de la matrice, délaminage, ruptures d'interfaces, ruptures de fibres, etc.),
- impact mécanique et frottement.

La plupart de ces sources correspondent à des domaines fréquentiels situés dans l'ultrasonore entre quelques kilohertz et au-delà du mégahertz. Plus précisément, Baranov *et al.*<sup>74</sup> présentent quelques exemples de caractéristiques de signaux émis par des sources telles que la formation de microfissures (Tableau 1.2).

Il est alors intéressant de remarquer que plus la taille de ces sources est faible et plus le domaine fréquentiel considéré est élevé et la durée du signal émis est courte. Concernant l'énergie de ces signaux, celle-ci est plutôt liée à la nature de la source considérée. Ainsi, une déformation plastique émettra généralement des signaux moins énergétiques que la propagation d'une fissure dans un même matériau.

Type de source EA	Amplitude ou énergie du signal EA (aJ)	Durée du signal ( $\mu$ s)	Bande spectrale du signal (kHz)
Annihilation de dislocations	4 à 400	$5 \cdot 10^{-5}$	$10^5$
Formation de microfissures	$10^6$ à $10^8$	$10^{-3}$ à $10^{-2}$	$5 \cdot 10^4$
Déformation plastique de l'ordre de 0,1 mm	$10^{14}$	$10^3$	500

**Tableau 1.2 : Exemple de sources d'émission acoustique et caractéristiques des signaux associés<sup>74</sup>.**

<sup>77</sup> YUYAMA S., KISHI T., HISAMATSU Y. Fundamental aspects of AE monitoring on corrosion fatigue processes in austenitic stainless steel, *Journal of Materials for Energy Systems* 5 (4), pp. 212-221, 1984.

## 4.2.Applications à la tribologie

### *Sources d'émission acoustique dues à la friction des solides*

L'émission acoustique va être étroitement liée aux paramètres tribologiques comme les paramètres fonctionnels (mode de frottement, configuration du contact, type de mouvement, etc.), les paramètres environnementaux (type de dispositif, type d'ambiance, type de lubrification) et les paramètres du matériau (composition chimique, nature des éléments interfaciaux, propriétés thermomécaniques...).

Ces paramètres vont avoir un effet sur les caractéristiques des signaux d'émission acoustique comme l'amplitude et vont générer des sources d'émission acoustique différentes selon le type de sollicitation subi<sup>78</sup>. Dans les processus tribologiques, différents mécanismes d'accommodation d'origine mécanique ou physico-chimique peuvent intervenir au contact entre deux matériaux. Ces mécanismes forment différentes sources d'émission acoustique générant des signatures acoustiques particulières<sup>79</sup> (Figure 1.29) :

- Interactions dues aux impacts élastiques, collision d'aspérités,
- Changements de l'état contrainte-déformation en surface,
- Déformations plastiques et endommagement de couches de surface,
- Générations, mouvements et interactions de dislocations,
- Énergie libérée lors de déformations répétées durcissement-adoucissement,
- Changement de la structure des surfaces frottantes,
- Formation et propagation de microfissures,
- Formation et déplacement de débris d'usure,
- Rupture de jonctions adhésives,
- Formations de piqures de fatigue-corrosion.

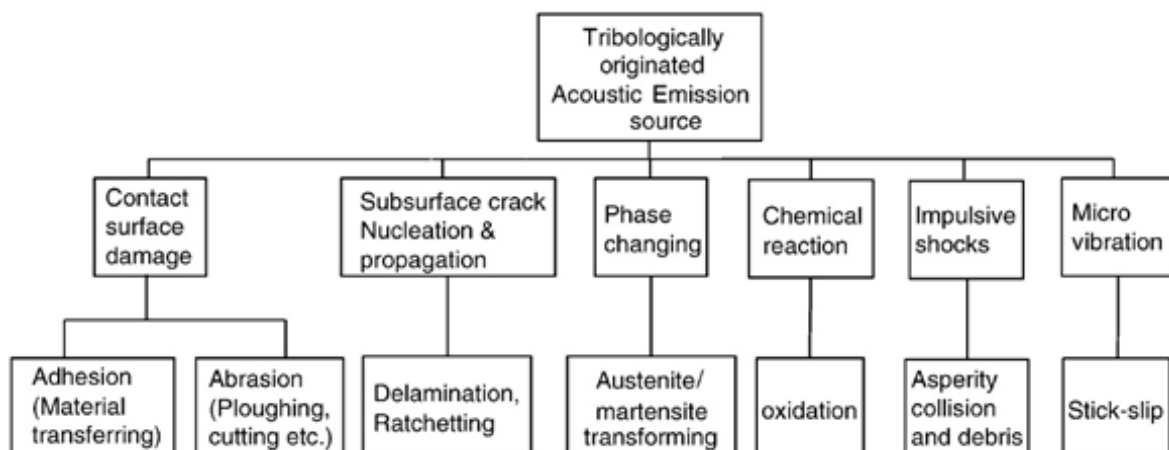


Figure 1.29 : Possibles sources d'émission acoustique d'un tribocontact<sup>79</sup>.

<sup>78</sup> MILLER R. K., McINTIRE P., *Nondestructive Testing Handbook, Vol. 5: Acoustic Emission Testing, American Society for Nondestructive Testing, Columbus Ohio, 603, 1987.*

<sup>79</sup> SUN J., WOOD R. J. K., WANG L., CARE I., POWRIE H. E. G., *Wear monitoring of bearing steel using electrostatic and acoustic emission technique, Wear 259, pp. 1482-1489, 2005.*

### *Caractéristiques des signaux d'émission acoustique en frottement*

Comme vu précédemment, les signaux d'émission acoustique peuvent être caractérisés par quelques paramètres dont l'amplitude et la fréquence des salves. L'amplitude est généralement associée à l'énergie des sources d'émission acoustique et la fréquence permet de caractériser la nature de ces sources (Tableau 1.3).

<b>Caractéristiques d'EA</b>	<b>Information</b>
Fréquence spectrale	Nature de la source d'EA
Amplitude	Energie de la source d'EA
Distribution de l'amplitude	Type de défaut : mode de fracture (ductile ou fragile)
Nombre de coups	Taux de croissance du défaut
Distribution des coups	Type de croissance du défaut

**Tableau 1.3 : Information des caractéristiques des signaux d'émission acoustique<sup>74</sup>.**

Différents facteurs liés aux conditions de frottement peuvent influencer l'amplitude des signaux d'émission acoustique (Tableau 1.4). Ainsi, la topographie des surfaces, les propriétés physicochimiques des matériaux en contact, les conditions de frottement et les mécanismes d'usure influencent l'amplitude des signaux d'émission acoustique. Dans le domaine du fretting, l'amorçage et la propagation de fissures libèrent de l'énergie mécanique en mode II de cisaillement<sup>80</sup>.

<b>Facteurs augmentant l'amplitude des signaux EA</b>	<b>Facteurs réduisant l'amplitude des signaux EA</b>
<i>Rugosité importante</i>	Relief lisse
Grande dureté	<i>Faible dureté</i>
Anisotropie de surface	<i>Isotropie de surface</i>
Grosse taille de grains	Faible taille de grains
<i>Défauts en surface</i>	Absence de défauts en surface
Faible température	Haute température
<i>Vitesse de glissement élevée</i>	Vitesse de glissement faible
Charge élevée	<i>Faible charge</i>
<i>Conditions de frottement non stationnaires</i>	Conditions de frottement stationnaires
Usure abrasive	<i>Usure adhésive</i>
Rupture fragile	<i>Rupture ductile</i>
<i>Frottement sec</i>	Frottement lubrifié

**Tableau 1.4: Facteurs influençant l'amplitude des signaux d'émission acoustique<sup>74</sup>.**

<sup>80</sup> MERIAUX J., FOUVRY S., BOINET M., LENAIN J.-C., Identification of fretting fatigue crack propagation mechanisms using acoustic emission; *Tribology Int.* 43, pp. 2166-2174, 2010.

Dans le cas d'un contact frottant métallique, une surface rugueuse ou une vitesse de glissement élevée avec un frottement non stationnaire à sec, sont des facteurs d'augmentation de l'amplitude des signaux d'émission acoustique. Inversement, une surface isotrope à faible dureté sollicitée à faible charge qui présente un mécanisme d'usure par adhésion, va générer une faible activité des signaux d'émission acoustique.

L'apparition de fissures s'accompagne d'un accroissement de l'activité et de l'énergie acoustique. En ce qui concerne les mécanismes d'usure, plusieurs paramètres statistiques des signaux EA ont été utilisés pour corrélérer les signaux reçus avec l'évolution de l'usure.

- Par exemple McBride *et al.*<sup>81</sup> ont trouvé une corrélation entre la distribution du nombre d'évènements caractérisée par l'amplitude de la salve (*peak amplitude*) et le temps de montée (*rise time*) : une forte amplitude avec un temps court *rise time* serait liée à une phase de rodage et de production initiale d'usure, tandis que de faibles amplitudes avec un *rise time* élevé correspondrait à un débit interne plastique du circuit tribologique.
- D'autres auteurs comme Jiaa et Dornfeld<sup>82</sup> proposent des corrélations entre les valeurs RMS des signaux d'émission acoustique et différents mécanismes d'usure, sur un contact métallique pion-disque.
- Boness *et al.*<sup>83</sup> ont trouvé une forte corrélation entre le volume d'usure de la sphère et l'intégrale du signal RMS des signaux EA pour un contact métallique à sec.
- Hanchi et Klamecki<sup>84</sup> ont montré des corrélations entre les variations des signaux EA et les variations du taux d'usure pour de couples métalliques sur un tribomètre rotatif.
- Lingard *et al.*<sup>85</sup>, en étudiant l'usure sur des couples métalliques ont montré des corrélations entre le nombre total de coups (*counts*) et le travail de frottement.
- Ito *et al.*<sup>86</sup>, en étudiant le fretting sur des couples frottants acier-acier et acier-aluminium, décrivent une bonne corrélation entre l'énergie dissipée cumulée issue de l'aire des cycles et la valeur RMS des émissions acoustiques cumulées au cours de l'essai (Figure 1.30).

---

<sup>81</sup> McBRIDE S. L., BONESS R. J., SOBCZYK M., VINER M. R., Acoustic emission from lubricated and unlubricated rubbing surfaces, *J. Acoustic Emission* 8 (12), pp. 192–197, 1989.

<sup>82</sup> JIAA C. L., DORNFELD D. A., Experimental studies of sliding friction and wear via acoustic emission signal analysis, *Wear* 139, pp. 403–424, 1990.

<sup>83</sup> BONESS R. J., McBRIDE S. L., SOBCZYK M., Wear studies using acoustic emission techniques, *Tribology Int.*, 23 (5), pp. 291–295, 1990.

<sup>84</sup> HANCHI J., KLAMECKI B. E., Acoustic emission monitoring of the wear process, *Wear* 145 (1), pp. 1–27, 1991.

<sup>85</sup> LINGARD S., YU C.W., YAU C. F., Sliding wear studies using acoustic emission, *Wear* 162, pp. 597–604, 1993.

<sup>86</sup> ITO S, SHIMA M., JIBIKI T., AKITA H., The relationship between AE and dissipation energy for fretting wear, *Tribology Int.*, 42 (2), pp. 236–242, 2009.

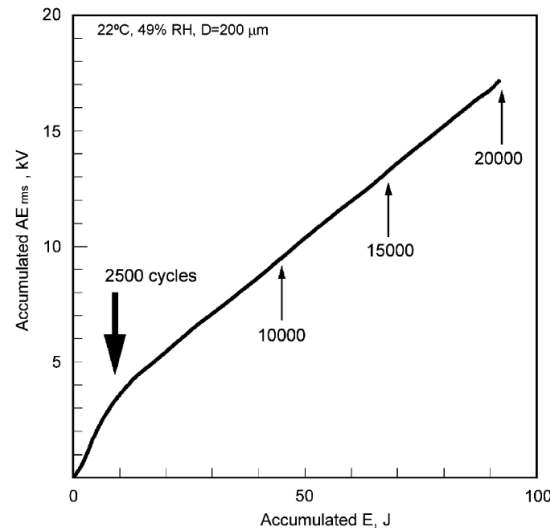


Figure 1.30 : Énergie dissipée cumulée en fonction de la valeur  $EA_{RMS}$  cumulée pour un couple acier-aluminium<sup>86</sup>.

## 5. Approche quantitative de l'usure

### 5.1. Formalismes d'Archard

Les premiers modèles de quantification de l'usure ont été proposés dans les années 40. Holm<sup>87</sup> en étudiant l'usure des contacts électriques montre que le volume usé est proportionnel au rapport de la charge normale  $F_N$  et de la dureté  $H$  suivant la relation (Équation 1.1) :

$$V = k \cdot \frac{F_N}{H} \quad \text{Équation 1.1}$$

où  $k$  est un coefficient difficile à interpréter. Archard<sup>88</sup> reprend les travaux de Holm en étudiant l'usure de matériaux mous contre un matériau dur et établit une loi d'usure en considérant comme paramètres tribologiques la charge appliquée au contact  $F_N$ , la pression de plastification locale du matériau  $p_e$  et la distance de glissement  $D_0$ . Il montre que le volume usé  $V$  lors d'un contact peut être donnée par la relation (Équation 1.2) :

$$V = k \cdot D_0 \frac{F_N}{p_e} \quad \text{Équation 1.2}$$

où  $k$  est un coefficient d'usure défini comme la probabilité de former une particule d'usure. Cette loi permet d'analyser l'usure de façon globale. Pour quantifier l'usure, l'évolution du volume usé  $V$  peut se représenter en fonction des différents paramètres, en particulier, l'effort normal  $F_N$  et la distance de glissement  $D_0$  comme le propose la loi d'Archard. On définit un taux d'usure  $U$  où le produit  $F_N \cdot D_0$  a la dimension d'une énergie (Équation 1.3) :

$$U = \frac{V}{F_N \cdot D_0} \quad \text{Équation 1.3}$$

<sup>87</sup> HOLM R., *Electric contacts*, Almqvist & Wiksells Boktryckeri, Uppsala, 1946.

<sup>88</sup> ARCHARD J. F., Contact and rubbing of flat surfaces, *J. Appl. Phys.* 24, pp. 981-988, 1953.

Dans le cas d'une sollicitation de fretting, plusieurs auteurs ont proposés différents coefficients d'usure pour des métaux durs à partir du modèle d'Archard comme Blanpain *et al.*<sup>89</sup>, Mc Coll *et al.*<sup>90</sup> ou Liu *et al.*<sup>91</sup>. Ces derniers ont développé une variante de la loi d'Archard en introduisant, outre la dureté, un coefficient énergétique de déformation élastique du matériau. Néanmoins, le formalisme d'Archard n'intègre pas le coefficient de frottement. Cartier et Kapsa<sup>92</sup> ont constaté que l'usure est d'autant plus importante que le facteur entre  $F_T$  et  $F_N$  est élevé.

## 5.2. Approches énergétiques

Mohrbacher *et al.*<sup>93</sup> proposent de relier le volume usé, non pas avec le travail de l'effort normal, mais avec celui de l'effort tangentiel  $F_T$ , à partir des cycles de fretting. La force tangentielle moyenne  $\bar{F}_{T_i}$  dans la phase de glissement total d'amplitude  $2\delta_0$ , est définie pour chaque cycle  $i$  par (Équation 1.4) :

$$\bar{F}_{T_i} = \frac{E_{di}}{4\delta_{0i}} \quad \text{Équation 1.4}$$

Ils trouvent une dépendance entre l'énergie dissipée et le niveau d'endommagement de la surface et définissent un *coefficient énergétique d'usure*  $\alpha_u$  suivant la relation<sup>94</sup> (Équation 1.5) :

$$\alpha_u = \frac{V}{\sum E_d} \quad \text{Équation 1.5}$$

où l'énergie totale dissipée  $\sum E_d$  (J) est donnée par (Équation 1.6) :

$$\sum E_d = \sum_{i=1}^N 4 \cdot \bar{F}_{T_i} \cdot \delta_{0i} \quad \text{Équation 1.6}$$

Cette expression peut aussi être écrite en fonction du coefficient de frottement  $\mu_i$  par cycle (Équation 1.7) :

$$\sum E_d = \sum_{i=1}^N 4 \cdot \mu_i \cdot F_N \cdot \delta_{0i} \quad \text{Équation 1.7}$$

Le coefficient énergétique d'usure  $\alpha_u$  prend ainsi en compte le chargement normal  $F_N$ , l'évolution du coefficient de frottement  $\mu$ , l'amplitude de glissement  $\delta_0$  et la durée de l'essai  $N$ . Selon les travaux de Prakash *et al.*<sup>95</sup>, Ramalho et Miranda<sup>96</sup> et Fouvry *et al.*<sup>97</sup>, l'énergie

<sup>89</sup> BLANPAIN B., CELIS J.-P., ROOS J. R., EBBERINK J., SMEETS J., A comparative study of the fretting wear of hard carbon coatings, *Thin Solid Films*, 223, (1), pp. 65-71, 1993.

<sup>90</sup> Mc COLL I. R., DING J., LEEN S. B., Finite element simulation and experimental validation of fretting wear, *Wear* 256 (11), pp. 1114-1127, 2004.

<sup>91</sup> LIU R., LI D. Y., Modification of Archard's equation by taking account of elastic/pseudoelastic properties of materials, *Wear* 251 (1), pp. 956-964, 2001.

<sup>92</sup> CARTIER M., KAPSA P., *Usure des contacts mécaniques*. Ed. Techniques de l'Ingénieur, 2001.

<sup>93</sup> MOHRBACHER H., CELIS J.-P., ROOS J. R., Laboratory testing of displacement and load induced fretting, *Tribology Int.* 28 (5), pp. 269-278, 1995.

<sup>94</sup> MOHRBACHER H., BLANPAIN B., CELIS J.-P., ROOS J. R., STALS L., Van STAPPEN M., Oxidational wear of TiN coatings on tool steel and nitrided tool steel in unlubricated fretting, *Wear* 188 (1), pp. 130-137, 1995.

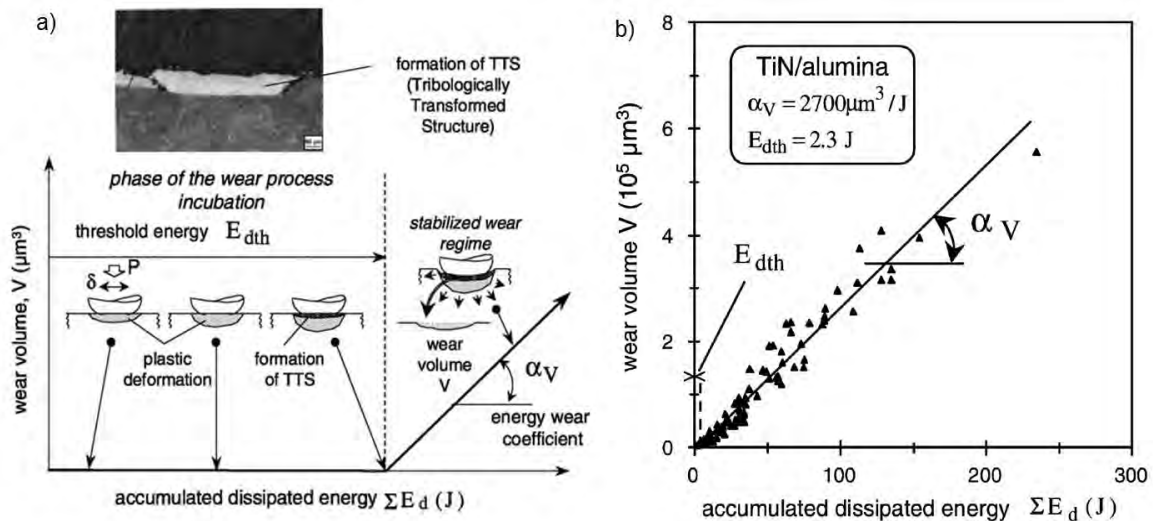
<sup>95</sup> PRAKASH B., FTIKOS C., CELIS J.-P., Fretting wear behavior of PVD TiB<sub>2</sub> coatings, *Surface and Coatings Technology*, 154 (2), pp. 182-188, 2002.



dissipée apparaît ainsi comme l'activateur principal des processus de dégradation du système tribologique. A partir de cette approche énergétique Cartier & Kapsa<sup>92</sup> mettent en évidence deux étapes du processus de dégradation (Figure 1.31a) : une phase incubatrice (phase d'activation) et une phase stabilisée. La phase d'incubation génère fréquemment des structures tribologiquement transformées (*tribological transformed structures* ou TTS), dues à l'accumulation de déformations plastiques dans le contact, effet capable de recristalliser la microstructure.

Sauger *et al.*<sup>98,99</sup> expliquent que la formation des TTS est associée à une certaine quantité d'énergie pouvant correspondre à l'activation de l'oxydation des surfaces. Par la suite, l'énergie supplémentaire dissipée va permettre la création des premiers débris et activer la progression en sous-couche de la structure modifiée.

Fouvry *et al.*<sup>100</sup> corroborent la présence de ces deux étapes d'activation et de stabilisation (Figure 1.31a) et distinguent un seuil d'énergie d'activation  $E_{dth}$  (Figure 1.31b), très faible pour des revêtements céramiques, mais très élevé pour les métaux en raison de l'énergie utilisée pour la déformation plastique avant l'apparition des débris d'usure.



**Figure 1.31 : (a) Illustration de l'activation du processus de dégradation des surfaces frottantes<sup>100</sup> ; (b) Volume d'usure en fonction de l'énergie totale dissipée, identification d'un coefficient énergétique d'usure  $\alpha_V$  et d'un seuil d'énergie d'activation  $E_{dth}$ .**

En mettant en évidence la non linéarité entre le volume usé et l'énergie totale dissipée lors

<sup>96</sup> RAMALHO, A., MIRANDA J.-C., The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems, *Wear* 260 (4), pp. 361-367, 2006.

<sup>97</sup> FOUVRY S., Shakedown analysis and fretting wear response under gross slip condition. *Wear* 251 (1), pp. 1320-133, 2001.

<sup>98</sup> SAUGER E., FOUVRY S., PONSONNET L., KAPSA P., MARTIN J.-M., Tribologically transformed structure in fretting, *Wear* 245 (1), pp. 39-52, 2000.

<sup>99</sup> SAUGER, E., PONSONNET, L., MARTIN, J.-M., VINCENT L., Study of the tribologically transformed structure created during fretting tests, *Tribology Int.*, 33, (11), pp. 743-750, 2000.

<sup>100</sup> FOUVRY S., LISKIEWICZ T., KAPSA P., HANNEL S. SAUGER E., An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts, *Wear* 255 (1), pp. 287-298, 2003.

d'une étude de l'usure du Ti-6Al-4V en fretting, les résultats de Fridrici *et al.*<sup>101</sup>, Fouvry *et al.*<sup>102</sup> et Paulin *et al.*<sup>103</sup> montrent que le formalisme développé par Mohrbacher *et al.*<sup>93</sup> ne peut être généralisé à tout type de matériau (Figure 1.32).

Les auteurs expliquent ce résultat en faisant l'hypothèse de la dépendance du flux des particules d'usure (formation et éjection) avec l'amplitude de débattement. Ils s'accordent à dire que l'énergie dissipée est responsable de la création du troisième corps (couche interfaciale formée) et l'amplitude de débattement conditionne son flux d'éjection à l'interface de frottement (Figure 1.33).

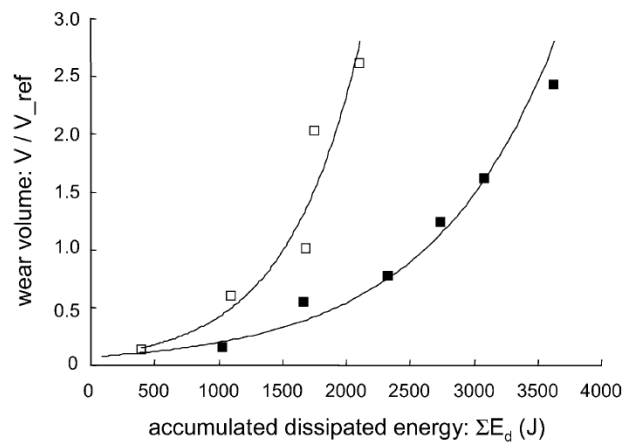


Figure 1.32 : Évolution du volume d'usure en fonction de l'énergie totale dissipée pour un contact Ti-6Al-4V/Ti-6Al-4V<sup>102</sup>.

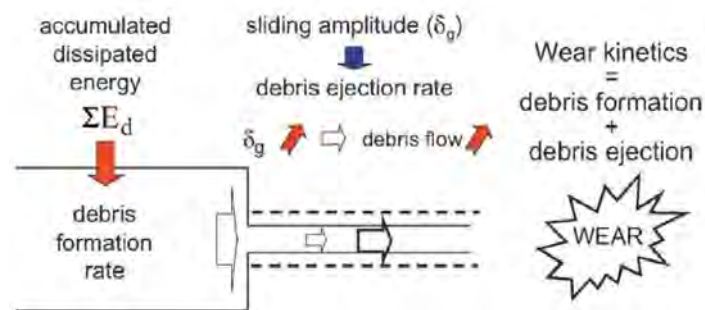


Figure 1.33 : Illustration de la cinétique d'usure à partir des écoulements de matière dans un contact Ti-6Al-4V/Ti-6Al-4V<sup>102</sup>.

Pour formaliser la cinétique d'usure pour des matériaux ductiles (adhérents), les auteurs proposent de pondérer l'énergie totale dissipée par l'amplitude de glissement en introduisant un *facteur d'usure*  $FW$  (J) défini par (Équation 1.8) :

$$FW (J) = \frac{\bar{\delta}_g}{\delta_{ref}} \Sigma E_d \quad \text{Équation 1.8}$$

<sup>101</sup> FRIDRICI V., *Fretting d'un alliage de titane revêtu et lubrifié : application au contact aube/disque*, Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 2002.

<sup>102</sup> FOUVRY S., DUO P., PERRUCHAUT P., A quantitative approach of Ti-6Al-4V fretting damage: friction, wear and crack nucleation, *Wear* 257, pp. 916-929, 2004.

<sup>103</sup> PAULIN C., FOUVRY S., DEYBER S., Wear kinetics of Ti-6Al-4V under constant and variable fretting sliding conditions, *Wear* 259 (1), pp. 292-299, 2005.

où  $\sum E_d$  représente l'énergie totale dissipée (J) et où le rapport de l'amplitude moyenne de glissement  $\bar{\delta}_g$  ( $\mu\text{m}$ ) sur l'amplitude de glissement de référence choisie  $\delta_{\text{ref}}$  ( $\mu\text{m}$ ) constitue l'influence de l'amplitude de débattement. Une relation linéaire est observée entre le volume usé  $V$  ( $\mu\text{m}^3$ ) et ce facteur d'usure (Figure 1.34). L'usure peut être alors quantifiée en fonction d'un *coefficient énergétique d'usure normalisée*  $\gamma_c$  ( $\mu\text{m}^3/\text{J}$ ) défini comme (Équation 1.9) :

$$V = \gamma_c \cdot FW \quad \text{Équation 1.9}$$

De plus, pour généraliser l'application de ce formalisme, les auteurs montrent que ce coefficient énergétique d'usure reste stable et indépendant de la dimension du contact (selon la pression de contact), du nombre de cycles et des amplitudes de déplacement.

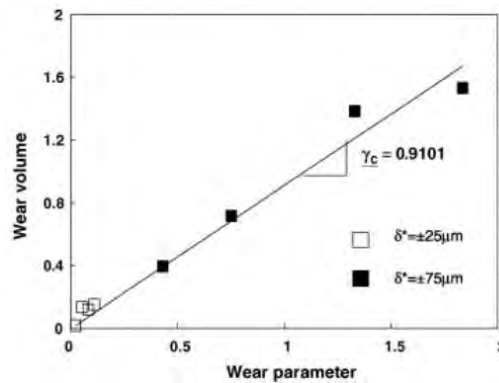


Figure 1.34 : Évolution du volume d'usure en fonction du facteur d'usure  $FW$ , comparaison entre deux amplitudes de déplacement<sup>103</sup>.

Yantio *et al.*<sup>104</sup> ont généralisé cette approche dans le cas d'une sollicitation de fretting à débattement libre, en introduisant un coefficient énergétique d'usure  $GY$  ( $\mu\text{m}^2/\text{J}$ ) qui prend en compte non seulement l'usure du contact  $V$  mais également la distance totale glissée  $D_0$  et l'énergie totale dissipée  $E_{dt}$  (Équation 1.10, Figure 1.35) :

$$GY = \frac{V}{D_0 \cdot E_{dt}} \quad \text{Équation 1.10}$$

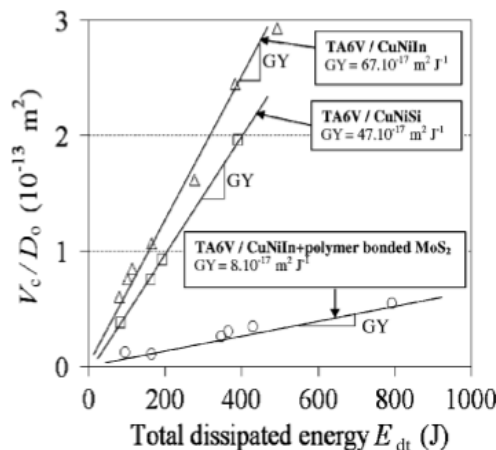


Figure 1.35 : Évolution du rapport volume d'usure du contact sur la distance totale parcourue  $V_c/D_0$  en fonction de l'énergie totale dissipée : comparaison entre trois revêtements<sup>104</sup>.

<sup>104</sup> YANTIO NJANKEU SABEYA G. R., PARIS J.-Y., DENAPE J., Fretting wear of a coated titanium alloy under free displacement, *Wear* 264 (3), pp. 166-176, 2008.

Luo et al.<sup>105</sup> ont utilisé comme base l'approche de Mohrbacher *et al.*<sup>94</sup> pour formaliser la relation entre l'usure  $V$  et l'énergie totale dissipée  $\sum E_d$  pour des revêtements lubrifiants, au moyen d'un autre paramètre énergétique d'usure  $K_e$  où l'auteur ajoute un offset d'énergie dissipée  $\alpha$  liée probablement à la phase d'activation avant l'apparition de l'usure (Équation 1.11, Figure 1.36) :

$$V = K_e \cdot \sum E_d + \alpha \quad \text{Équation 1.11}$$

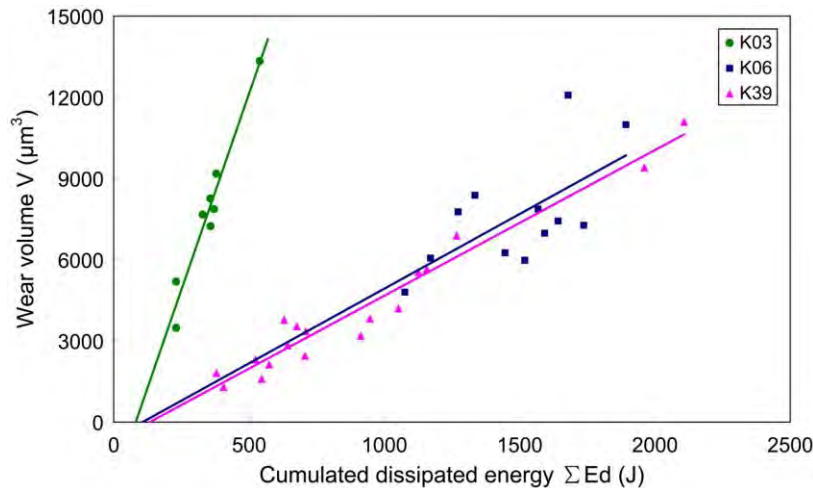


Figure 1.36 : Évolution du volume d'usure  $V$  en fonction de l'énergie totale dissipée, pour trois revêtements lubrifiants (K06 à base de  $\text{MoS}_2$  et K03 et K06 à base de PTFE)<sup>105</sup>.

Des études plus récentes menés par l'équipe de Fouvry<sup>106,107</sup> font appel à l'approche énergétique globale basée sur le coefficient énergétique d'usure  $\alpha_u = V / E_{dt}$ .

Kim et Korsunsky<sup>108, 109</sup> ont développé une approche énergétique qui intègre la distance de glissement cumulée  $D_0 = \sum_{i=1}^N \delta_i$  pour quantifier l'endommagement en fretting-usure de revêtements autolubrifiants. Le calcul de l'énergie totale dissipée  $\sum E_d$  se fait à partir de la force tangentielle  $F_T$  et de l'amplitude de glissement  $\delta_0$  (ouverture de cycle) de chaque cycle de fretting (Équation 1.12) :

$$\sum E_d = \sum_{i=1}^N (2F_{T_i} \cdot \delta_i) \quad \text{Équation 1.12}$$

Le taux de dissipation d'énergie  $dE_d/dS_d$  montre une relation exponentielle de l'énergie totale dissipée  $E_d$  où  $C_E$  est le paramètre de taux de dissipation d'énergie et  $n$  l'exposant de dissipation d'énergie (Équation 1.13, Figure 1.37) :

<sup>105</sup> LUO D. B., FRIDRICI V., KAPSA P., Evaluating and predicting durability of bonded solid lubricant coatings under fretting conditions, *Tribology Int.* 44 (11), pp. 1577-1582, 2011.

<sup>106</sup> MARY C., FOUVRY S., MARTIN J.-M., BONNET B., Pressure and temperature effects on Fretting Wear damage of a Cu-Ni-In plasma coating versus Ti17 titanium alloy contact, *Wear* 272 (1), pp. 18-37, 2011.

<sup>107</sup> HAVIEZ L., FOUVRY S., TOSCANO R., YANTIO G., An energy-based approach to understand the effect of fretting displacement amplitude on grease-lubricated interface, *Wear* 2015. (In press)

<sup>108</sup> KIM K., KORSUNSKY A. M., Exponential evolution law of fretting wear damage in low-friction coatings for aerospace components, *Surface and Coatings Technology*, 202, (24), pp. 5838-5846, 2008.

<sup>109</sup> KIM K., KORSUNSKY A. M., Dissipated energy and fretting damage in CoCrAlY-MoS<sub>2</sub> coatings, *Tribology Int.*, 43 (3), pp. 676-684, 2010.

$$\frac{dE_d}{dD_0} = C_E \cdot E_d^n$$

Équation 1.13

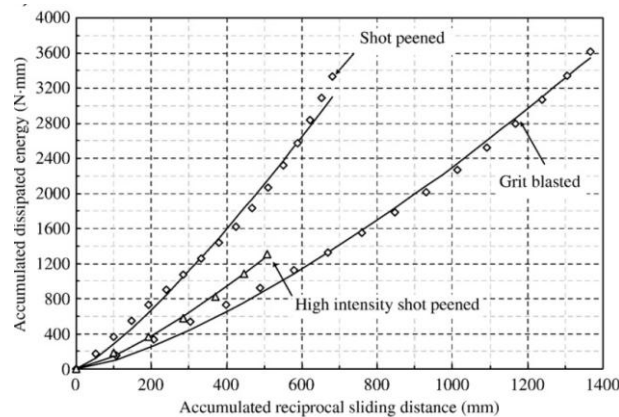


Figure 1.37 : Évolution de l'énergie totale dissipée en fonction de la distance de glissement cumulée, pour des frotteurs avec trois états de surface face aux échantillons revêtus de CuNiIn<sup>110</sup>.

L'analyse de l'évolution des cycles de fretting met en évidence trois types d'énergie<sup>110</sup> : l'énergie dissipée dans la zone glissante  $E_{d0}$  ( $W_d$ ) avec  $\delta_0$ , l'énergie élastique stockée aux changements de sens  $W_e$  avec  $(\delta^* - \delta_0)$  et l'énergie totale  $E_t$  ( $W_t$ ) qui correspond à l'aire du rectangle de largeur  $2\delta$  ( $\delta^*$ ) (Figure 1.38a). Un facteur adimensionnel  $r = W_d / W_t$  correspondant à la partie dissipée de l'énergie totale est considéré pour représenter le comportement énergétique en fonction de la distance de glissement cumulée (Figure 1.38b).

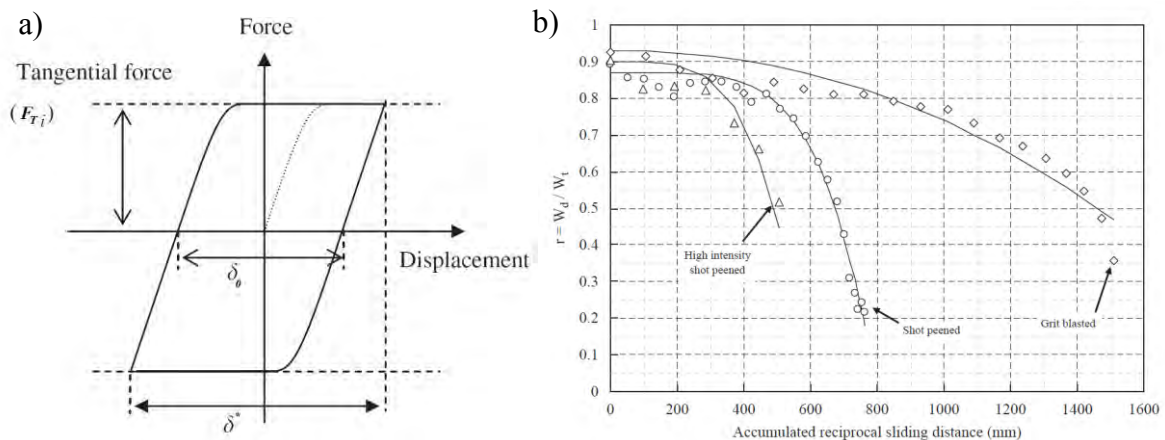


Figure 1.38 : (a) Paramètres des cycles de fretting pour le calcul de l'énergie dissipée, (b) Paramètre énergétique  $r$  en fonction de la distance de glissement cumulée<sup>112</sup>.

## 6. Synthèse partielle

Après avoir introduit et défini les notions générales de système tribologique et de fretting, cette revue bibliographique s'est d'abord intéressée à l'analyse et à l'interprétation des informations associées à l'enregistrement des cycles de fretting au cours d'essais en glissement total. Par rapport à un cycle idéal  $F_T = f(\delta)$  de forme quadratique,

<sup>110</sup> KORSUNSKY A. M., KIM K., Dissipated energy and friction coefficient evolution during fretting wear of solid lubricant coatings, *Tribology Int.* 43 (5), pp. 861-867, 2010.

- des pentes non verticales aux changements de direction de glissement du frotteur sont liées à la *rigidité* du système (dispositif et contact) : pour des dispositifs suffisamment rigides, ces pentes caractérisent la rigidité du contact ;
- des pointes ou des boucles aux points de débattement maximal du cycle, essentiellement observées sur des couples de matériaux ductiles (adhérents), sont attribuées soit à la présence de bourrelets plastiques en bout de trace, soit à un effet d'emboîtement d'aspérités (*interlocking*) produites par le frottement à l'intérieur du contact ;
- des *non linéarités* de la force tangentielle au cours de la phase de glissement, souvent associées à la présence de pointes et de boucles, ont tendance à disparaître avec de fortes pressions de contact.

Cette revue s'est ensuite penchée sur l'*endommagement des matériaux dans les contacts électriques* subissant des sollicitations de fretting (environnements vibratoires dans le cas des transports). La perte de fonctionnalité du contact résulte de l'usure des contacts entraînant l'apparition d'une couche isolante de débris oxydés (fretting-corrosion) empêchant le passage du courant à travers l'interface de contact. Les paramètres influents sur l'endurance d'un contact électrique, comme l'amplitude de débattement, la charge normale appliquée et la fréquence d'excitation, l'intensité du courant et la nature des matériaux, ont été distingués. Des solutions palliatives en termes de matériaux et de lubrification sont évoquées.

Par ailleurs, parmi les moyens de mesure et de surveillance en tribologie, la technique d'*émission acoustique* constitue un outil efficace pour identifier différents phénomènes qui peuvent se produire au sein d'un contact frottant. Dans le cas du fretting, vu la faible taille du contact, cette technique s'avère très utile dans l'identification des mécanismes d'usure. Dans le cas de métaux ductiles, les mécanismes d'usure ont une activité importante en EA associée à une forte génération de particules d'usure de grande taille et/ou par un taux élevé de transfert de matière vers l'antagoniste. L'énergie acoustique mesurée, en considérant le filtrage intrinsèque et les incertitudes liées à la chaîne d'acquisition, garde une relation étroite avec les interactions des premiers corps (débit source) et la génération du troisième corps, interactions traduites par les cycles de fretting. Il faut noter que les relations entre l'énergie acoustique et les mécanismes d'usure vont dépendre fortement du triplet tribologique étudié.

Enfin, la formalisation de l'usure a fait l'objet de la dernière partie de ce chapitre. Certaines approches sont directement issues du formalisme d'Archard, mais d'autres proposent des *approches énergétiques de l'usure*. L'utilisation de l'énergie totale dissipée, accessible par la mesure de l'aire des cycles de fretting, comme facteur fonctionnel global donne une puissance certaine à ce formalisme énergétique et constitue un excellent outil pour interpréter et analyser les mécanismes d'usure dans un contact frottant en fretting et déterminer leur endurance.

Ainsi, l'énergie totale dissipée serait d'abord consommée dans une phase d'activation puis dans une phase de génération de débris d'usure, mais l'essentiel de cette énergie serait impliqué dans l'éjection des débris produits. L'amplitude de glissement et la nature des matériaux vont donc déterminer le type de mécanisme d'usure :

- Les matériaux (revêtements) durs et fragiles génèrent des particules pulvérulentes facilement expulsées de l'interface et l'usure montre alors un comportement linéaire en fonction de l'énergie dissipée.
- Les matériaux ductiles (métaux) activent des phénomènes d'adhésion qui limitent l'élimination des débris de l'interface et l'usure se caractérise alors par un comportement parabolique.

La principale difficulté du calcul de l'énergie dissipée à partir des cycles de fretting est due aux déformations que peuvent engendrer les complaisances externes au contact et à la précision des capteurs de mesure de force tangentielle et du déplacement. Une autre problématique mise en évidence est l'évolution continue de la taille de la zone de contact et de la variation des profils de pressions. Des modèles plus performants utilisent des données expérimentales raffinées à partir de simulations numériques par éléments finis prenant en compte cette évolution de la répartition des efforts, ce qui permet de mieux s'approcher de la réalité des mécanismes d'usure.





# DISPOSITIF DE FRETTEMENT ET MÉTHODOLOGIE EXPÉRIMENTALE

*Ce chapitre présente d'abord une synthèse bibliographique sur les types de dispositifs expérimentaux utilisés dans l'étude du fretting par différents auteurs. Les caractéristiques du dispositif de fretting du LGP sont ensuite présentées ainsi que les modifications mécaniques et le développement d'un nouveau système de contrôle-commande, permettant l'asservissement du dispositif sous deux modes de génération de micromouvements, respectivement à déplacement imposé et à force d'actionneur imposée. Enfin, une étude comparative de ces deux modes de génération de mouvement est proposée en s'appuyant sur une analyse dynamique du dispositif.*

## Chapitre 2

1. Types de dispositifs de fretting .....	49
1.1. Dispositifs selon la cinématique du déplacement du contact .....	49
1.2. Dispositifs selon le mode d'asservissement .....	50
1.3. Dispositifs selon le type d'actionneur .....	51
2. Dispositif expérimental .....	52
2.1. Partie mécanique .....	53
2.2. Instrumentation.....	55
2.3. Paramètres de fretting.....	59
2.4. Acquisition et traitement des données.....	61
2.5. Matériaux étudiés .....	70
3. Analyse des interactions système / réponse tribologique.....	76
3.1. Influence de la complaisance du bras porte échantillon.....	76
3.2. Détermination de la complaisance du contact.....	81
3.3. Analyse de la dynamique du système.....	85
3.4. Influence du mode d'asservissement.....	87
3.5. Influence de la nature des matériaux .....	93
4. Synthèse partielle .....	94

## 1. Types de dispositifs de fretting

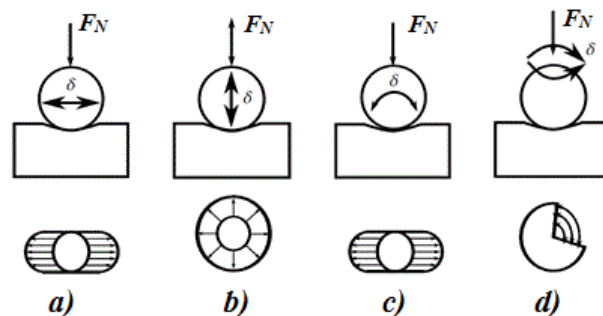
Depuis la première mise en évidence du phénomène de fretting<sup>111</sup>, les chercheurs ont conçu des dispositifs capables de reproduire cette sollicitation à l'échelle du laboratoire. Ces dispositifs ont été développés de façon à reproduire les sollicitations soit de fretting-fatigue soit de fretting-usure. Parmi les différents modèles existants, trois types de dispositifs peuvent être définis selon :

- La cinématique (direction) du déplacement ;
- Le mode d'asservissement de l'essai (force imposée ou débattement imposé) ;
- Le type d'actionneur.

### 1.1. Dispositifs selon la cinématique du déplacement du contact

Il existe différents dispositifs permettant différentes cinématiques selon la direction du mouvement relatif du contact<sup>112</sup>. Ainsi pour un contact bille/plan, on peut avoir (Figure 2.1) :

- Un mouvement cyclique bidirectionnel entre la bille et le plan (fretting linéaire) ;
- Une charge normale cyclique appliquée sur la sphère (fretting radial) ;
- Un mouvement pivot appliqué sur la sphère (fretting pivot) ;
- Un mouvement de rotation cyclique de la bille (fretting rotationnel).



**Figure 2.1 : Modes de déplacement utilisés en fretting : a) linéaire, b) radial, c) pivot, d) rotationnel.**

Un banc d'essais intéressant a été proposé par Mohrbacher *et al.*<sup>113</sup> pour étudier des débattements linéaires et radiaux, selon l'axe de mouvement choisi (Figure 2.2). Huq *et al.*<sup>114</sup> proposent aussi un système innovant permettant de faire osciller la force normale à une amplitude constante sur une large plage de fréquences d'excitation pour générer du fretting usure radial. Ce dispositif intègre une mesure de la résistance électrique de contact sur un contact sphère-plan.

<sup>111</sup> EDEN E. M., ROSE W. N., CUNNINGHAM F. L., Endurance of Metals; *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers*, 4, pp. 839-974. 1911.

<sup>112</sup> ZHU M. H., ZHOU Z. R., KAPSA Ph., VINCENT L., An experimental investigation on composite fretting mode, *Tribology Int.*, 34, pp.733-738, 2001

<sup>113</sup> MOHRBACHER H., CELIS J.-P., ROOS J. R., Laboratory testing of displacement and load induced fretting, *Tribology Inter.*, 28 (5), pp. 269-278, 1995.

<sup>114</sup> HUQ M. Z., BUTAYE C. and CELIS J.-P., An innovative system for fretting wear testing under oscillating normal force, *Journal of Material Research*, 15 (7), 2000.

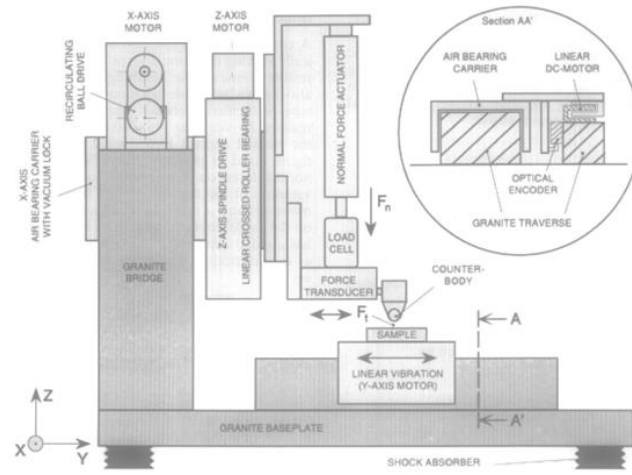


Figure 2.2 : Dispositif de fretting à déplacement linéaire et radial de Mohrbacher *et al*<sup>113</sup>.

## 1.2. Dispositifs selon le mode d'asservissement

Selon leur conception mécanique et leur système de commande, les dispositifs de fretting linéaire peuvent être asservis en force tangentielle d'actionneur ( $F_a$ ) ou en déplacement ( $\delta$ ). Ainsi, sous l'effet d'une charge normale  $F_N$ , un contact frottant mis en mouvement par une force tangentielle  $F_a$  imposée par l'actionneur, va engendrer un déplacement  $\delta$  libre d'évoluer en amplitude, voire de changer de régime de fretting au cours du temps. En revanche, un contact frottant piloté en déplacement imposé, est obligé d'accomplir une trajectoire d'amplitude fixe. Ces notions suggèrent que la réponse et l'adaptation du contact vont dépendre fortement du mode d'asservissement choisi. Néanmoins la validation de ces deux modes de sollicitation n'a pas été suffisamment étudiée.

L'utilisation d'un mode d'asservissement ou d'un autre sera fonction des conditions expérimentales et des objectifs de chaque étude. Pour étudier des durées de vie en fatigue (fretting-fatigue), le contact doit fonctionner en régime de glissement partiel. Sous forte charge normale  $F_N$ , il est alors nécessaire d'imposer des forces d'actionneur  $F_a$  élevées<sup>115</sup> (Figure 2.3). Pour de plus faibles charges normales appliquées, le régime de glissement partiel ou mixte, souvent obtenu avec un pot vibrant, consiste à imposer le déplacement tout en ajustant la charge normale  $F_N$  pour obtenir le régime recherché<sup>116</sup>. Néanmoins, il existe des dispositifs de fretting actionnés par pot vibrant pouvant être également asservi en force tangentielle d'actionneur  $F_a$ <sup>117</sup>.

<sup>115</sup> FRIDRICI V., Fretting d'un alliage de titane revêtu et lubrifié : application au contact aube/disque, Thèse de Doctorat, École Centrale de Lyon, 2002.

<sup>116</sup> HANNEL S., FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L., The fretting sliding transition as a criterion for electrical contact performance, *Wear*, 249, pp. 761-770, 2001.

<sup>117</sup> HAMMAM T., KASSMAN-RUDOLPHI Á., LUNDSTRÖM P., Vibration-induced deterioration of tin-coated connectors studied by using a force controlled fretting bench-test, *Proc. of the 51<sup>st</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 97-106, 2005.

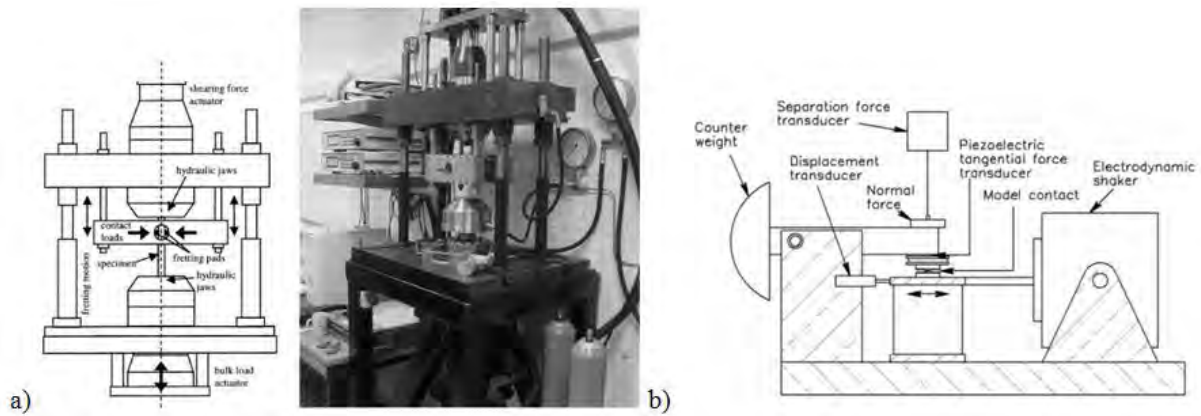


Figure 2.3 : a) Dispositif de fretting-fatigue adapté à partir d'une machine de fatigue de Mugadu<sup>121</sup> et b) dispositif de fretting avec pot vibrant à force actionneur contrôlée de Hammam<sup>117</sup>.

Pour étudier le comportement en régime de glissement total ou partiel (par exemple sur des connecteurs électriques) et en particulier déterminer des cinétiques d'usure, imposer l'amplitude de déplacement devient nécessaire<sup>116,118,119</sup>. Au contraire, quand il s'agit d'évaluer la distance totale parcourue pour étudier la réponse en fretting-usure d'alliages de titane, Yantio *et al.*<sup>120</sup> ont effectué des essais à *déplacement libre*, autrement dit à force d'actionneur imposée.

### 1.3. Dispositifs selon le type d'actionneur

Les bancs d'essais de fretting utilisent différents systèmes d'entraînement pour générer les mouvements oscillants. Parmi eux, les actionneurs hydrauliques sont utilisés pour imposer des contraintes élevées (plusieurs dizaines de mégapascals)<sup>121</sup>. Cette configuration est souvent utilisée pour des essais de fretting-fatigue. Les actionneurs électromagnétiques (pots vibrants)<sup>122,117</sup> offrent une grande étendue de contraintes et de fréquences, pouvant dépasser la centaine de Hertz (Figure 2.4). Les actionneurs piézoélectriques sont bien adaptés lorsque les contraintes et les amplitudes appliquées sont faibles<sup>123,124,,125</sup>.

<sup>118</sup> FOUVRY S., JEDRZEJCZYK P., CHALANDON P., Introduction of an exponential formulation to quantify the electrical endurance of micro-contacts enduring fretting wear: application to Sn, Ag and Au coatings, *Wear*, 271, pp. 1524-1534, 2011.

<sup>119</sup> BOUZERA A., CARVOU E., JEMAA N. B., *et al.*, Minimum fretting amplitude in medium force for connector coated material and pure metals, *Proc. of the 56<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp.1-7, 2010.

<sup>120</sup> YANTIO G. R., PARIS J.-Y., DENAPE J., Utility of a fretting device working under free displacement, *Tribology Int.*, 42 (9), pp. 1330-1339, 2009.

<sup>121</sup> MUGADU A., HILLS D. A., NOWELL D.; Modifications to a fretting-fatigue testing apparatus based upon an analysis of contact stresses at complete and nearly complete contacts, *Wear* 252 (5-6), pp. 475-483, 2002.

<sup>122</sup> NOËL S., LECAUDE N., BODIN C., BOYER L., TRISTANI L., ZINDINE E. M., GAVAZZI G., BURESCH SIEMERS D., Electrical and tribological properties of hot-dipped tin separable contacts with fluorinated lubricant layers, *Proc. of the 51<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 225-235, 1999.

<sup>123</sup> MARUI E., ENDO H., HASEGAWA N., MIZUNO H., Prototype fretting-wear testing machine and some experimental results; *Wear* 214, pp. 221-230, 1998.

<sup>124</sup> GARBUIO L., ROUCHON J.-F., La lubrification électroactive : Application à la réduction de frottements dans un moteur à combustion interne, *La tribologie dans les transports*, Ed. PPUR, pp. 163-172, 2005.

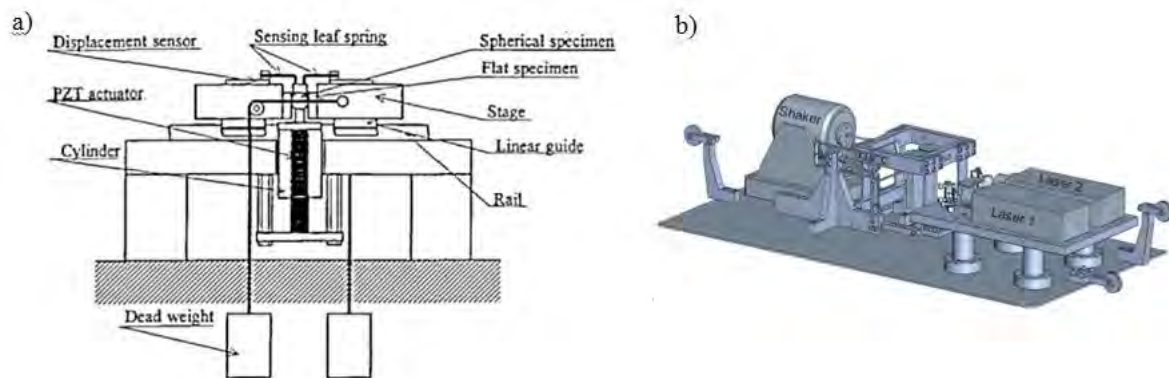


Figure 2.4 : (a) Dispositif de fretting-usure avec actionneur piézo-électrique de Marui<sup>123</sup>.  
et (b) dispositif de fretting-usure actionné par un pot vibrant de Lavella<sup>125</sup>.

Certains dispositifs avec des actionneurs mécaniques de type came, permettent de générer de manière simultanée des mouvements oscillatoires de type pivot<sup>126,127</sup>. Ce type de système est souvent limité en fréquence (Figure 2.5).



Figure 2.5 : Dispositifs de fretting avec système à cames de Gagnon<sup>127</sup>.

## 2. Dispositif expérimental

Un dispositif original de fretting conçu pour simuler les conditions de fretting dans des contacts de type sphère-plan, a été construit par le LGP de l'ENIT. Après sa première mise en service, ce dispositif a subi plusieurs évolutions, vis-à-vis des besoins des travaux de recherche menés. Le dispositif, pour cette étude (Figure 2.6), répond aux spécificités techniques suivantes :

- Configuration du contact : sphère-plan
- Capacité de charge normale : 1 à 15 N
- Type de signal de pilotage : sinusoïdal
- Force d'actionneur maximale (crête sinus) : 98 N

<sup>125</sup> LAVELLA M., BOTTO D., GOLA M. M., Design of a high-precision, flat-on-flat fretting test apparatus with high temperature capability, *Wear* 302, pp. 1073-1081, 2013.

<sup>126</sup> BOCK E. M., WHITLEY J. H., Fretting corrosion in electric contacts, *Electric Contacts*, pp.128-138, 1974.

<sup>127</sup> GAGNON D., BRAUNOVIC M., MASOUNAVE J., Effect of fretting slip amplitude on the friction behaviour of electrical contact materials, *Proc. of the 51<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 186-195, 2005.

- Fréquence d'excitation : comprise entre 5 et 160 Hz
- Étendue du débattement : comprise entre  $\pm 2$  et  $\pm 500 \mu\text{m}$
- Ambiance de frottement : milieu liquide et air du laboratoire.

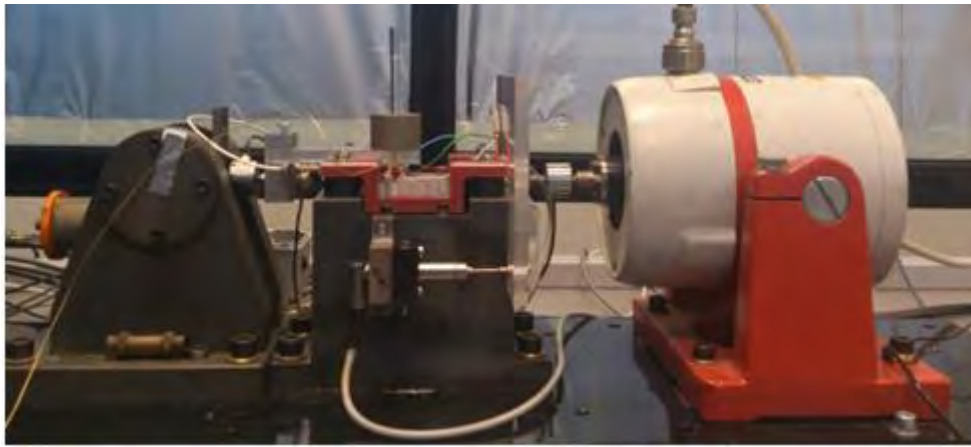


Figure 2.6 : Vue générale du dispositif de fretting du LGP-ENIT.

Cette machine est constituée de deux parties principales : une partie mécanique et une partie électronique qui comprend l'instrumentation pour la commande et l'acquisition des données.

## 2.1. Partie mécanique

La partie mécanique du dispositif est constituée d'un bâti suffisamment rigide pour limiter les vibrations parasites internes au niveau des échantillons pendant l'essai. Les dimensions de l'ensemble sont de l'ordre de  $40 \text{ cm} \times 150 \text{ cm} \times 80 \text{ cm}$ . Le bâti supporte un plateau fixe (plan de référence) où sont fixés trois modules : le module actionneur, le module mobile et le module de positionnement.

### *Module actionneur*

Le module actionneur est constitué d'un générateur de vibrations appelé communément *pot vibrant*. Cet exciteur, de marque LDS, fonctionne sur le principe d'un électroaimant en générant des mouvements de translation alternatifs dont l'amplitude de déplacement et la fréquence peuvent être contrôlées. La force mécanique tangentielle maximale délivrée par le pot vibrant est d'environ 100 N.

### *Module mobile*

Le module mobile est composé d'une plate-forme (nacelle), de quatre tampons élastiques et d'un bloc support. Une vis sert de liaison entre la nacelle et l'axe du pot vibrant en garantissant la transmission du mouvement alternatif.

- La nacelle joue le rôle de porte-échantillons et supporte les échantillons à l'aide de miniclamps tout en assurant une position horizontale sensiblement constante du plan de frottement. Cette plate-forme a été réalisée en alliage d'aluminium anodisé. Sa forme en U permet d'éliminer les couples perturbateurs en alignant les forces en présence sur le plan de contact (Figure 2.7a). Entre la nacelle et l'échantillon plan un deuxième

porte-échantillons en PMMA permet l'alignement dans le sens perpendiculaire au mouvement et l'isolement électrique des échantillons (Figure 2.7b).



Figure 2.7 : (a) Vue latérale de la nacelle mobile et (b) porte-échantillon en PMMA.

- Les tampons élastiques permettent d'isoler mécaniquement le système en absorbant les mouvements de petites amplitudes. Disposés aux quatre coins de la nacelle, ces supports élastiques assurent également le mouvement alternatif uniaxial imposé par le pot vibrant en se déformant par cisaillement. De plus, la hauteur du plan de frottement  $h$  est maintenue car le déplacement  $\delta$  est toujours inférieur à la flèche maximale de cisaillement qui est de 1,5 mm (Figure 2.8).

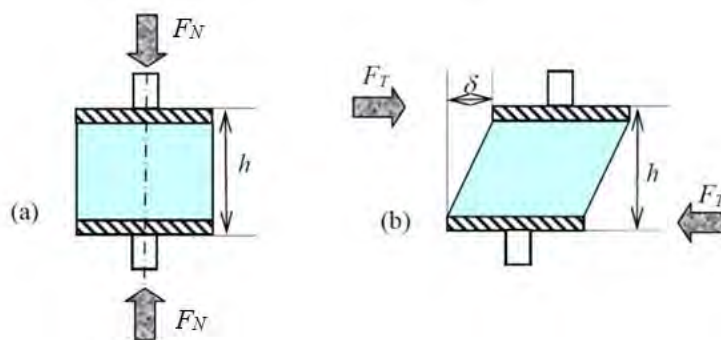


Figure 2.8 : Tampon élastique : (a) État de compression et (b) État de cisaillement

- Le bloc support a pour rôle de soutenir les composants en mouvement. En fonte, il joue un rôle de massif limitant toutes déformations parasites.

### ***Module de positionnement***

Le module de positionnement permet la mise en place du frotteur (pion) et une manipulation aisée des échantillons entre essais. Ce module est composé d'un bras-porteur du frotteur, de roulements et d'un contrepoids et d'un système de charge (Figure 2.10).

- Le bras-porteur assure la mise en place de l'échantillon supérieur. Le bras originel en acier a été remplacé par un bras bi-matériau en alliage d'aluminium et en PMMA de façon à isoler électriquement le frotteur de l'ensemble du dispositif (Figure 2.9). Le bras-porteur est directement fixé au capteur de force dont l'alignement dans le plan de frottement supprime ainsi les couples perturbateurs.



- Les roulements coniques utilisés permettent la rotation du bras. Ces roulements sont supportés par deux équerres et un support en acier positionne l'axe du pivot dans le plan de frottement (Figure 2.10).
- La charge normale est appliquée par gravité sur le contact, où une tige au-dessus de l'extrémité du bras-porteur permet d'empiler des masses marquées.
- Le contrepoids sert à équilibrer le bras porte-pion de manière à maîtriser la charge appliquée (Figure 2.10).

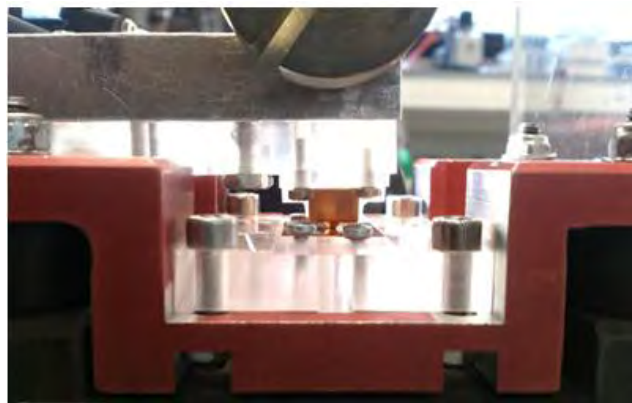


Figure 2.9 : Vue générale du contact avec le bras-porteur et le porte-échantillon en PMMA.

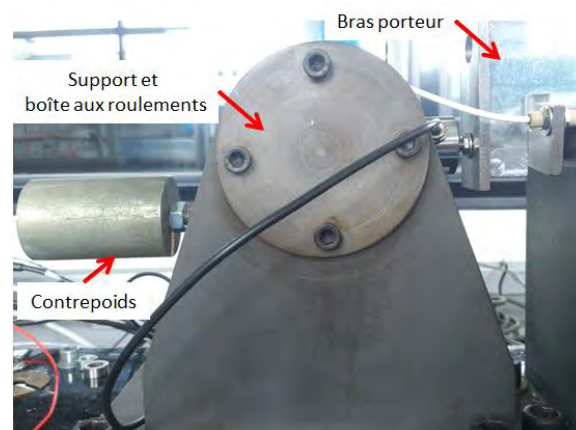


Figure 2.10 : Vue du module de positionnement.

## 2.2. Instrumentation

Ce dispositif de fretting est fortement instrumenté. Plusieurs capteurs permettent de récupérer toutes les informations concernant :

- les efforts tangentiels de l'actionneur (fournis par le pot vibrant),
- les efforts tangentiels de frottement produit lors de la mise en contact,
- les déplacements relatifs entre le frotteur et l'échantillon-plan, mesurés à la fois à partir du bâti et à partir d'un point fixe sur le bras-porteur,
- la charge normale est appliquée manuellement avant chaque essai,
- la résistance électrique de contact  $R_c$ , spécialement implémentée pour cette étude,
- et l'activité acoustique (EA).

La localisation de tous les capteurs est illustrée dans la Figure 2.11 et les caractéristiques des capteurs sont résumées dans le Tableau 2.1 et précisées au paragraphe suivant.

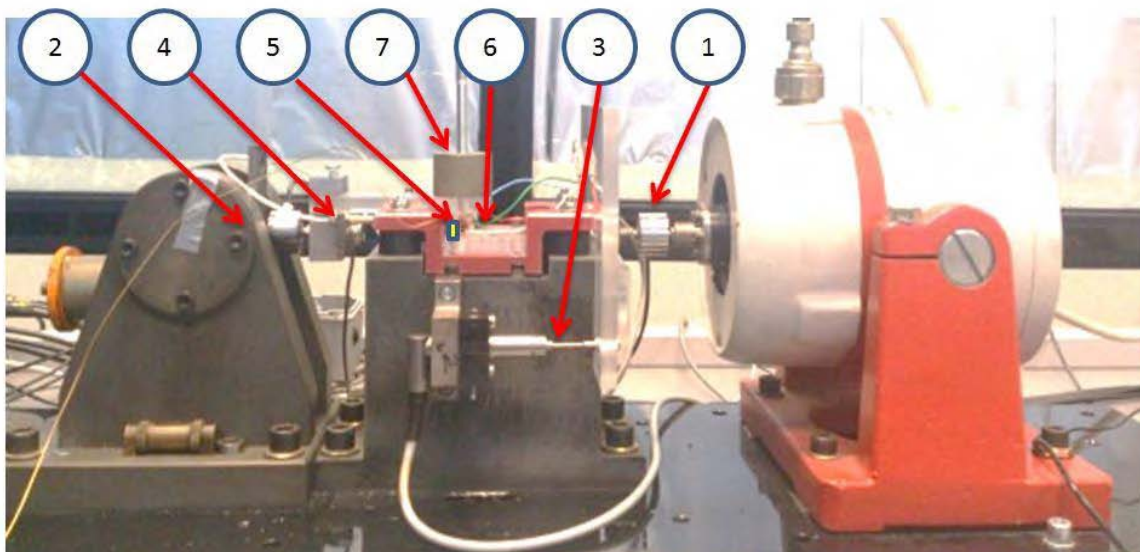


Figure 2.11 : Disposition des capteurs sur le banc d'essais de fretting.

No.	Paramètre	Nomenclature	Type de capteur
1	Force d'actionneur	$F_a$ (N)	A jauge extensométrique UB9
2	Force de frottement	$F_T$ (N)	A jauge extensométrique UB9
3	Déplacement (bâti)	$\delta_1$ ( $\mu\text{m}$ )	Pont inductif WA2
4	Déplacement (bras)	$\delta_2$ ( $\mu\text{m}$ )	Courant de Foucault KD2304 (sans contact)
5	Emission acoustique	EA	Piézoélectrique Micro 80
6	Résistance de contact	$R_c$ ( $\text{m}\Omega$ )	Circuit à 4 fils
7	Force normale	$F_N$ (N)	Chargement des masses mortes

Tableau 2.1 : Instrumentation du dispositif de fretting.

### *Capteurs de force tangentielle*

Deux capteurs résistifs (pont de Wheatstone) HBM™ U9B à jauges extensométriques permettent de mesurer les efforts tangentiels fournis par le pot électrodynamique  $F_a$  et la force tangentielle de frottement  $F_T$ . Le premier capteur est vissé sur l'axe de la bobine du pot vibrant et le deuxième sur le bras-porteur (aligné sur l'axe horizontal du contact). Les caractéristiques de ces capteurs sont les suivantes :

- Force nominale de 0,5 kN,
- Sensibilité de 0,002 mV/N,
- Tolérance sur la sensibilité  $\leq 1\%$  en traction et  $\leq 2\%$  en compression,
- Fréquence propre 6,3 kHz.

### Capteurs de déplacement

Les deux capteurs de déplacement permettent d'enregistrer les micromouvements relatifs de l'échantillon-plan.

Le premier capteur est de type inductif à noyau plongeur, de marque HBM™, modèle WA2, avec une étendue de mesure de 2 mm, une sensibilité de 40 mV/mm  $\pm$  1% et une fréquence propre de 4,8 kHz. Il est installé sur le bâti, et son noyau plongeur est lié à la plaque de relais pour mesurer en continu le déplacement relatif entre l'échantillon et le bâti fixe.

Le deuxième capteur de déplacement est un capteur de mesure sans contact (courant de Foucault) de marque KAMAN™, modèle 5U, avec une étendue de mesure de 1 mm et une résolution statique de 0,1  $\mu$ m. Il est fixé sur le bras porte-échantillon avant le capteur de force de manière à mesurer en continu le déplacement relatif de l'échantillon plan sans que la déformation du capteur de force n'influe sur la mesure du déplacement. Ce capteur possède une calibration d'usine, néanmoins une calibration *in situ* a été nécessaire (Annexe 2).

### Capteur d'émission acoustique (EA)

De par les mécanismes physiques mis en jeu et la diversité des sources émissives d'EA, la technique d'EA impose une instrumentation spécifique. Différentes fonctions de transfert entrent en jeu, depuis la source émissive jusqu'au système d'acquisition d'EA. Les ondes mécaniques reçues par le capteur sont converties en signaux électriques (salves), puis conditionnées et amplifiées, filtrées et traitées par le système d'acquisition. Ce dernier permet la gestion de la configuration du système (paramètres d'acquisition, graphiques, calcul de la localisation), mais également l'analyse temps réel par extraction des caractéristiques du signal d'EA lorsque la salve dépasse le seuil d'acquisition (Figure 2.12).

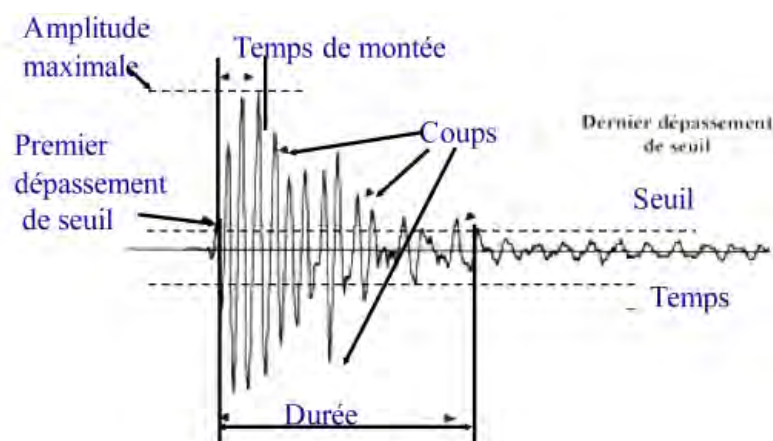
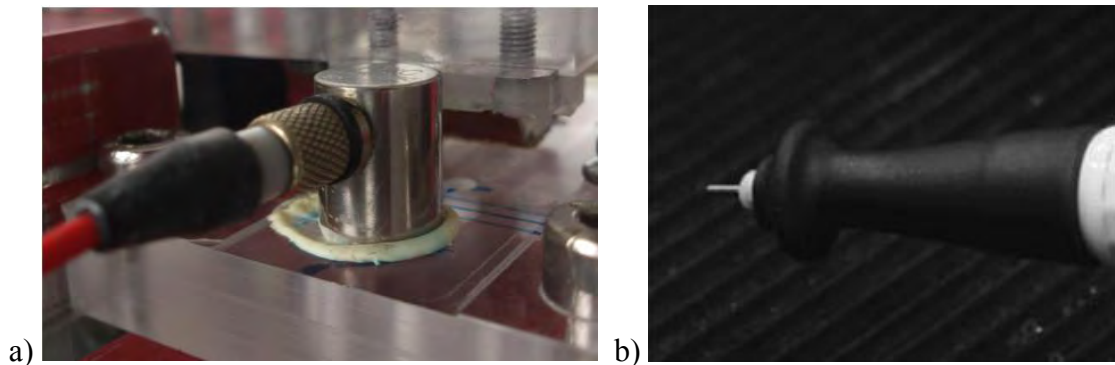


Figure 2.12 : Exemple de salve enregistrée en émission acoustique.

L'équipement d'émission acoustique utilisé a été développé et commercialisé par l'entreprise Euro Physical Acoustique (*Mistras Group Ltd.*). Le capteur piézoélectrique PCI2 permet d'acquérir les signaux d'EA, appelés salves, avec une très grande dynamique ( $>$  85 dB et bande passante comprise entre 20 kHz et 3 MHz à  $-3$  dB) et une très haute vitesse d'acquisition (100 kHz à 40 MHz). Il est fixé au plus près du contact frottant, sur le porte échantillon plan, grâce à une pâte adhésive (Figure 2.13a). Cette pâte permet d'optimiser la

transmission des ondes mécaniques entre la surface de l'échantillon et le capteur garantissant un niveau de couplage adéquat.



**Figure 2.13 : (a) Capteur piézoélectrique PCI2 pour l'acquisition des signaux d'émission acoustique et (b) vérification du couplage par la technique de Hsu-Nielsen.**

La qualité du couplage est évaluée à l'aide d'une mine spécifique de critérium de 0,5 mm de diamètre et de dureté 2H, permettant de générer des sources normalisées et répétables d'émission acoustique du type Hsu-Nielsen<sup>128</sup> (norme NF EN 1330). Le test consiste en des cassés de mines près de la zone du contact frottant (Figure 2.13b). Le couplage est optimal lorsque l'amplitude des signaux enregistrés est supérieure à 90 dB.

Les signaux d'émission acoustique générés par le contact frottant ne sont pas enregistrés en continu mais par salves car ils nécessiteraient alors une mémoire d'enregistrement importante mais aussi un travail de post-traitement important. De plus, les signaux sont seuillés lors de l'enregistrement afin d'éliminer les émissions provenant de l'environnement du contact (pot vibrant, par exemple). Ainsi, les signaux d'EA générant une amplitude inférieure à 29 dB n'ont pas été considérés pour la plupart des essais.

Le logiciel AEWIN utilise d'autres paramètres qui permettent de configurer les fenêtres glissantes du signal acoustique tels que la fréquence de déclenchement (*pre-trigger*), du temps correspondant au maximum d'une salve PDT (*peak definition time*), du temps précisant la fin d'une salve HDT (*hit definition time*), du temps à considérer avant le début d'une nouvelle salve HLT (*hit lockout time*), afin d'obtenir des salves non tronquées ou au contraire afin d'éviter l'enregistrement de salves faisant écho à une salve fondamentale. Les valeurs de ces paramètres ont été sélectionnées de telle sorte que la salve (signal) dans l'échelle temporelle soit la plus courte possible mais complète<sup>129</sup> (Tableau 2.2).

Une fréquence d'échantillonnage (*sample rate*) de 5 MHz a été choisie pour les essais à  $5 \cdot 10^3$  cycles et de 2 MHz pour des essais à  $25 \cdot 10^3$  cycles.

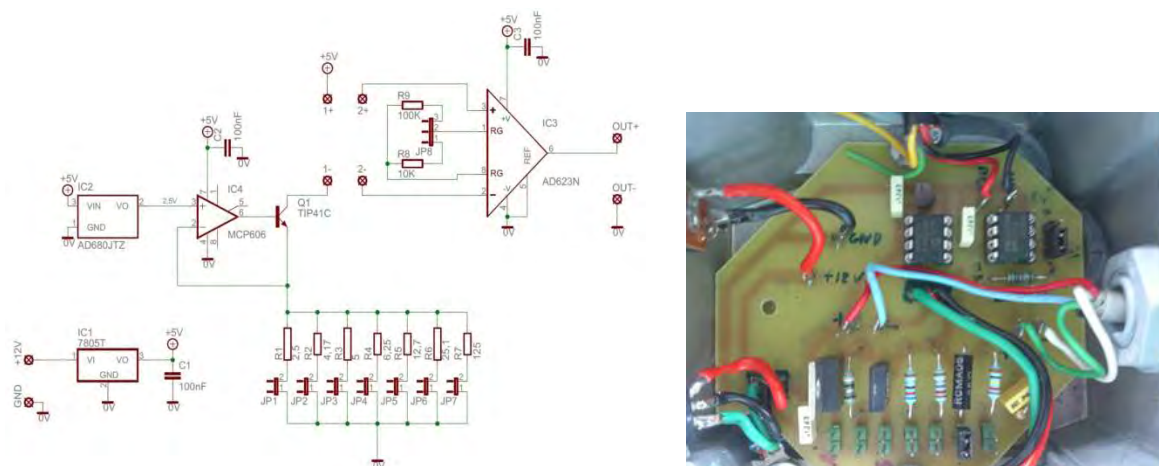
<sup>128</sup> HSU N. N., BRECKENRIDGE F. R., Characterization and calibration of Acoustic-Emission sensors, *Materials Evaluation* 39 (1), pp. 60-68, 1981.

<sup>129</sup> YAHIAOUI M., PARIS J.-Y., DENAPE J., Correlation between acoustic emission signals and friction behavior under different sliding configurations and materials pairs, *Key Engineering Materials*, 640, pp. 21-28, 2015.

Paramètres AE	Seuil [dB]	Pré amplification [dB]	Sample rate [MHz]	Pre-trigger [ $\mu$ s]	PDT [ $\mu$ s]	HDT [ $\mu$ s]	HLT [ $\mu$ s]
		29	60	2 et 5	100	200	500

**Tableau 2.2 : Paramétrage pour l'acquisition des EA sur logiciel AEWIN. Résistance électrique de contact**

La mesure de la résistance électrique de contact a nécessité la réalisation d'un montage dit à quatre fils constitué d'un régulateur de tension 7805T, d'un amplificateur opérationnel MCP606, d'un transistor de puissance bipolaire TIP41C, d'un amplificateur de tension AD623N, de résistances R1 à R8 et de cavaliers JP1 à JP8 (Figure 2.14). Ce circuit utilise une tension d'entrée de 12 V<sub>cc</sub>. L'intensité du courant  $I$  est réglable manuellement sur une plage de 100 mA à 1000 mA avec une incertitude de 1 mA. La tension récupérée  $V_o$ , dite de sortie, est utilisée dans la loi d'Ohm pour obtenir la résistance électrique de contact  $R_c$ . Le gain de l'amplificateur de tension du circuit  $G$  peut être réglé par l'utilisateur, selon le besoin, soit  $\times 100$  ou  $\times 1000$ . Pour tous les essais, le gain utilisé a été de  $\times 100$ , ce qui permet une mesure de la résistance de contact entre 0 et 10  $\Omega$ . La mise en œuvre détaillée du circuit est développée en Annexe 3.



**Figure 2.14 : Circuit à quatre fils pour la mesure de la résistance de contact  $R_c$ .**

### Acquisition des données

Une première centrale d'acquisition (QAUNTUM MX840A – HBM) est associée à un boîtier dédié à la conversion de signaux des différents capteurs cités plus haut en signaux analogiques de tension comprise entre  $-10$  V et  $+10$  V afin de fournir des entrées paramétriques synchronisées à la deuxième centrale d'acquisition dédiée au dispositif d'émission acoustique (QAUNTUM MX878 - HBM).

## 2.3. Paramètres de fretting

Les paramètres de fonctionnement sont saisis dans le logiciel de contrôle-commande et les paramètres mesurés sont récupérés à partir du logiciel d'acquisition sous forme de signaux

sinusoïdales bruts. Les données ont été enregistrées en fichiers de type MATLAB™ en vue de leur traitement postérieur (paramètres calculés, Figure 2.15).

**Paramètres de fonctionnement :**

- $\delta_i$  : demi-amplitude de débattement imposée ( $\mu\text{m}$ )
- $F_{ai}$  : force d'actionneur imposée (N)
- $f$  : fréquence d'excitation (Hz)
- $f_e$  : fréquence d'échantillonnage (Hz)
- $F_N$  : charge normale (N)
- $N_c$  : nombre de cycles
- $t$  : durée d'essai (s)

**Paramètres mesurés :**

- $\delta$  : demi-amplitude réelle de débattement mesurée ( $\mu\text{m}$ )
- $F_a$  : force d'actionneur mesurée (N)
- $F_T$  : force tangentielle de frottement (N)
- $R_c$  : résistance électrique de contact ( $\Omega$ )

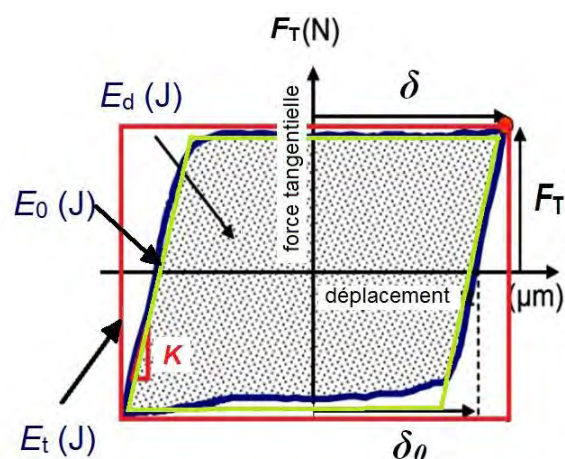


Figure 2.15 : Paramètres de fretting mesurés et calculés à partir des cycles de fretting.

**Paramètres calculés :**

- $\mu$  : coefficient de frottement, correspond au rapport de  $F_T / F_N$  en condition de GT à partir des valeurs moyennes calculées dans chaque cycle
- $\delta_0$  : demi-ouverture du cycle de fretting ( $\mu\text{m}$ )
- $D_0$  : distance totale réelle parcourue (m)
 
$$D_0 = 4 \cdot \sum_{i=1}^N \delta_{0(i)} \quad \text{Équation 2.1}$$
- $K$  : rigidité globale (contact + système), correspond à la pente lors du changement de sens du déplacement dans un cycle de fretting ( $\text{N}/\mu\text{m}$ )
- $E_d$  : Énergie dissipée par le contact ( $\mu\text{J}/\text{cycle}$ ), correspondant à l'aire du cycle

$E_{dt}$  énergie totale dissipée pendant toute la durée de l'essai (J)

$E_0$  énergie dissipée pendant la phase de glissement ( $\mu\text{J}/\text{cycle}$ ), correspondant à l'aire du parallélogramme circonscrit au cycle de fretting, soit :

$$E_0 = 4\delta_0 \cdot F_T \quad \text{Équation 2.2}$$

$E_{dt0}$  énergie totale de glissement (J), correspondant à la somme de l' $E_0$  pendant la durée de l'essai, soit :

$$E_{dt0} = \mu \cdot F_T \cdot D_0 \quad \text{Équation 2.3}$$

$E_t$  énergie totale ( $\mu\text{J}/\text{cycle}$ ), correspondant à l'aire du rectangle contenant le cycle de fretting, soit :

$$E_t = 4\delta \cdot F_T \quad \text{Équation 2.4}$$

## 2.4. Acquisition et traitement des données

Les mesures de déplacement  $\delta$ , de force tangentielle ( $F_T$  et  $F_a$ ) et de  $R_c$  sont visualisées en temps réel par le logiciel CATMAN™ à travers des fenêtres glissantes configurées par l'utilisateur. La représentation de la force de frottement en fonction du déplacement permet de tracer les cycles de fretting en continu. L'enregistrement de toutes les voies de mesure est réalisé à la fin de chaque essai (Figure 2.16).

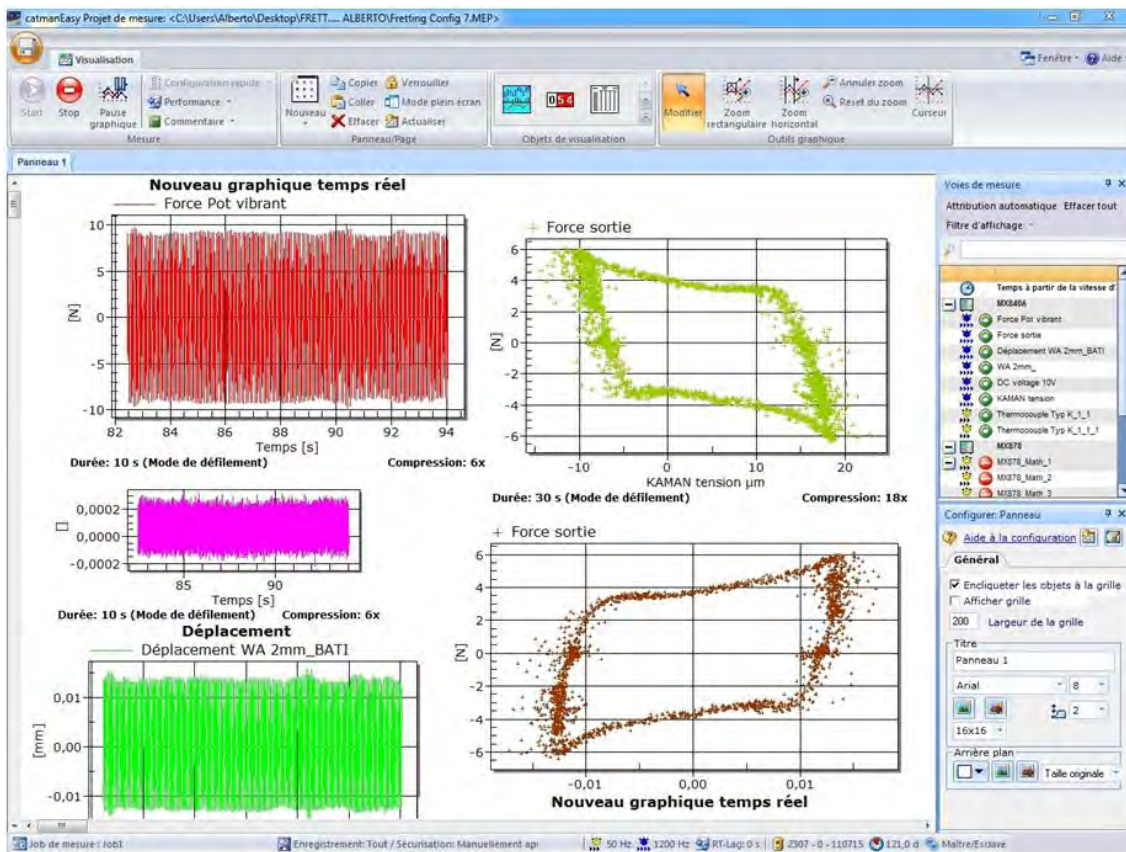


Figure 2.16 : Capture d'écran du logiciel d'acquisition des données CATMAN.

Pour choisir une vitesse d'échantillonnage adéquate, un nombre suffisant de points est nécessaire pour reconstituer avec une certaine fidélité les signaux sinusoïdaux de mesure, tout en trouvant un compromis avec la taille des fichiers afin de faciliter la phase de traitement de

données. Par exemple, pour un essai effectué à une fréquence d'excitation de 10 Hz, une fréquence d'échantillonnage de 1200 Hz permet de disposer de 120 points par cycle. En considérant que la plupart des essais ont été faits à une fréquence de 10 Hz et une durée maximale de  $25 \cdot 10^3$  cycles, une fréquence d'échantillonnage de 1200 Hz permet d'avoir des fichiers de quelques centaines de mégabytes.

### Traitement de signaux en forces et déplacements

Les signaux bruts acquis ont été traités par une routine créée sous MATLAB™. Une première étape du traitement permet d'enlever les parties du signal qui correspondent aux *temps morts*. Ces temps concernent le *temps de démarrage* (temps écoulé entre l'activation du démarrage du pilotage et le démarrage de l'acquisition) et le *temps d'arrêt*. Ces temps sont constants et égaux à 5 secondes et 1 seconde respectivement (Figure 2.17).

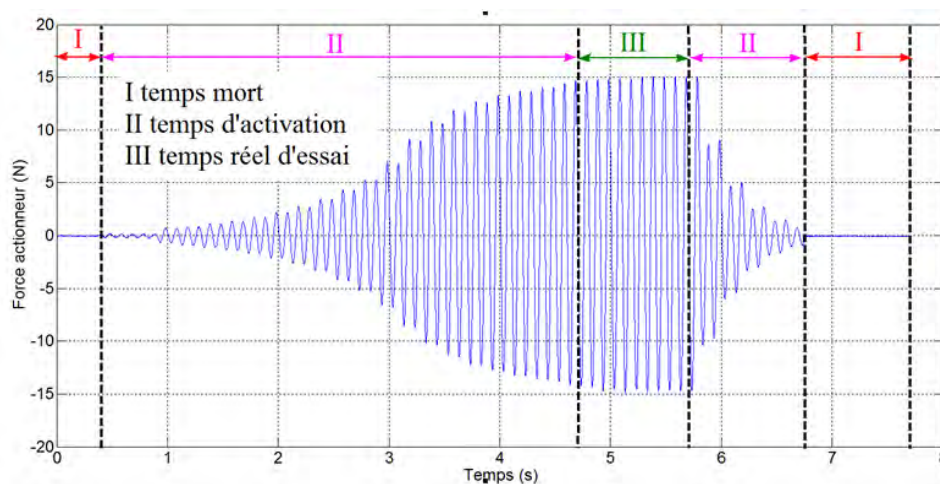


Figure 2.17 : Filtrage du signal sinusoïdal de la force actionneur  $F_a$  brut (essai à  $\delta = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 0$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $t = 1 \text{ s}$ ).

Ainsi, l'évolution des principaux paramètres de fretting mesurés, comme les signaux de force de frottement (Figure 2.18), de force d'actionneur (Figure 2.19), de débattement (Figure 2.20), peuvent être présentées indifféremment en fonction du temps ou du nombre de cycles.

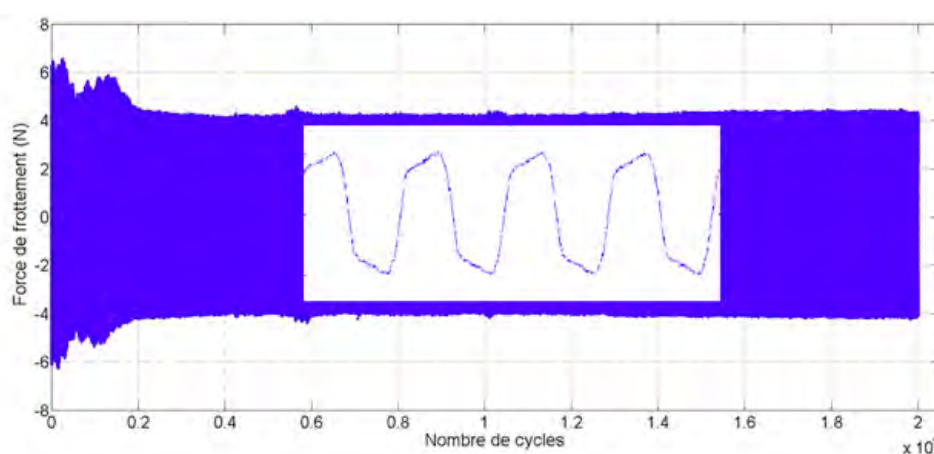


Figure 2.18 : Signaux sinusoïdaux de la force tangentielle de frottement  $F_T$  (essai à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = \pm 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles ; enregistrement complet et agrandissement).



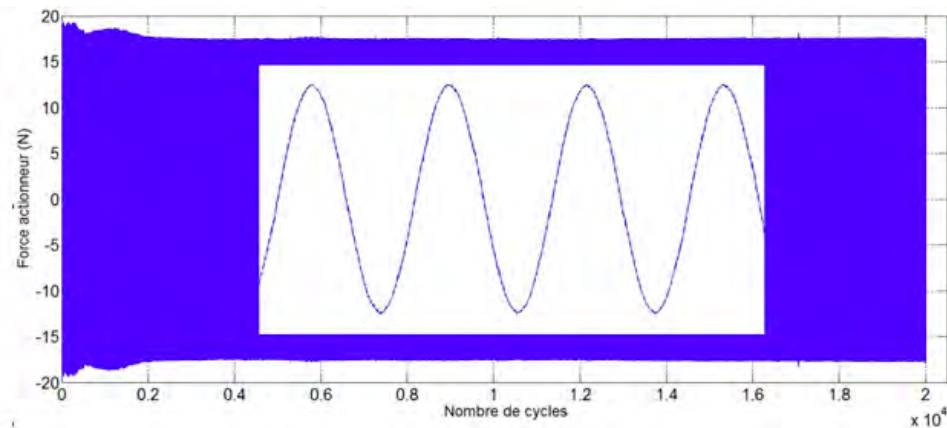


Figure 2.19 : Signaux sinusoïdaux de la force d'actionneur  $F_a$   
(essai à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = \pm 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles ; enregistrement complet et agrandissement).

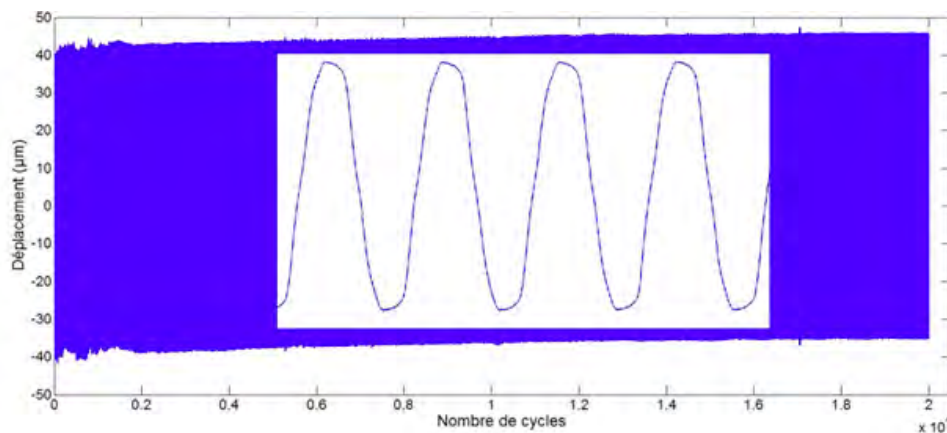


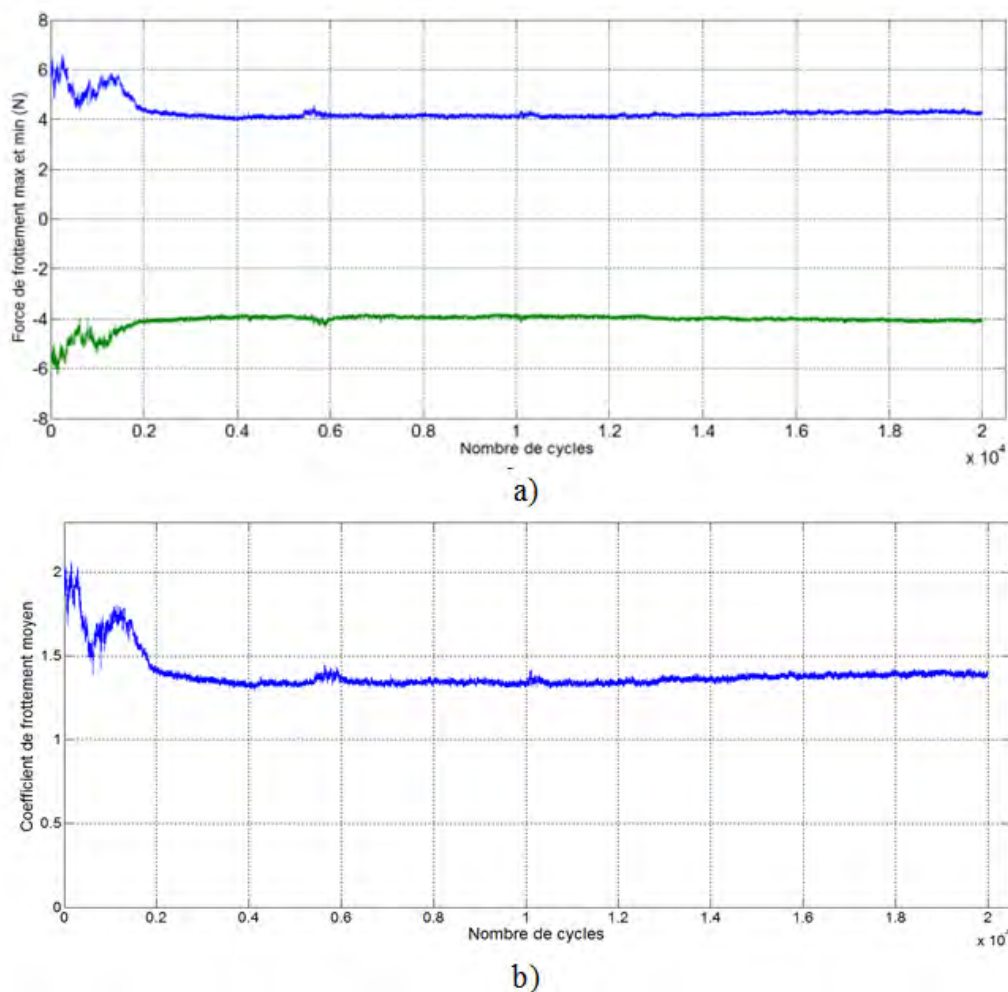
Figure 2.20 : Signaux sinusoïdaux du déplacement  $\delta$   
(essai à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = \pm 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles ; enregistrement complet et agrandissement).

Une deuxième étape consiste à créer des séries de données avec les valeurs moyennes maximales et minimales par cycle pour le débattement, la force d'actionneur et la force de frottement, calculés automatiquement grâce à la routine décrite dans l'Annexe 4.

Ainsi, la valeur moyenne de la force tangentielle par cycle (Figure 2.21), est calculée comme :

$$\overline{F_T} = \frac{\sqrt{(F_T^+)^2 + (F_T^-)^2}}{2} \quad \text{Équation 2.5}$$

Le coefficient de frottement correspond au rapport de la valeur moyenne de  $\overline{F_T}$  sur la valeur de charge normale utilisée  $F_N$  (Figure 2.21b). On considère que l'incertitude de la force normale appliquée est de 0,1 N. Pour les essais avec paliers de  $F_N$ , un coefficient de frottement moyen est calculé sur la durée de chaque palier.



**Figure 2.21 : (a) Signal sinus de la force tangentielle  $F_T$  maximale et minimale ; (b) Coefficient de frottement moyen (couple CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = \pm 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles)**

Une représentation sous forme de boîtes à moustaches permet de comparer les valeurs moyennes du coefficient de frottement entre les différents essais d'une campagne et de distinguer la distribution de ces valeurs dans chaque essai. Le rectangle médian correspond à 50 % des valeurs et les branches verticales de part et d'autre représentent respectivement 25 % des valeurs supérieures et 25 % des valeurs inférieures du coefficient de frottement (Figure 2.22a). Néanmoins la comparaison peut se faire en prenant en compte le coefficient de frottement stabilisé (Figure 2.22b) à partir du cycle numéro 2 000 issu du signal filtré, par exemple.

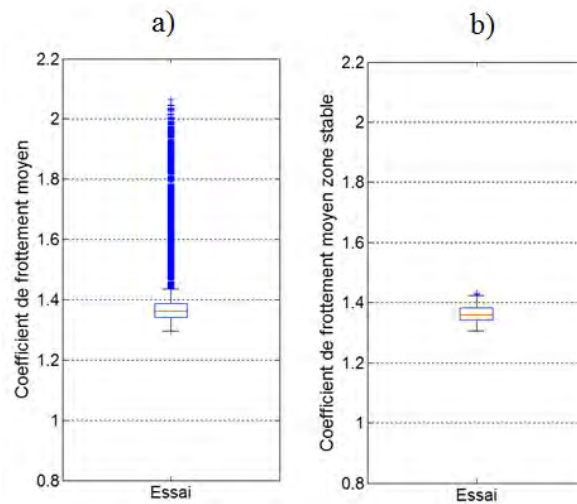


Figure 2.22 : Illustration d'une boîte à moustaches, coefficient de frottement moyen sur (a) toute l'étendue du vecteur; (b) uniquement sur la zone stabilisée.

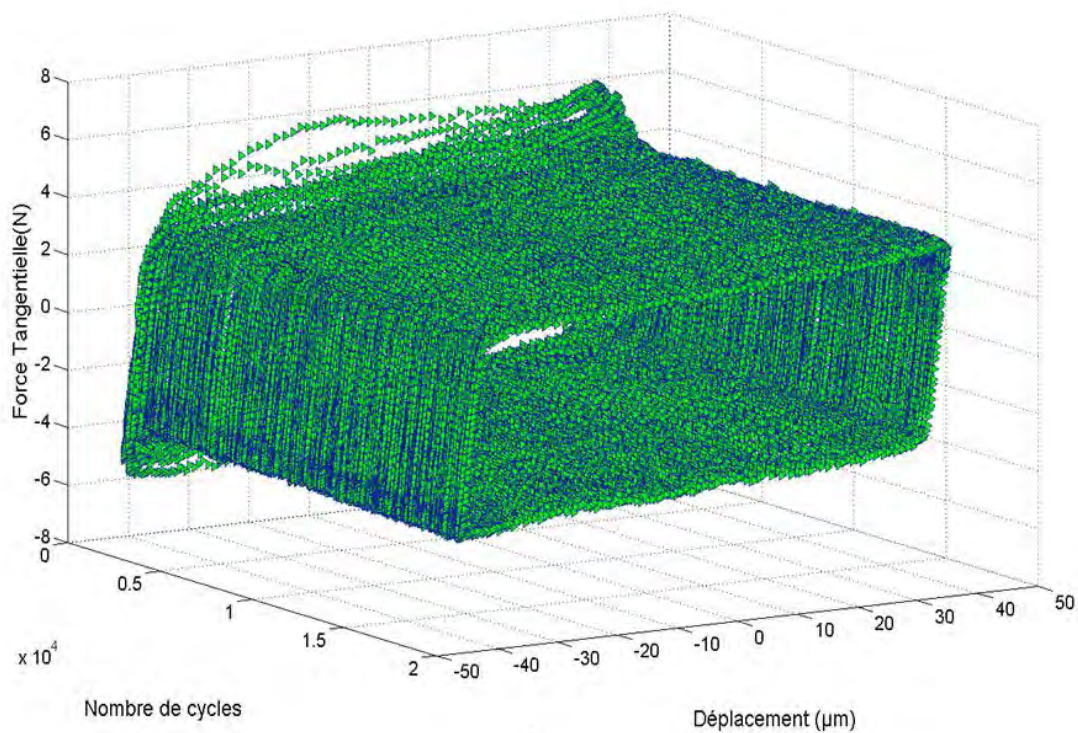
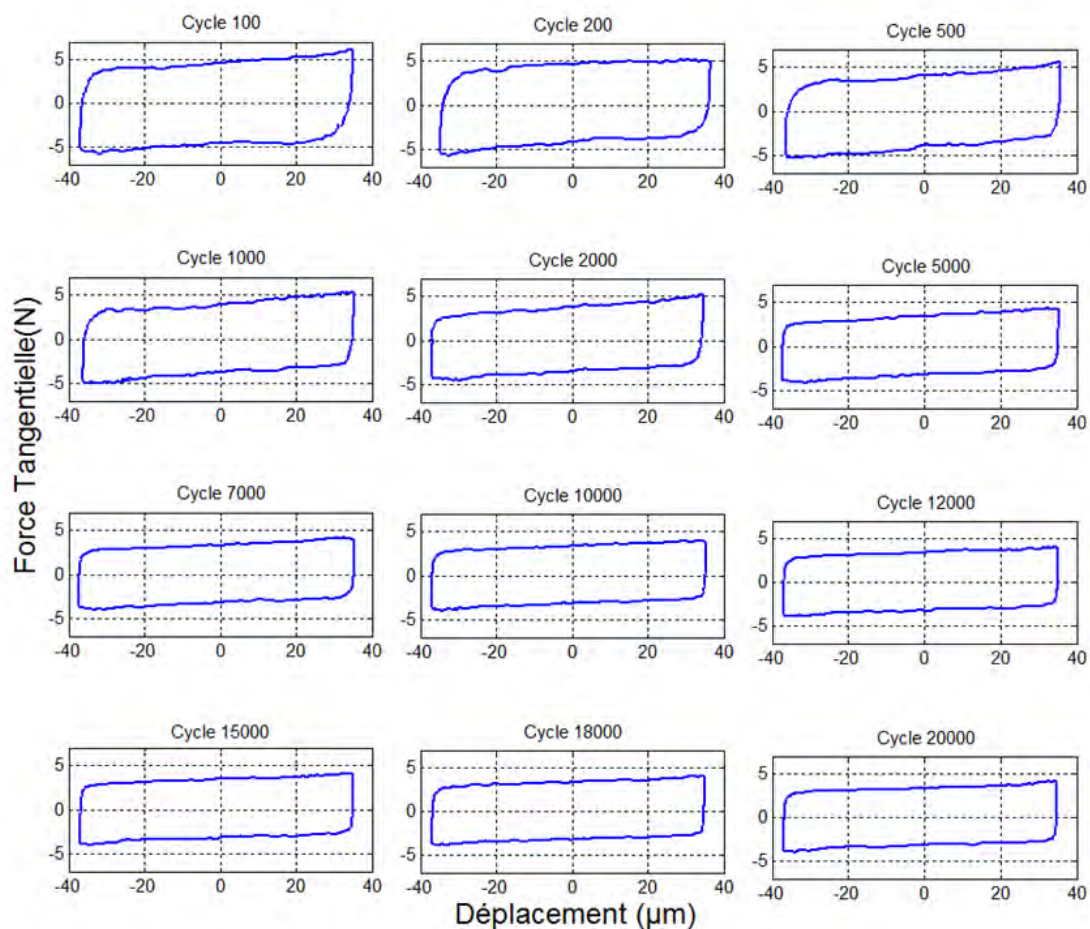


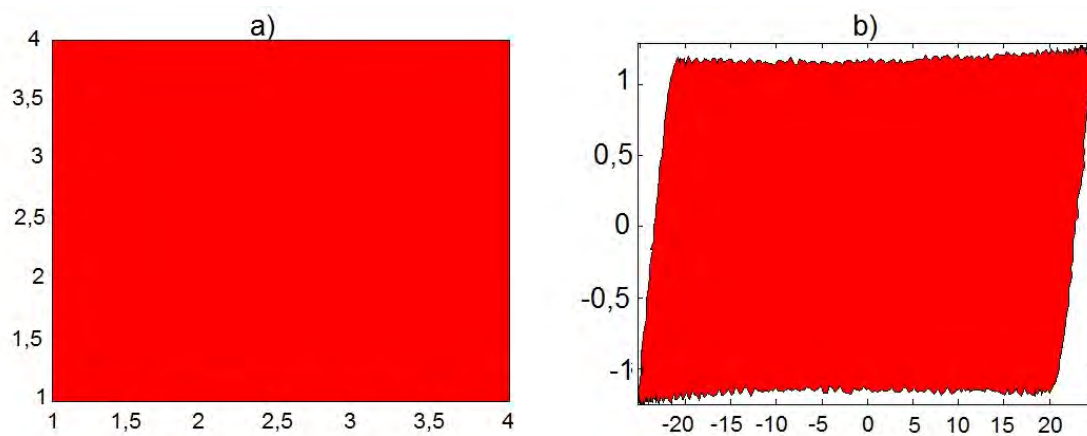
Figure 2.23 : Bûche de fretting (couple CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = \pm 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$ ).

Les données traitées peuvent être également tracées soit sous forme de bûche de fretting, représentation 3D des cycles de fretting en fonction du nombre de cycles (Figure 2.23), soit sous forme de cartographie 2D des cycles de fretting pendant la durée de l'essai (Figure 2.24).



**Figure 2.24 : Illustration 2D des cycles de fretting pendant la durée de l'essai (couple CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = \pm 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).**

Le calcul de l'énergie dissipée  $E_d$  a été fait à partir de l'aire interne de chaque cycle de fretting par une routine élaborée sous MATLAB (Annexe 4). Le code lit la figure numérique en 2D et réalise le comptage des pixels colorés contenus dans tout cycle fermé (Figure 2.25). Le calcul est rapide et la précision de cette méthode a été vérifiée sur un cycle carré de  $3 \mu\text{m}$  sur  $3 \text{ N}$ . L'aire calculée a été de  $8,953$ , valeur très proche de l'aire théorique de  $9 \mu\text{J}$ .



**Figure 2.25 : Illustration de l'aire du cycle (a) cycle carré (idéal); (b) cycle de fretting (réel) (couple CuSn6  $\delta_i = \pm 25 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ).**

L'énergie totale dissipée  $E_{dt}$  est calculée par la somme de l'énergie dissipée pour chaque cycle, soit :

$$E_{dt} = \sum_{i=1}^{N_c} E_{d(i)} \quad \text{Équation 2.6}$$

### Traitement des signaux électriques

L'évolution du signal de la résistance électrique de contact  $R_c$  est caractérisée principalement par deux étapes :

- la première étape est stable avec une très faible valeur de  $R_c$  proche de zéro,
- la deuxième étape est très bruitée et n'apparaît que lors de la dégradation des surfaces en contact. Cet effet résulte d'une perte subite de conductivité puis du rétablissement immédiat du passage du courant dans le contact électrique (Figure 2.26).

La représentation du signal brut sera conservée lorsqu'on cherchera des corrélations avec les événements acoustiques. En revanche, une représentation de l'évolution des valeurs moyennes par cycle sera proposée pour comparer les différentes variations de la résistance électrique de contact  $R_c$  (Figure 2.27).

La  $R_c$  moyenne par cycle est calculée selon l'Équation 2.7.

$$\overline{R_c} = \sqrt{\frac{(R_c^{max})^2 + (R_c^{min})^2}{2}} \quad \text{Équation 2.7}$$

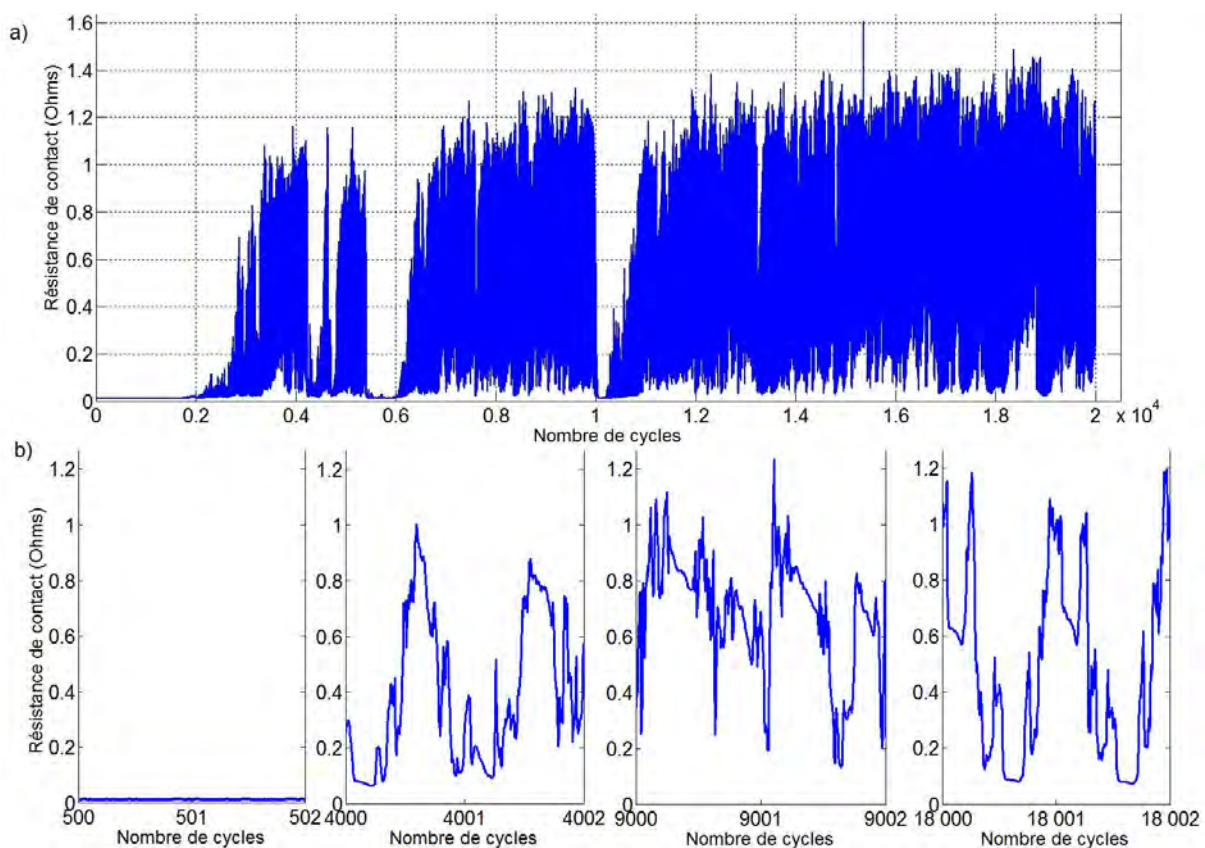


Figure 2.26 : a) Évolution de la résistance électrique de contact pour l'ensemble de l'essai, et b) visualisation détaillée pour 4 extractions correspondant à 4 périodes de cette évolution (couple CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

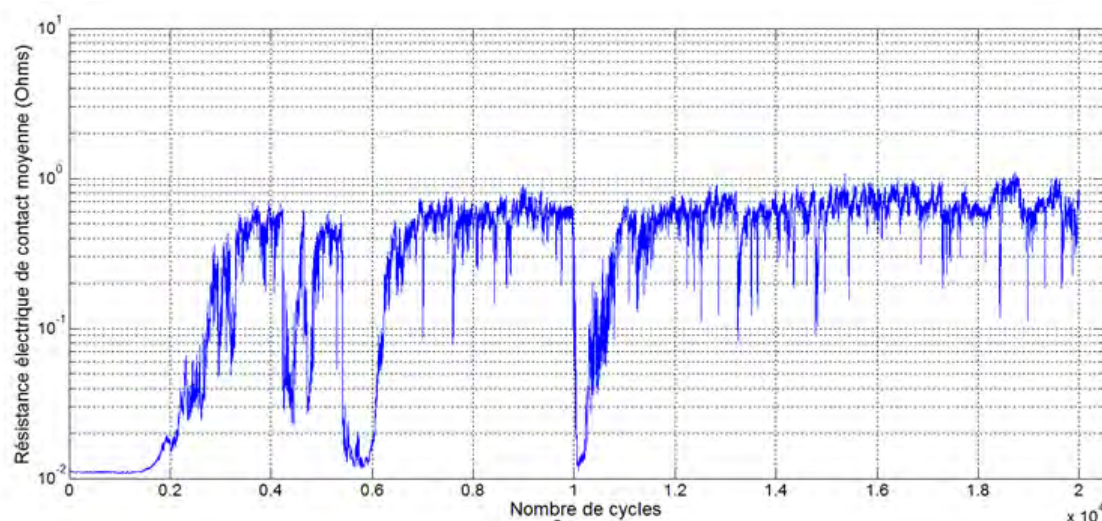


Figure 2.27 : Évolution de la résistance de contact moyenne  $R_c$   
(couple CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$ )

### Traitement des signaux acoustiques

Les signaux acoustiques mesurés comportent différents paramètres caractéristiques à prendre en compte lors de l'analyse des essais. Ils sont directement traités en utilisant le logiciel NOESIS™.

De la même façon que les paramètres de fretting mesurés renseignent sur le comportement tribologique de la surface, le nombre d'évènements acoustiques renseigne sur l'augmentation ou la diminution de l'activité mécanique dans le contact. Une visualisation de l'évolution en fonction du temps permet d'apprécier ces variations de l'activité acoustique selon les paramètres d'essai (Figure 2.28).

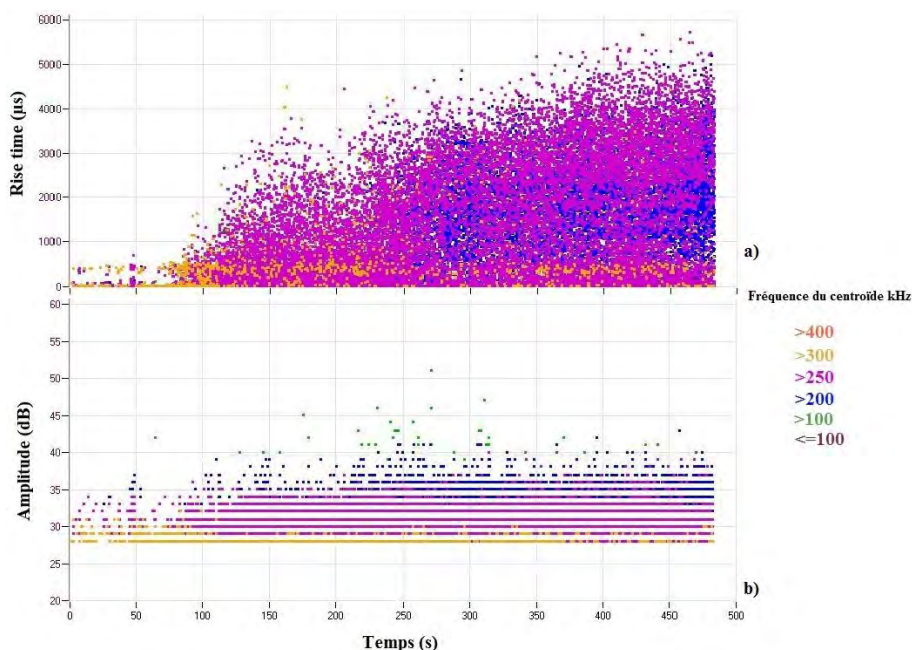


Figure 2.28 : Évolution temporelle de l'information acoustique classée selon la fréquence du centroïde  
(a) Rise time ( $\mu\text{s}$ ), (b) Amplitude du signal ( $\text{dB}_{\text{ea}}$ ); (couple CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ , paliers de fréquence  $f$  entre 5 et 50 Hz, durée 480 s).

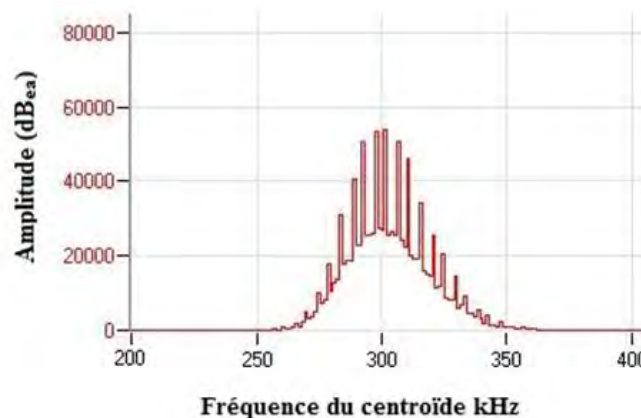
L'une des principales caractéristiques lors de l'analyse acoustique est l'amplitude du signal mesurée (Figure 2.28b). Ce paramètre dépend des propriétés intrinsèques des matériaux, du chargement, des conditions de frottement, de la rugosité des surfaces, de la température, etc.

Ainsi, la distribution du nombre d'évènements acoustiques en fonction de l'amplitude permet de distinguer différents mécanismes de dégradation intervenant au cours d'un essai<sup>130</sup>.

L'intensité de ces évènements peut être évaluée par l'énergie mécanique générée, énergie dite absolue  $E_{abs}$  représentant la totalité de l'énergie dégagée par un évènement. Cette énergie est calculée par l'intégrale du carré du signal d'émission acoustique  $s(t)$  sur la période de mesure  $T$  et normée par la résistance de référence du dispositif d'émission acoustique  $R_e$  (Équation 2.8) :

$$E_{abs} = \frac{1}{R_e} \int_0^T s^2(t) dt \quad \text{Équation 2.8}$$

L'identification des différents phénomènes à l'origine de l'activité acoustique se fait à partir de la fréquence du barycentre de la densité spectrale, ou fréquence du centroïde, représentée par l'abscisse de l'amplitude maximale de la transformée de Fourier discrète du signal  $s(t)$ , traduction de l'excitation mécanique du capteur (Figure 2.29).



**Figure 2.29 : Fréquence du centroïde (barycentre de la densité spectrale)**  
(couple CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ , paliers de fréquence  $f$  entre 5 et 50 Hz, durée 480 s).

Finalement, les réponses issues des capteurs de force tangentielle de frottement et d'amplitude de déplacement sont synchronisées et enregistrées lors de l'acquisition de ces salves acoustiques pendant toute la durée de l'essai (Figure 2.30a). La représentation graphique de ces deux voies des émissions acoustiques paramétrées en ( $F_T$  et  $\delta$ ) permet la reconstitution des cycles de fretting et nous donne une information sur la distribution et le nombre de salves en fonction de la position relative du contact dans le cycle (Figure 2.30b).

<sup>130</sup> URAL G. A., Performance en frottement de composites alumine-métal avec ou sans nanotubes de carbone densifiés par frittage flash : identification des conditions de grippage et des mécanismes d'usure, Thèse de Doctorat, Sciences de la Matière, Université de Toulouse, 2011.

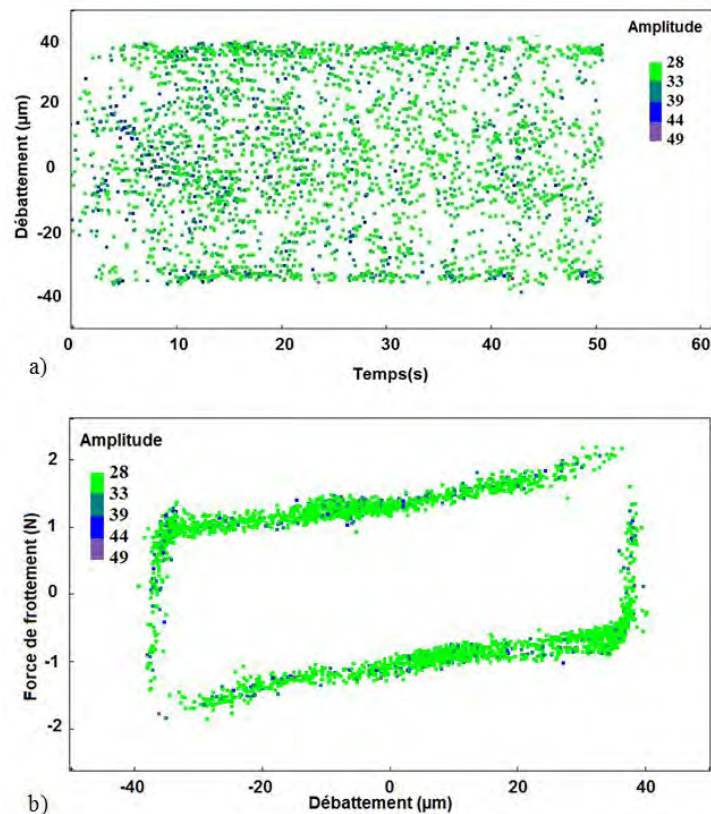


Figure 2.30 : (a) Évolution de la paramétrique de déplacement en fonction de l'amplitude du signal acoustique; (b) Représentation de salves classées par amplitude dans un cycle de fretting (couple CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ , durée 50 s).

## 2.5. Matériaux étudiés

Ce travail de thèse porte principalement sur l'étude du comportement tribologique et électrique en fretting. Les métaux candidats ont été choisis en prenant en compte trois critères : conductivité électrique, propriétés mécaniques et capacité de déformation à froid. Parmi les candidats non nobles, le cuivre pur présente la conductivité la plus élevée, mais sa faible résistance mécanique le conduit à l'utiliser plutôt avec des éléments d'alliage.

Pour la plupart des essais, le matériau choisi est un bronze. L'utilisation des bronzes est très répandue dans plusieurs domaines industriels, grâce à leur excellente résistance à la corrosion, à leur comportement généralement bon en frottement et à leur faible coût par rapport aux métaux nobles. Ces alliages sont ainsi bien appréciés tant pour des applications mécaniques qu'électriques.

Les bronzes binaires cuivre-étain Cu-Sn, généralement avec une teneur en étain de moins de 10 % en masse, sont élaborés en *phase alpha* car, à fortes teneurs en étain, le bronze contient alors de la *phase delta* dure et fragile qui limite les possibilités de formage. Les *bronzes alpha* sont malléables à chaud et à froid et leurs propriétés mécaniques augmentent avec la teneur en étain et le taux d'érouissage.

La nuance principale utilisée dans notre étude est un bronze à 6 % d'étain (CuSn6, Tableau 2.3), quelques essais ont été réalisés avec un bronze à 4% d'étain (CuSn4). Les principales



propriétés de ces deux nuances de bronze sont données dans le Tableau 2.4. Une micrographie du bronze CuSn6 de l'étude est donnée à la Figure 2.31. La procédure de polissage suivie est donnée dans le Tableau 2.5.

Éléments	Cu	Sn	Ni	Zn	Pb	Fe	Autre	Masse volumique
Min.	Reste	5,5	0,01	-	-	-	-	8,8 g/cm <sup>3</sup>
Max.	Reste	7	0,4	0,2	0,02	0,1	0,2	

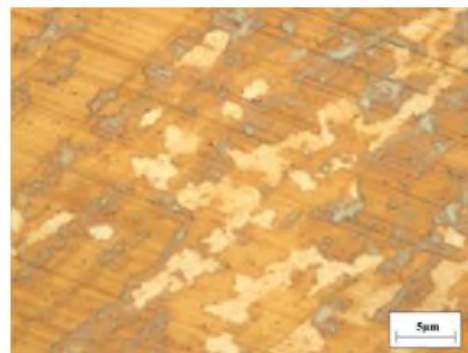
**Tableau 2.3 : Composition en pourcentage massique du CuSn6.**

	Résistance à la rupture	Limite élastique	Allongement	Dureté	Conductivité	
CuSn6	560-650 MPa	> 500 MPa	> 5 %	180-210 HV	16 % (IACS)	9 MS/m
CuSn4	540-630 MPa	> 510 MPa	> 3 %	170-200 HV	21 % (IACS)	12 MS/m

**Tableau 2.4 : Propriétés mécaniques et électriques du CuSn6 et CuSn4 d'auprès la fiche technique du fabricant Amari Cooper Alloys Ltd.**

Abrasif	durée
papier SiC 240-320	3 min
papier SiC 400-600	3 min
papier SiC 1000-2500	4 min
papier SiC 4000	4 min
Solution de poudre de diamant 3 µm	4 min
Solution de poudre de diamant 1 µm	3 min

**Tableau 2.5 : Procédure de polissage des échantillons en bronze.**



**Figure 2.31 : Micrographie du bronze CuSn6 (× 100).**

La microdureté Vickers des échantillons a été relevée en utilisant un Microduromètre HMV-2 SHIMADZU™ sous une charge d'indentation de 490,3 mN (~ 50 grammes) appliquée pendant 25 secondes. La microdureté HV<sub>0,05</sub> obtenue le CuSn6 est de 250 ± 30 HV.

### ***Géométrie et nettoyage des échantillons et des frotteurs***

Les échantillons utilisés sont fabriqués à partir de clinquants plans de 20 mm de côté et de 0,4 mm d'épaisseur, découpés par un procédé chimique garantissant des bordures propres et sans bavures.

Les frotteurs sont fabriqués à partir des mêmes clinquants en bronze CuSn6 que les échantillons. Une calotte hémisphérique a été emboutie à froid au centre du frotteur, puis une opération de pliage sur une matrice usinée en aluminium, permet la mise en forme finale du frotteur (Figure 2.32). Le plan de la matrice est détaillé dans l'Annexe 5. Des vis M3 vont garantir la fixation de l'échantillon plan et du frotteur sur les porte-échantillons usinés en PMMA.

La surface hémisphérique du frotteur présente une zone sommitale avec un léger matage probablement formé pendant l'étape de mise en forme (Figure 2.33). Ce défaut n'a eu aucun

effet sur la réponse de nos essais en considérant qu'un rodage initial du contact s'est opéré durant l'étape de *pré test*.

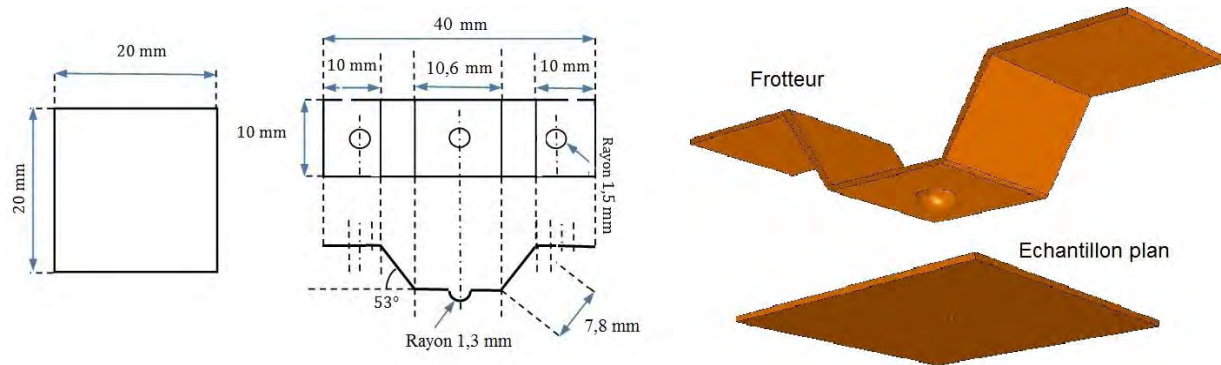


Figure 2.32 : Géométrie et forme des échantillons.



Figure 2.33 : Zone de matage sur la calotte du frotteur en CuSn6.

Tous les échantillons ont été nettoyés avant essai selon le protocole suivant :

- dégraissage dans un bac à ultrasons pendant 15 minutes, à l'aide du détergent industriel Micro 90, dilué à 1 %,
- rinçage abondant à l'eau du robinet pour éliminer la plus grande partie du détergent,
- rinçage à l'eau déminéralisée, dans le bac à ultrasons pendant 10 minutes pour éliminer les dernières traces du détergent,
- rinçage à l'éthanol, dans le bac à ultrasons pendant 10 minutes pour enlever les résidus polaires,
- séchage dans une étuve à 60 °C pendant 15 minutes.

Après l'étape de nettoyage, l'énergie de surface a été mesurée sur des échantillons plans en CuSn6 à l'aide d'un dispositif de la marque DIGIDROP™. La méthode de la goutte sessile a été répétée 10 fois avec 5 liquides différents : eau distillée, éthylène glycol, diiodométhane, formamide et alpha-bromonaphtalène. La valeur d'énergie de surface a été calculée en utilisant la méthode de calcul OWRK<sup>131</sup>. La valeur obtenue est de  $46,4 \pm 0,5 \text{ mJ/m}^2$  avec une composante dispersive de  $44,0 \pm 0,1 \text{ mJ/m}^2$  et une composante polaire de  $2,4 \pm 0,4 \text{ mJ/m}^2$ .

<sup>131</sup> Méthode de calcul proposée par OWENS, WENDT, RABEL et KAELBLE. OWENS D.K., WENDT R.C., Estimation of the Surface Free Energy of Polymers, *Journal Appl. Polym. Sci.* 13, pp. 1741-1747, 1969.

### Caractérisations topographiques

La topographie 3D des échantillons a été déterminée avec un profilomètre optique de la marque Veeco™ NT1100 qui utilise une technique d'interférométrie par diffraction des franges de lumière. Cette technique permet de mesurer des topographies jusqu'à une échelle nanométrique.

### Rugosité des échantillons

Les images révèlent la présence de stries probablement dues au procédé de laminage (Figure 2.34a). Les profils 2D montrent que la largeur des stries n'est pas constante : elle peut varier de quelques centaines de nanomètres à une dizaine de micromètres (Figure 2.34b).

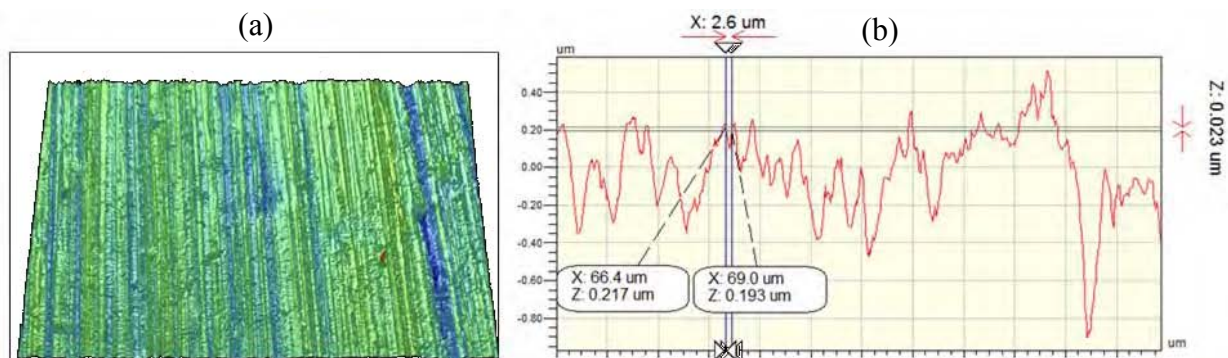


Figure 2.34 : Topographie de la surface d'un échantillon en CuSn6 ( $181 \times 238 \mu\text{m}$ )  
(a) image 3D de la surface ; (b) extraction d'un profil 2D.

Les valeurs moyennes (calculées sur un total de 10 mesures) de la rugosité arithmétique  $R_a$  et de la rugosité quadratique  $R_q$  sont respectivement de  $0,22 \mu\text{m}$  et de  $0,27 \mu\text{m}$  (Figure 2.35). Le facteur d'asymétrie moyen  $R_{sk}$  est de  $0,03$ , ce qui indique que la surface est proche d'une distribution normale avec une faible prédominance de pics.

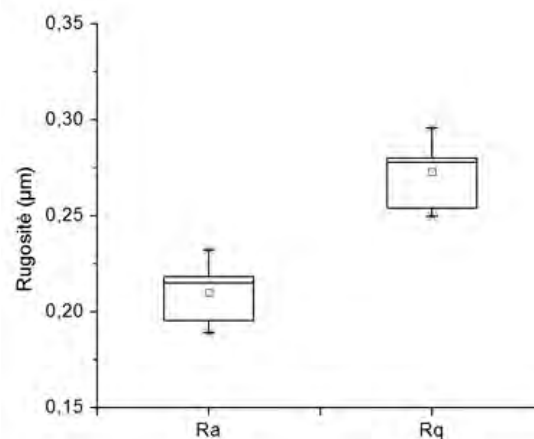
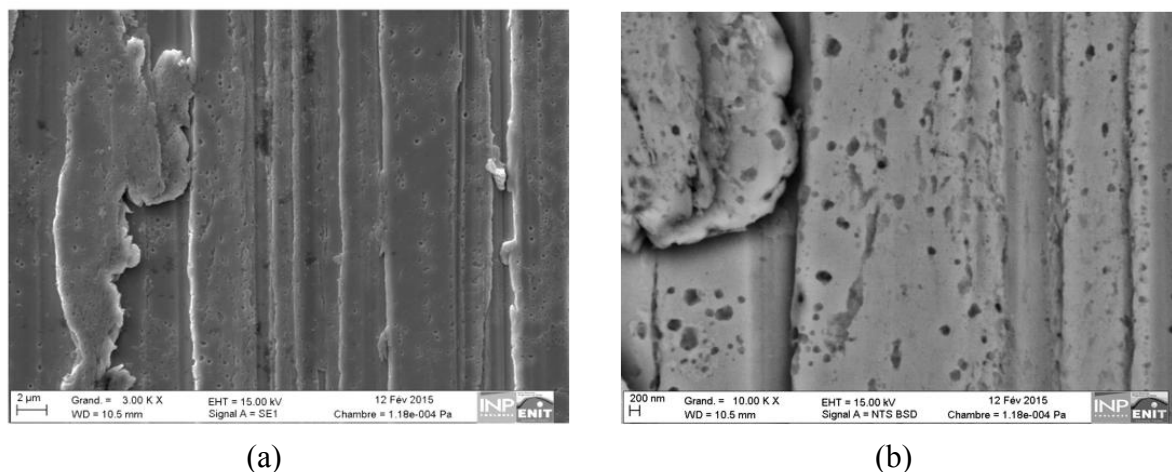


Figure 2.35 : Rugosités  $R_a$  et  $R_q$  mesurées sur la surface des échantillons plans en CuSn6.

Des observations en microscopie électronique MEB de la surface du CuSn6 confirment la morphologie des surfaces (Figure 2.36a). De plus, en passant en mode électrons rétrodiffusés, la surface du bronze révèle l'existence de porosités de taille nanométrique (Figure 2.24 : b).



**Figure 2.36 : Image MEB de la surface du CuSn6 : (a) en mode électrons secondaires ( $\times 3000$ ) et (b) en mode électrons rétrodiffusés ( $\times 10\,000$ ).**

### *Quantification de l'usure*

Une première série de mesures topographiques *post mortem* a été réalisée sur les traces d'usure des échantillons plans et des frotteurs sans nettoyage des débris. La reconstitution topographique de la surface d'usure était parfois incomplète en raison de paquets de débris agglomérés à l'intérieur et à l'extérieur de la trace, qui n'arrivaient pas à être lus par l'appareil. Néanmoins l'utilisation d'un outil du logiciel VISION™ a permis de reconstituer les données incomplètes. Le pourcentage maximal pour cette reconstitution a été imposé à 15 % pour ne pas modifier la topographie réelle.

Une deuxième série de mesures topographiques a été réalisée, cette fois après rinçage au méthanol des échantillons en bain ultrason pour éliminer les débris non adhérents aux surfaces et pouvoir quantifier directement le volume de matière perdue  $V^-$  et le volume de matière transférée  $V^+$  respectivement en dessous et au-dessus de la surface de référence (surface non dégradée, Figure 2.37). Cette technique de quantification de l'usure en fretting a été largement adoptée en particulier par les équipes de Fouvry<sup>132,133</sup> et de Pearson<sup>134,135</sup>.

<sup>132</sup> FOUVRY S., JEDRZEJCZYK P., CHALANDON P., Introduction of an exponential formulation to quantify the electrical endurance of micro-contacts enduring fretting wear: application to Sn, Ag and Au coatings, *Wear*, vol. 271, pp. 1524-1534, 2011.

<sup>133</sup> LAPORTE J., PERRINET O., FOUVRY S., Prediction of the electrical contact resistance endurance of silver-plated coatings subject to fretting wear, using a friction energy density approach, *Wear* 330-331, pp. 170-181, 2014.

<sup>134</sup> PEARSON S. R., SHIPWAY P. H., ABERE J. O., HEWITT R. A., The effect of temperature on wear and friction of high strength steel in fretting; *Wear* 303, pp. 622-631, 2013.

<sup>135</sup> LEMM J.D., WARMUTH A.R., PEARSON S.R., SHIPWAY P.H., The influence of surface hardness on the fretting wear of steel pair role in debris retention in the contact, *Tribology Int.* 81, pp. 258- 266, 2015.

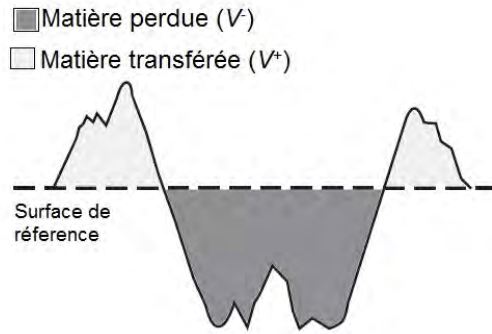


Figure 2.37 :  $V^+$  (matière transférée) et  $V^-$  (matière perdue) sur une trace d'usure, échantillon plan.

La quantification du volume perdu et du volume excédentaire a été réalisée pour le frotteur ( $V_f^-$  et  $V_f^+$ ) et pour l'échantillon plan ( $V_p^-$  et  $V_p^+$ ). Dans le cas des frotteurs hémisphériques de diamètre 3 mm, un redressement de la courbure a été réalisé. Un exemple de trace d'usure redressée sur le frotteur en CuSn6 et de sa contre face sur l'échantillon plan est montré à la Figure 2.38.

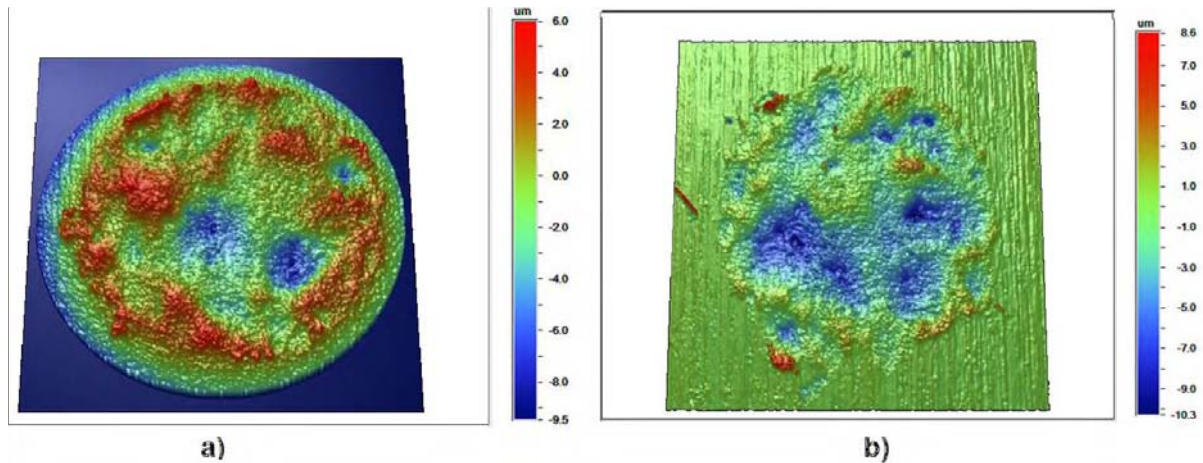


Figure 2.38 : Trace d'usure couple CuSn6/CuSn6 (a) frotteur après redressement ; (b) échantillon plan ; (essai à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 3 \text{ N}$ ,  $f = 25 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

Les volumes d'usure des frotteurs  $V_f$  et des échantillons plans  $V_p$  ont été calculés respectivement comme (Équations 2.9 et 2.10) :

$$V_f = V_f^- - V_f^+ \quad \text{Équation 2.9}$$

$$V_p = V_p^- - V_p^+ \quad \text{Équation 2.10}$$

A partir de ces différents volumes, un bilan de matière du circuit tribologique peut être déterminé. Ainsi, la matière totale perdue par les surfaces  $V_s$  est associée au débit source, les volumes de matière transférée  $V_i$  sont associés au débit interne et les volumes de matière perdus  $V_u$  sont associés au débit d'usure du contact (Équations 2.11 et 2.12).

$$V_s = V_f^- + V_p^- \text{ et } V_i = V_f^+ + V_p^+ \quad \text{Équation 2.11}$$

$$V_u = V_s - V_i \quad \text{Équation 2.12}$$

De même un volume d'endommagement  $V_e$  est défini comme (Équation 2.13) :

$$V_e = V_s + V_i \quad \text{Équation 2.13}$$

### ***Taux et coefficients énergétique d'usure et d'endommagement***

L'approche énergétique va d'abord s'appuyer sur l'expression du taux d'usure et/ou d'endommagement  $U$  ( $\mu\text{m}^3 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ ) définie comme le volume d'usure  $V_u$  ou d'endommagement  $V_e$  normé par la force normale  $F_N$  et la distance totale parcourue  $D_0$  (Équation 2.14) :

$$U = \frac{V}{F_N \times D_0} \quad \text{Équation 2.14}$$

Un coefficient énergétique d'usure et d'endommagement  $\alpha$  ( $\mu\text{m}^3 \cdot \text{J}^{-1}$ ) permet ensuite de mettre en relation l'énergie totale dissipée  $E_{dt}$  (J) avec le volume  $V$  (d'usure  $V_u$  ou d'endommagement  $V_e$ ), (Équation 2.15) :

$$\alpha = \frac{V}{E_{dt}} \quad \text{Équation 2.15}$$

## **3. Analyse des interactions système / réponse tribologique**

La plupart des études de fretting analyse la réponse des matériaux en contact à partir de critères issus directement des paramètres caractéristiques des cycles de fretting (ouverture du cycle, énergie dissipée, raideur de contact...). La présente étude s'intéresse à l'influence du dispositif, premier élément du triplet tribologique, sur la réponse en glissement total d'un contact sphère/plan. Les rôles du mode de commande (déplacement imposé ou force actionneur imposée), de la rigidité statique et dynamique du dispositif (analyse vibratoire) et de la nature des matériaux (ductile ou fragile) sur la forme des cycles sont analysés de manière à distinguer les contributions respectives du dispositif et des matériaux.

### **3.1. Influence de la complaisance du bras porte échantillon**

#### ***Modifications apportées au dispositif***

La mesure de la résistance électrique de contact implique l'isolation électrique des échantillons métalliques. Deux configurations ont été étudiées pour le bras solidaire du frotteur :

- un bras entièrement en polymère (PMMA) d'une longueur de 108 mm et d'une section de 27 mm × 10 mm, de module de Young de 2,4 GPa et de moment d'inertie de  $1,06 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,
- un bras étagé bi-matériau en alliage d'aluminium (module de Young de 75 GPa) et PMMA ayant un moment d'inertie plus important de  $1,61 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

#### ***Bras en PMMA***

Un bras porteur a été usiné en PMMA aux mêmes dimensions que le bras d'origine en acier (Figure 2.39). Ce bras est solidaire du capteur de force tangentielle de frottement  $F_T$  par l'intermédiaire d'un support en aluminium permettant d'assurer la coaxialité du contact sur l'axe de transmission des efforts tangentiels.

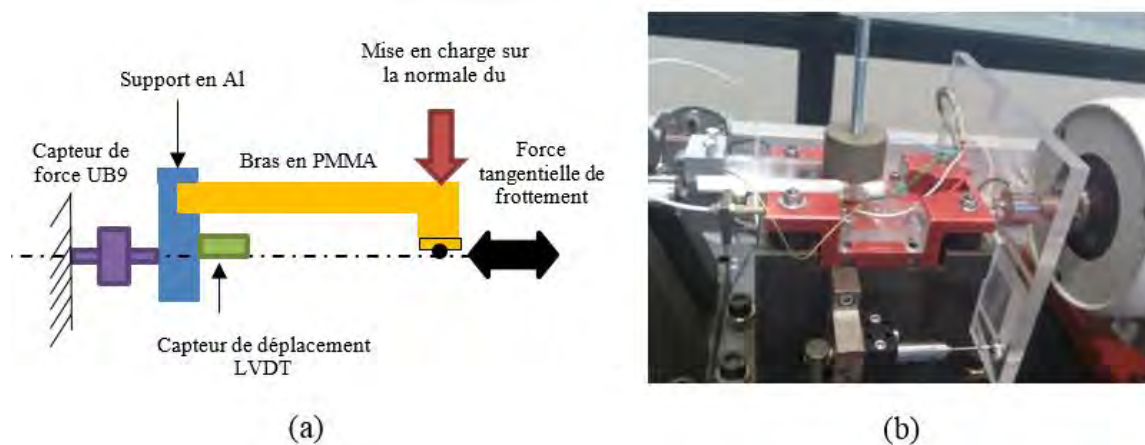


Figure 2.39 : Bras en PMMA (a) schéma illustratif ; (b) photo du bras monté.

Deux points faibles ont été détectés dans cette configuration : la rigidité du bras et la fixation du frotteur. Ces défauts ont été établis à partir d'images obtenues avec une caméra rapide Photon Focus A1312™ lors d'essais à sec de couples CuSn6-CuSn6 à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ , avec  $F_N = 6 \text{ N}$  (pression de contact de 1,5 GPa) et une fréquence d'excitation  $f = 10 \text{ Hz}$ . En effet, sous l'effet de la force tangentielle, des déformations excessives du bras, pouvant atteindre une douzaine de micromètres, ont été mesurées. De même la reconstitution des images par camera rapide ont permis de visualiser des micromouvements de type pivot au niveau du contact.

### Bras bi-matériau

Afin de limiter les déformations du matériau polymère, un bras bi-matériau a été conçu et fabriqué à partir d'un support massif en alliage d'aluminium de même longueur que le bras au-dessous duquel sera encastré le porte-échantillon usiné en PMMA. La forme en L du support métallique permet l'alignement du plan de frottement avec l'axe du capteur de force tangentielle (Figure 2.40).

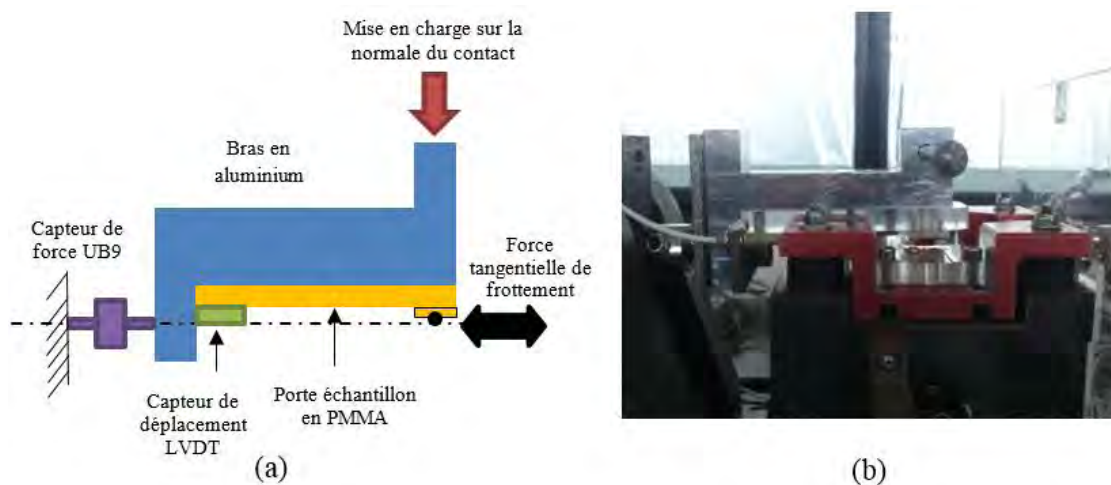


Figure 2.40 : Bras bi-matériau Al et PMMA (a) schéma illustratif ; (b) photo du bras monté.

Le montage et la fixation des frotteurs ont été améliorés en ajoutant une bille d'alumine entre le porte échantillon et le frotteur (clinqant plié). Cette modification permet de corriger les

défauts de planéité de l'échantillon et évite des effets d'amortissement lors de la mise en contact (Figure 2.41a).

Au niveau de la fixation du frotteur, un cadre usiné en fibre de carbone permet de limiter tout déplacement tangentiel, axial et rotationnel de l'échantillon pouvant interférer avec la mesure du déplacement relatif (Figure 2.41b). Après ces modifications, aucun micro déplacement n'a été constaté dans ces axes normal et perpendiculaire au sens du mouvement.

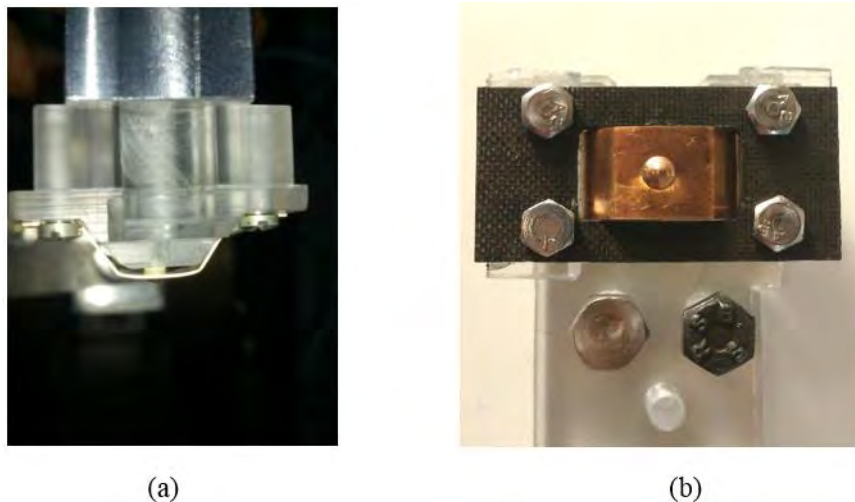


Figure 2.41 : (a) Calage du frotteur avec une bille d'alumine  $\varnothing$  3 mm ;  
(b) cadre de fixation du frotteur en fibre de carbone.

### ***Influence de la rigidité du bras sur la forme des cycles de fretting***

Des essais en couple homogène CuSn6-CuSn6 à température ambiante et à déplacement imposé avec une amplitude de  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ , pour une charge normale de  $F_N = 6 \text{ N}$  et une fréquence d'excitation de  $f = 10 \text{ Hz}$  ont été réalisés en utilisant ces deux différents bras.

Les cycles de fretting associés au bras en PMMA (le plus complaisant) présente une forme patatoïdale assez fermée, quasi elliptique, caractéristique d'une condition de glissement partiel (Figure 2.42a). Néanmoins, le calcul du critère d'ouverture du cycle selon le paramètre  $B$  proposé par Fouvry *et al.*<sup>136</sup> permet de conclure que le contact fonctionne en condition de glissement total ( $B = 0,33 > 0,26$ ). En fait, ces cycles font apparaître deux pentes qui peuvent s'interpréter comme deux termes de rigidité, l'un dans la phase de changement de sens de glissement et l'autre dans la phase de macro glissement. L'énergie dissipée dans le contact reste faible ( $E_d = 59 \text{ mJ/cycle}$ ).

Les cycles de fretting associés au bras en Al-PMMA (le plus rigide) possèdent une forme plus quadratique et symétrique, typique d'un régime de glissement total (Figure 2.42b). La pente associée au changement de sens est plus élevée qu'au cas précédent et celle associée à la partie en glissement est nettement plus faible, mais toujours observable. Le contact est beaucoup plus dissipatif ( $E_d = 276 \text{ mJ/cycle}$ ).

<sup>136</sup> FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L.; Analysis of sliding behaviour for fretting loadings: determination of transition criteria, *Wear* 85, pp. 35-36; 1995



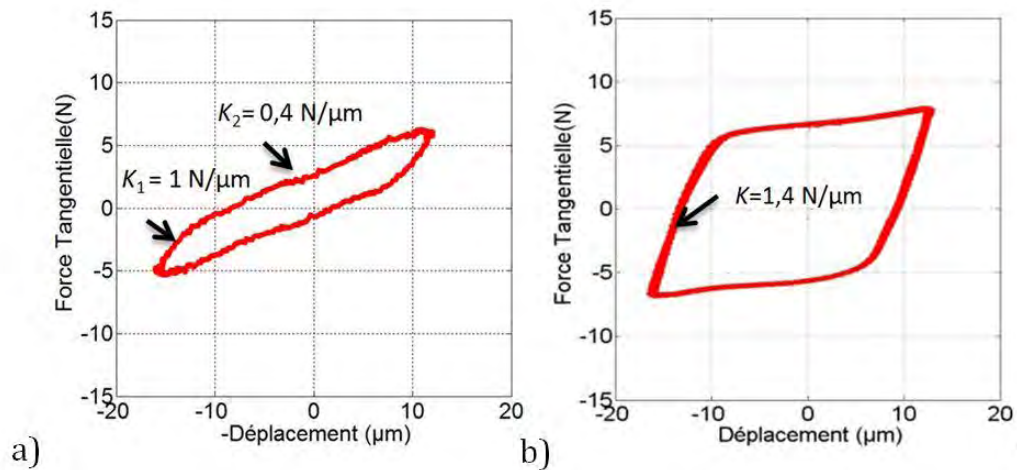


Figure 2.42 : Comparaison des cycles de fretting ; (a) bras en PMMA (plus compliant), (b) bras en Al-PMMA (plus rigide) ;  $\delta = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 6 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ .

### Artéfact de mesure du déplacement sur la forme de cycles

La précision des mesures de déplacement, vu les faibles amplitudes, est un aspect métrologique délicat. Le système d'acquisition utilise deux capteurs de déplacement différents :

- un capteur inductif de type LVDT (noyau-plongeur) fixé sur le bâti du dispositif dont l'incertitude de mesure est de  $1,5 \mu\text{m}$ ,
- un capteur à courant de Foucault (sans contact) fixé sur le bras porteur du frotteur dont l'incertitude de mesure est de  $0,5 \mu\text{m}$ .

L'analyse des signaux de déplacement montre des différences de près de  $2 \mu\text{m}$  entre les deux capteurs (Figure 2.43). Par ailleurs, le capteur LVDT montre une reconstitution tronquée (méplats) du sommet sinusoïdal de la mesure du déplacement (Figure 2.44), y compris à vide sans chargement normal (Figure 2.45).

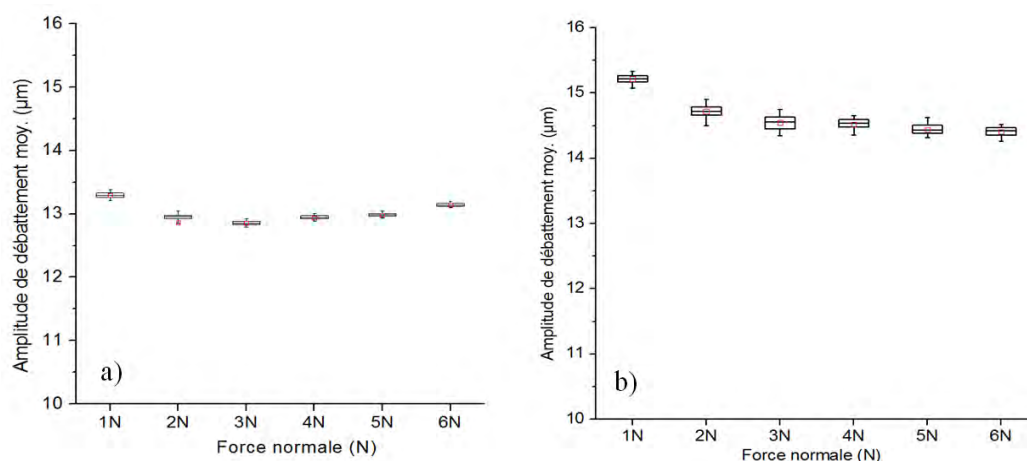


Figure 2.43 : Comparaison des mesures de débattement : (a) capteur LVDT, (b) capteur sans contact, essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 600$  cycles.

Cet artefact, lié à l'instrumentation et indépendant du matériau, génère un cycle avec une double pente lors du changement de sens de glissement (Figure 2.44a) et peut entraîner des interprétations erronées.

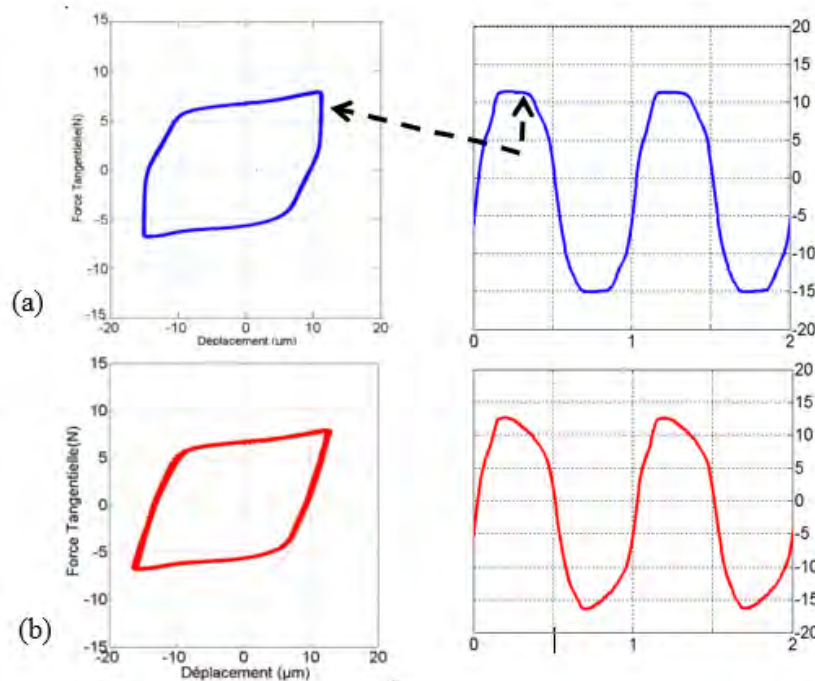


Figure 2.44 : Restitution des cycles de fretting : essai à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $t = 60 \text{ s}$  ;  
(a) anomalie du capteur LVDT, (b) capteur sans contact.

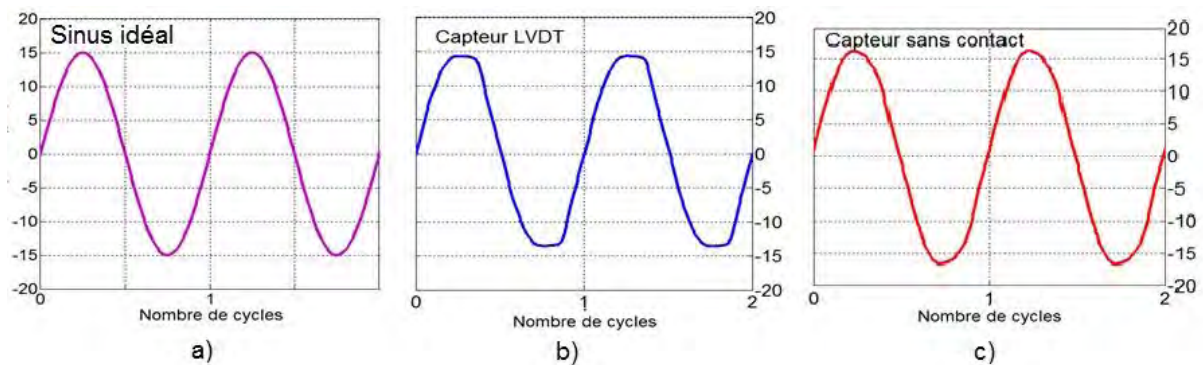


Figure 2.45 : Comparaison entre signaux sinusoïdaux de déplacement à chargement nul ;  
(a) signal idéal, (b) signal du capteur LVDT, (c) signal du capteur sans contact.

Enfin, les courbes de vitesse et d'accélération obtenues par dérivation des signaux de déplacement montrent des signaux assez perturbés. Le signal d'accélération (capteur sans contact) dénote un comportement faiblement amorti (Figure 2.46).

La redondance dans la mesure du déplacement a permis de détecter cette fausse information dans les cycles de fretting et explique également la différence de mesure entre les deux capteurs de déplacement.

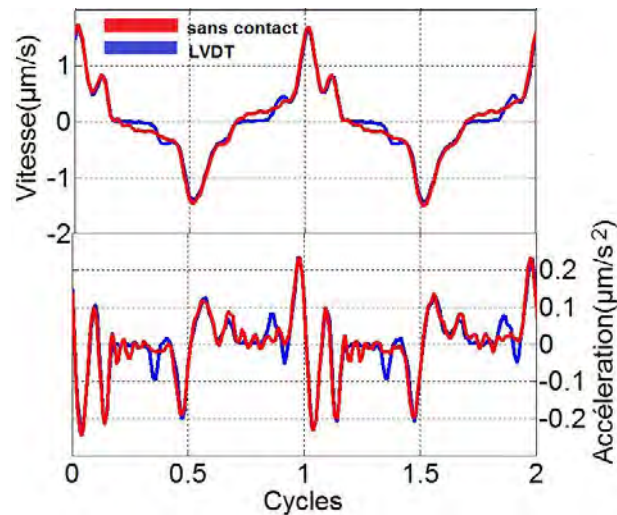


Figure 2.46 : Signaux de vitesse et d'accélération des capteurs LVDT et sans contact, essai CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ .

### 3.2. Détermination de la complaisance du contact

Un des paramètres les plus sensibles dans un dispositif de fretting constitue leur rigidité. Plusieurs auteurs dont Fouvry<sup>136</sup>, Vingsbo<sup>137</sup>, Ramalho et Celis<sup>138</sup> ont cité dans leurs travaux l'influence de ce paramètre sur les résultats de fretting ainsi que l'importance de considérer dans la chaîne de mesure les possibles complaisances introduites par le système.

La complaisance mesurée  $C_m$  est définie comme la somme de la complaisance du système  $C_s$  et de la complaisance du contact  $C_c$ . La complaisance mesurée globalement  $C_m$  est l'inverse de la rigidité totale mesurée  $K$  obtenue à partir des cycles de fretting.

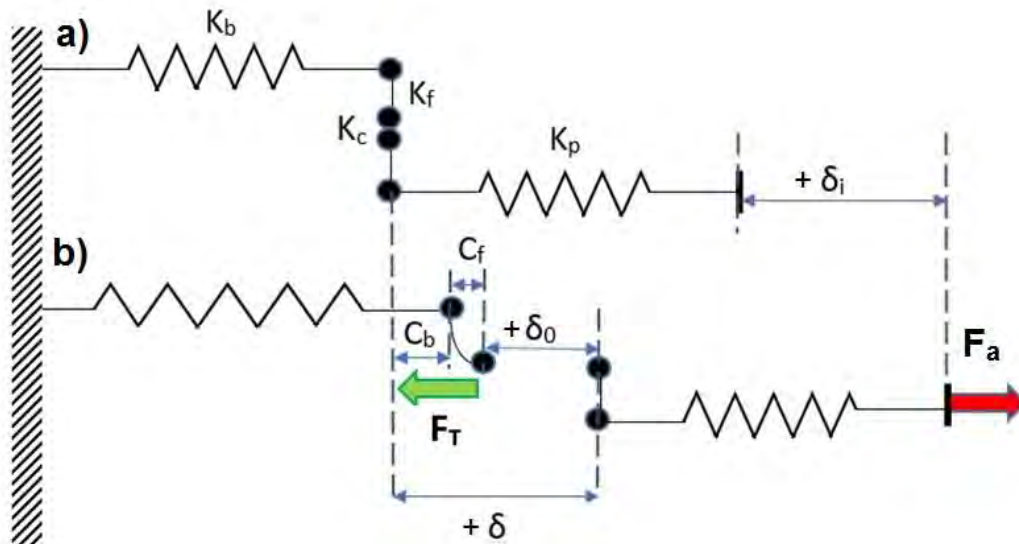


Figure 2.47 : (a) Rigidités du système (point neutre) ; (b) complaisances du système (point maximal après glissement avec une amplitude consigne positive  $+\delta_i$ ).

<sup>137</sup> VINGSBO O., SÖDERBERG S., On fretting maps, *Wear* 126, pp. 131-147, 1988.

<sup>138</sup> RAMALHO, A., MIRANDA J.-C., The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems, *Wear* 260 (4), pp. 361-367, 2006.

La Figure 2.47a montre les rigidités mises en jeu lorsqu'un contact est au point neutre, sans déplacement relatif, cas d'un contact en condition de grippage où le contact CuSn6-CuSn6 forme une jonction solidement établie entre les premiers corps. Dans la Figure 2.47b, les complaisances de chaque sous-partie sont illustrées, sauf celles de l'échantillon plan et de son porte échantillon encastrées dans la nacelle mobile et considérées comme négligeables. Le déplacement consigne  $+ \delta_i$ , est possible par le biais d'une force d'actionneur  $F_a$ , appliquée dans le sens positif; l'amplitude de déplacement mesurée  $+ \delta$  inclut l'amplitude glissée (ouverture du cycle)  $+ \delta_0$ .

La complaisance du système regroupe les accommodations de tous les éléments du dispositif : bras porteur, échantillons (hémisphérique et plan), porte échantillon plan, nacelle, capteurs de force, etc. Parmi ceux-ci, les deux principaux éléments à considérer sont les complaisances du bras porteur  $C_b$  et du frotteur  $C_f$ . La déformation du capteur de force tangentielle est considérée comme négligeable. La complaisance mesurée à partir des cycles de fretting, pour un contact en condition de grippage, se résume dans l'expression suivante :

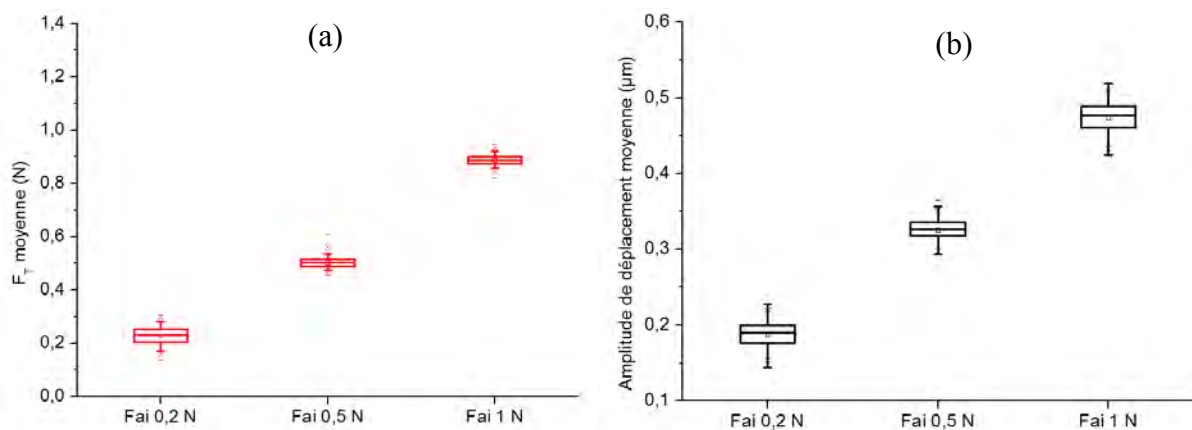
$$C_m = C_b + C_f + C_c \quad \text{Équation 2.14}$$

Dans la configuration du bras bi-matériau, l'analyse des images par caméra rapide n'ont révélé aucun déplacement soit  $C_b \approx 0$ . La complaisance du contact se réduit à l'expression suivante :

$$C_c = C_m - C_f \quad \text{Équation 2.15}$$

### *Approche semi-expérimentale*

Des essais à force actionneur imposée faible ( $F_{ai} = \pm 0,2 \text{ N}$ ,  $\pm 0,5 \text{ N}$  et  $\pm 1 \text{ N}$ ) et une charge normale de  $F_N = 6 \text{ N}$  en couple CuSn6-CuSn6 à sec ont été réalisés en cherchant la condition de glissement partiel voire du grippage (collage) du contact, de manière à extraire la complaisance du contact en condition quasi statique.



**Figure 2.48 : (a) Force tangentielle de frottement moyenne ; (b) amplitude de déplacement moyenne en fonction de la force actionneur imposée  $F_{ai} = 0,2-0,5-1 \text{ N}$ , pour essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $F_N = 6 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ .**

Comme attendu, les valeurs de force tangentielle de frottement et de déplacement enregistrées par les capteurs augmentent avec la charge normale (Figure 2.48). La rigidité globale  $K$  a été

mesurée à partir des cycles de fretting (Figure 2.49 et Tableau 2.6) sur une moyenne de douze mesures réalisées pendant toute la durée de l'essai (50 s). La valeur moyenne de la complaisance du système sur les trois conditions étudiées est  $C_m = 0,4 \pm 0,03 \mu\text{m/N}$ .

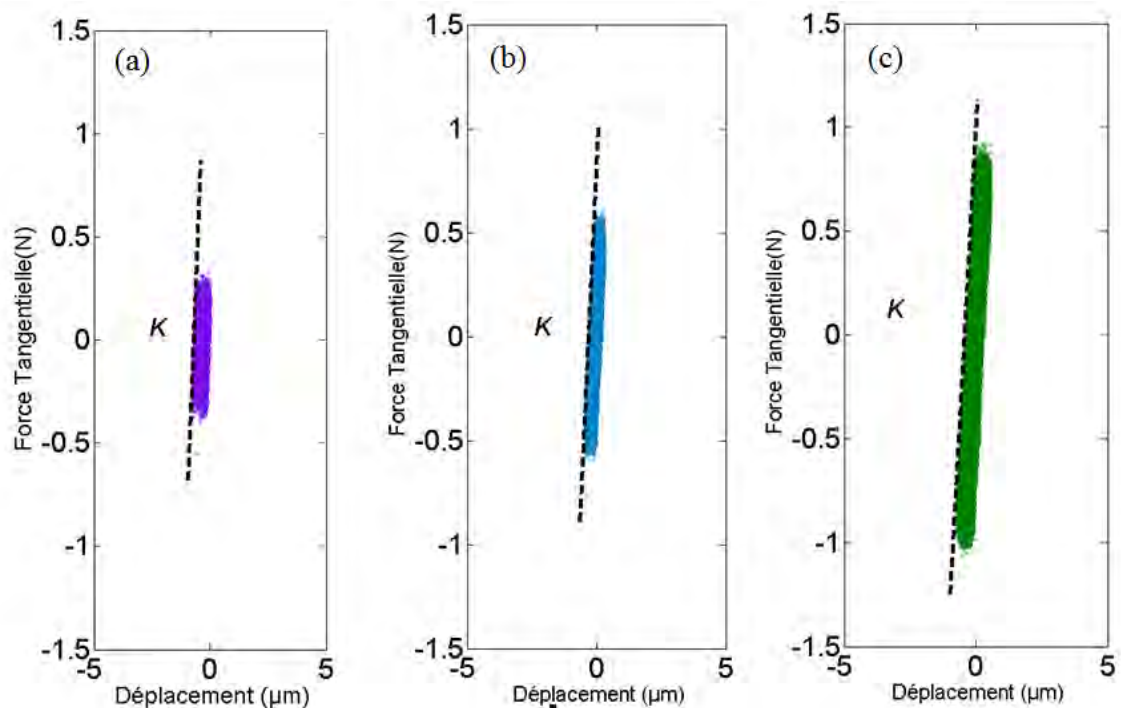


Figure 2.49 : Rigidités  $K$  mesurées à  $F_{ai} = 0,2$  (a) -  $0,5$  (b) -  $1$  (c) N, essais en couple CuSn6-CuSn6  $F_N = 6$  N,  $f = 10$  Hz,  $t = 50$  s.

$F_{ai}$ (N)	$F_T$ (N)	$K$ (N/ $\mu\text{m}$ )	$C_m$ ( $\mu\text{m/N}$ )
0,2	$0,23 \pm 0,03$	$2,70 \pm 0,14$	$0,37 \pm 0,02$
0,5	$0,50 \pm 0,02$	$2,49 \pm 0,17$	$0,40 \pm 0,03$
1	$0,89 \pm 0,02$	$2,38 \pm 0,08$	$0,42 \pm 0,02$

Tableau 2.6 : Valeurs expérimentales de rigidité  $K$  et de complaisance du système  $C_m$  dans les conditions de grippage à  $F_{ai} = 0,2-0,5-1$  N, essais en couple CuSn6-CuSn6  $F_N = 6$  N,  $f = 10$  Hz,  $t = 50$  s.

Par ailleurs, une modélisation par éléments finis (FEM) de la calotte sphérique du frotteur a montré que les déformations maximales du frotteur sont de l'ordre de  $0,1 \mu\text{m}$  pour une force tangentielle de  $1$  N, soit une complaisance tangentielle du frotteur  $C_f = 0,1 \pm 0,01 \mu\text{m/N}$  (Figure 2.50). La complaisance du contact est donc de l'ordre de  $C_c = 0,3 \pm 0,03 \mu\text{m/N}$  sous les conditions étudiées.

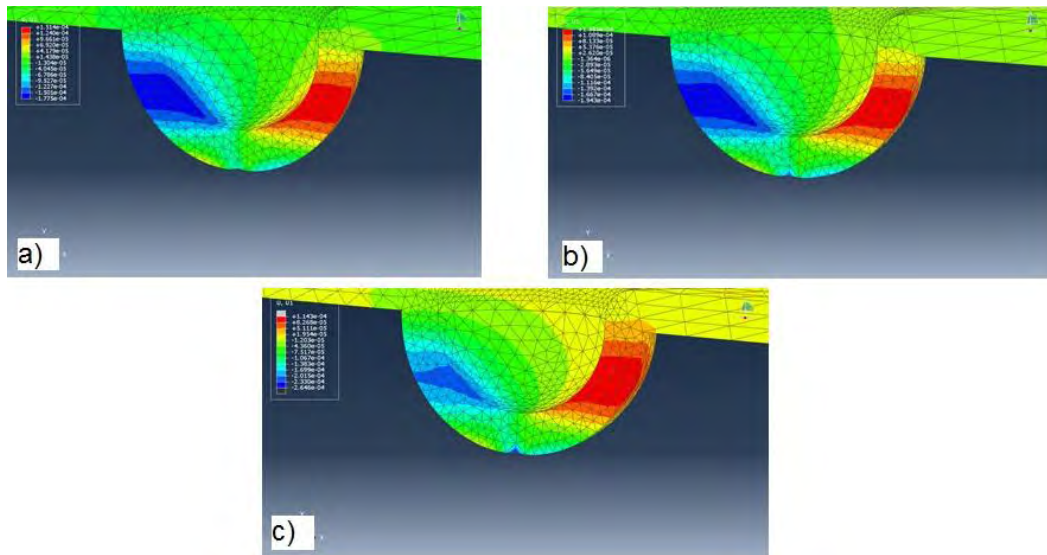


Figure 2.50 : Déformation tangentielle du frotteur par simulation FEM, avec  $F_N = 6$  N ;  
(a)  $F_{ti} = 0,2$  N; (b)  $F_{ti} = 0,5$  N; (c)  $F_{ti} = 1$  N.

### *Extension au cas du glissement total*

En conditions de glissement total sous une charge normale  $F_N = 6$  N (Figure 2.42b), la pente mesurée  $K = 1,4$  N/ $\mu$ m correspond à une complaisance  $C_m = 0,7$   $\mu$ m/N. La simulation FEM du frotteur avec une charge tangentielle de  $F_T = 8$  N (associée à la charge normale  $F_N = 6$  N), donne une déformation tangentielle du frotteur de  $0,9$   $\mu$ m, soit une complaisance  $C_f = 0,1$   $\mu$ m/N. Le calcul de la complaisance du contact donne alors une valeur de  $C_c = 0,6$   $\mu$ m/N (soit une rigidité du contact  $K_c = 1,7$  N/ $\mu$ m).

### *Influence de la fréquence sur la complaisance du système*

Plusieurs essais à force normale  $F_N = 1$  N et à déplacements imposés  $\delta_i = \pm 15$   $\mu$ m pour des fréquences comprises entre 5 et 30 Hz, ont permis de vérifier que la rigidité n'est pas affectée par la fréquence d'excitation (Figure 2.51).

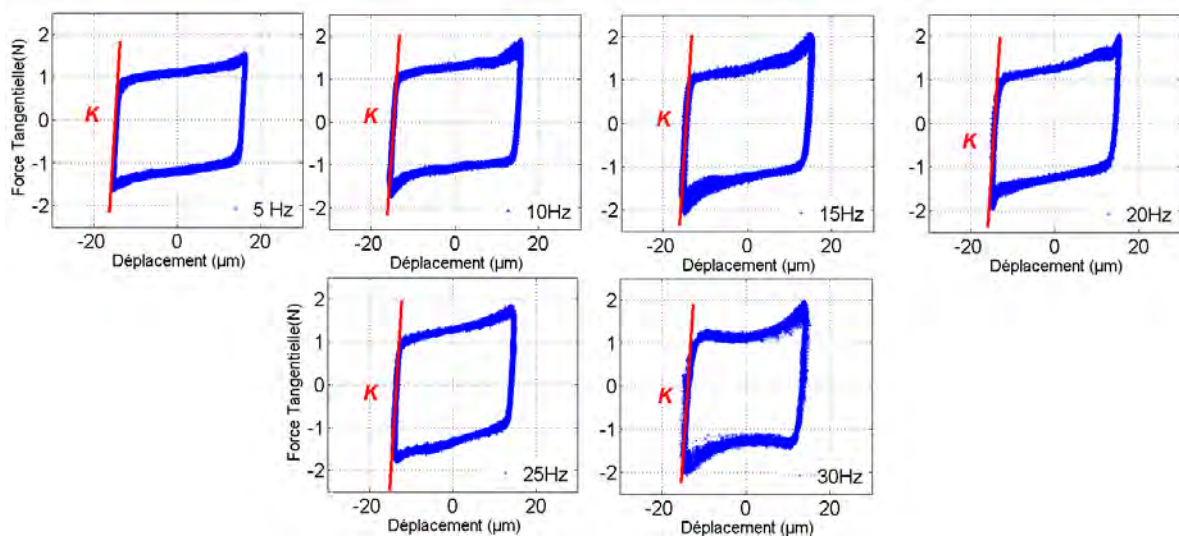


Figure 2.51 : Rigidité mesurée sur les cycles de fretting pour des essais à  $F_N = 1$  N,  $\delta_i = \pm 15$   $\mu$ m,  $f = 5-30$  Hz,  $N_c = 350$  cycles.

### 3.3. Analyse de la dynamique du système

Le système a été assimilé à deux sous-systèmes dynamiques (Figure 2.52) :

- le premier sous-système constitue la partie fixe. Il est formé par le bras porteur fixe, le frotteur et le capteur de force tangentielle de frottement, de raideur globale  $k_1$  et de coefficient d'amortissement  $c_1$  considéré comme négligeable,
- le deuxième sous-système comprend la nacelle mobile avec les plots en caoutchouc, le porte échantillon plan et le capteur de force d'actionneur, raideur globale  $k_2$  et de coefficient d'amortissement  $c_2$  considéré comme le coefficient d'amortissement du caoutchouc.

Les deux sous-systèmes sont couplés par le point de contact. Ce couplage va dépendre des interactions au sein du contact, dont leur intensité dépendra de la charge normale utilisée et du matériau du couple frottant.

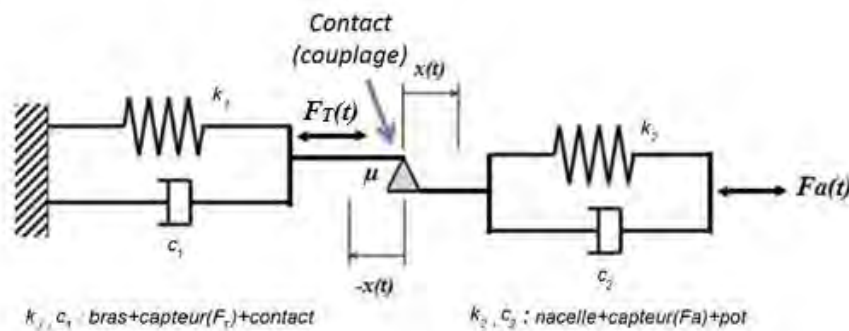


Figure 2.52 : Couplage dynamique du dispositif de fretting assimilé à deux sous-systèmes.

Une analyse vibratoire (entre 0 et 1 kHz) a été réalisée au moyen d'un vélocimètre laser OMETRON VH300+™. Les essais ont été effectués en projetant le faisceau laser dans l'axe de déplacement de la nacelle mobile sur une des faces du bras porteur (partie fixe), pour un couple homogène CuSn6-CuSn6, fonctionnant à débattements imposés ( $\pm 15 \mu\text{m}$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ), à charge normale constante (3 N) et pour deux fréquences d'excitation (10 et 25 Hz). Le temps d'acquisition des vitesses de vibration par le doppler laser est par défaut de 16 s. Les données ont été traitées avec le logiciel PULSE™.

La Figure 2.53 montre la durée d'acquisition (en ordonnées) en fonction de la fréquence spectrale de la FFT du signal de vitesse (en abscisses) pour les deux fréquences d'excitation. L'échelle des couleurs correspond à l'amplitude du spectre en décibels (la vitesse de référence pour le calcul de cette amplitude est 1 m/s). Le comportement spectral reste constant en fréquence durant tout le temps d'acquisition pour une amplitude de déplacement de  $\pm 15 \mu\text{m}$  à 10 et à 25 Hz sous une force normale de 3 N. Ce comportement a également été vérifié avec un déplacement de  $\pm 40 \mu\text{m}$  à charge normale et fréquence d'excitation similaires.

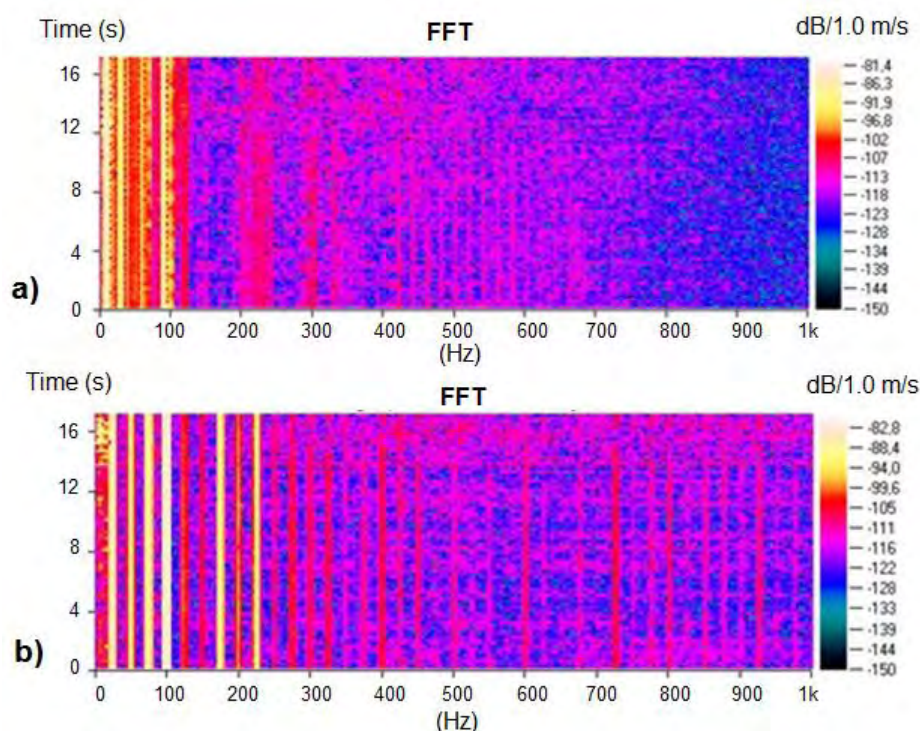


Figure 2.53 : Spectre fréquentiel de la FFT des signaux de vitesse sur le temps d'acquisition, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 3 \text{ N}$  : (a)  $f = 10 \text{ Hz}$  ; (b)  $f = 25 \text{ Hz}$ .

Un faible décalage de la fréquence de résonance a été enregistré. Le pic de résonance passe de 90 Hz à 100 Hz pour des fréquences d'excitation de 10 Hz à 25 Hz respectivement. Sous une même charge normale, une réduction de la vitesse des vibrations est observée lorsque la fréquence d'excitation et l'amplitude de déplacement sont faibles (Figure 2.54). Ce qui confirme une influence non négligeable du couplage sur la réponse vibratoire du bras lorsque la cinétique du contact est modifiée.

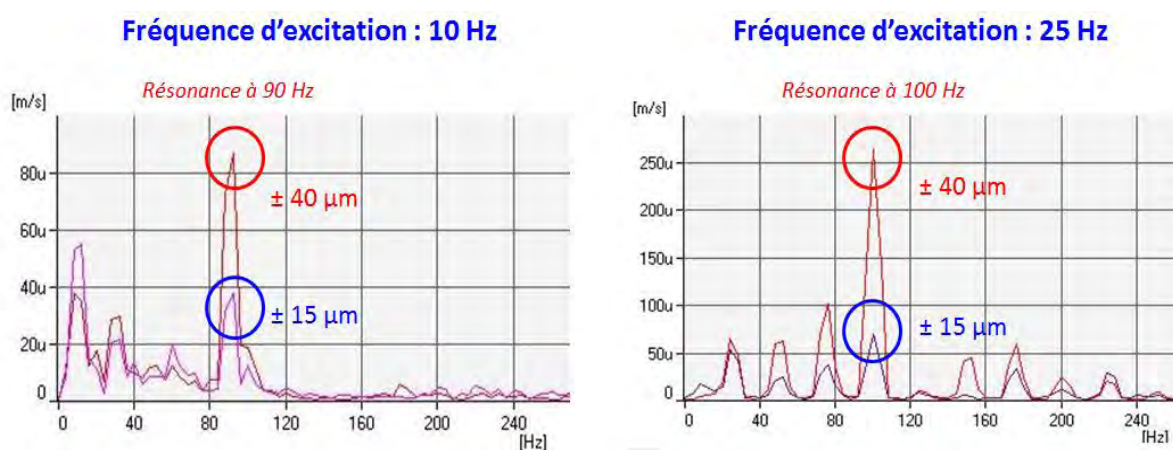


Figure 2.54 : Influence de la fréquence d'excitation et de l'amplitude de déplacement sur le spectre FFT de vitesse, essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15$  et  $40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 3 \text{ N}$  : (a)  $f = 10 \text{ Hz}$  ; (b)  $f = 25 \text{ Hz}$ .

La Figure 2.55, montre une augmentation de l'amplitude du spectre de vitesses avec un rapport de 2,5 lorsque la charge normale augmente en rapport de 3. Autrement dit, le couplage dynamique pour un contact métallique CuSn6-CuSn6 augmente en fonction de l'aire de contact.



Les spectres vibrationnels relevés sur le bras montrent que les fréquences de résonance dépendent faiblement de la fréquence d'excitation et que l'amplitude de débattement et la charge normale n'influencent que l'intensité du signal.

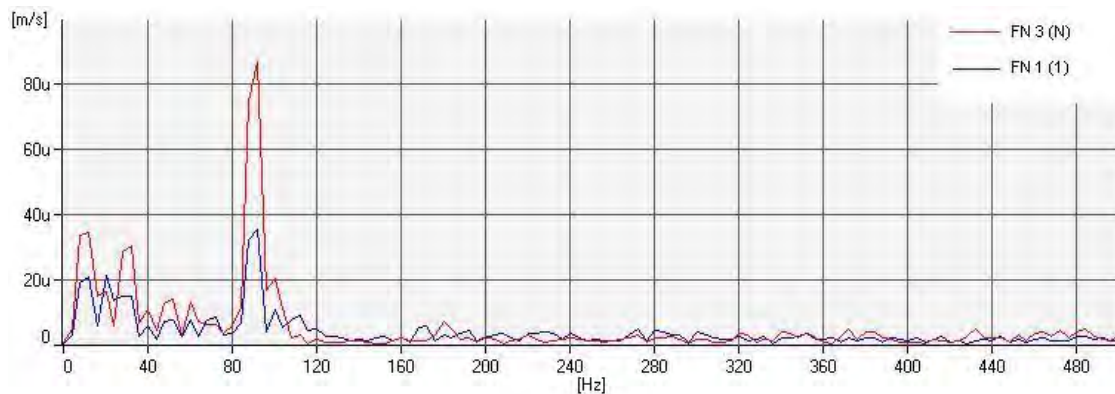


Figure 2.55 : Influence de charge normale sur le spectre FFT de vitesse, essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $F_N = 1$  et  $3$  N;  $\delta_i = \pm 40$   $\mu\text{m}$ ;  $f = 10$  Hz.

### 3.4. Influence du mode d'asservissement

La conception initiale de la contrôle-commande du pot vibrant V406 comprenait une partie électromécanique composée par une carte PCI capable de lire et traiter les tensions des capteurs de force et déplacement afin d'adresser le signal de contrôle vers un amplificateur de puissance PA100-E. Cette configuration permettait de réaliser un asservissement du système sur la force d'actionneur, c'est-à-dire de mener un essai de fretting à déplacement libre<sup>130,139</sup>.

Ce mode de génération de mouvement oblige l'utilisateur à régler le gain de l'amplificateur de façon manuelle jusqu'à atteindre la valeur de déplacement alternatif souhaitée (valeur consigne). Une fois que le système a démarré, le contact frottant est libre d'évoluer en déplacement et d'aller jusqu'au grippage selon le chargement normal et le couple de matériaux choisis.

#### *Modifications du système de contrôle-commande*

Pour cette étude, le système de contrôle-commande du dispositif a été complètement renouvelé afin de pouvoir contrôler l'amplitude de déplacement. Parmi les alternatives envisagées, les modules programmables de contrôle automatique de National Instruments™ et de DSPACE™ demandaient un temps considérable de programmation respectivement sur LabView™ et Simulink MATLAB™ pour le développement d'un système assez robuste qui aurait permis le contrôle en temps réel de notre système.

La solution finalement retenue a été un système de contrôle-commande développé par la société m+p International™ de la marque VibPilot™, pour la génération des micromouvements, et de la marque VibControl™ pour l'acquisition (décrit en Annexe 6).

<sup>139</sup> YANTIO G., Comportement tribologique d'un alliage de titane traité et/ou revêtu en fretting à débattement libre, Thèse E.D. Matériaux-Structure-Mécanique, Université de Toulouse, 2007.

Avec l'implémentation du nouveau système de pilotage s'ouvrent plusieurs modes de génération des micromouvements, en imposant soit le déplacement, la vitesse, l'accélération et la force. Cependant cette étude va se limiter à analyser uniquement deux modes de génération de microdéplacements possibles (Figure 2.56) : à déplacement imposé  $\delta_i$  et à force d'actionneur imposée  $F_{ai}$ .

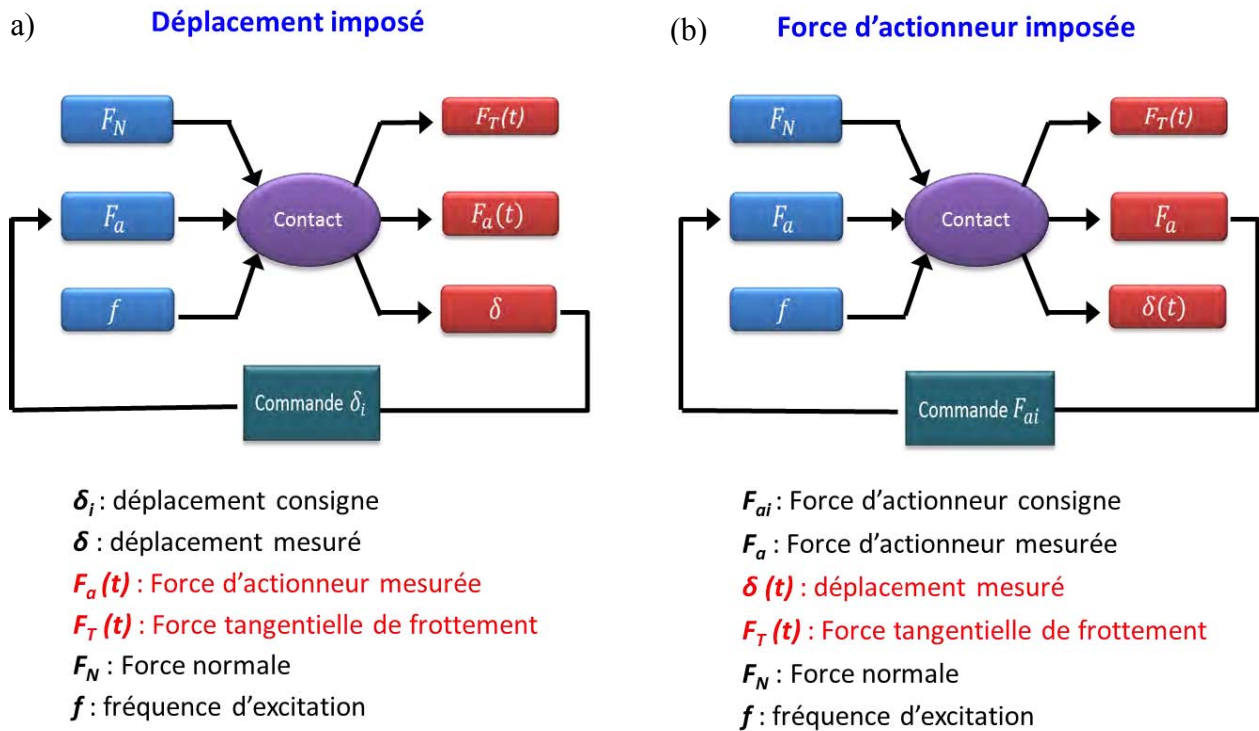


Figure 2.56 : Schéma d'asservissement du dispositif :  
 (a) à déplacement imposé, (b) à force d'actionneur imposée.

- A force d'actionneur imposée  $F_{ai}$ , le contrôle et la correction du signal de pilotage sont faits directement à partir de la valeur de  $F_a$  mesurée. La force de frottement  $F_T(t)$  et le déplacement  $\delta(t)$  sont des paramètres qui ne rentrent pas dans la boucle de contrôle et sont donc libres d'évoluer dans le temps.
- A déplacement imposé  $\delta_i$ , le signal de pilotage est comparé et corrigé en temps réel à partir de la mesure du capteur de déplacement  $\delta$ . La force d'actionneur  $F_a(t)$ , fournie par le pot vibrant pour accomplir le déplacement consigne configuré, est alors susceptible de varier au cours de l'essai. Ainsi, une augmentation des interactions dans le contact, traduite par une variation de la force tangentielle  $F_T(t)$ , s'accompagnera d'une réduction de l'amplitude de déplacement que le système de contrôle compensera par une augmentation de la force d'actionneur fournie par le pot pour garantir une amplitude de déplacement proche de la valeur consigne  $\delta_i$ .

### Équivalence des modes de génération de mouvement

Dans un premier temps, ces deux modes d'asservissement ont été comparés à charge normale nulle, avec une fréquence fixe de 10 Hz pour des forces actionneur imposées  $F_{ai}$  comprises entre  $\pm 4$  N et  $\pm 30$  N et des déplacements imposés  $\delta_i$  compris entre  $\pm 10$   $\mu\text{m}$  et  $\pm 70$   $\mu\text{m}$ . Les

résultats montrent l'équivalence de ces deux modes en termes de réponses mesurées (Figure 2.57).

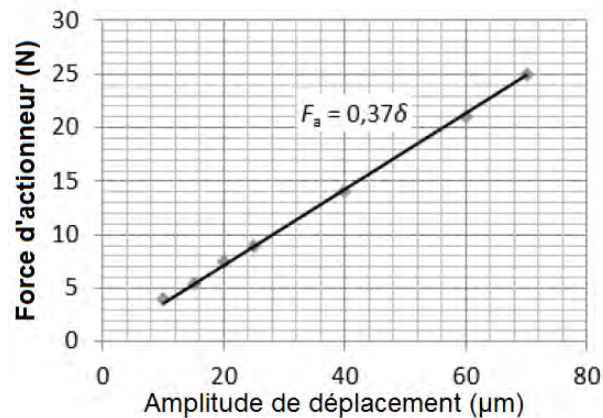


Figure 2.57 : Comparaison entre déplacement imposé et force d'actionneur imposée sans chargement normal.

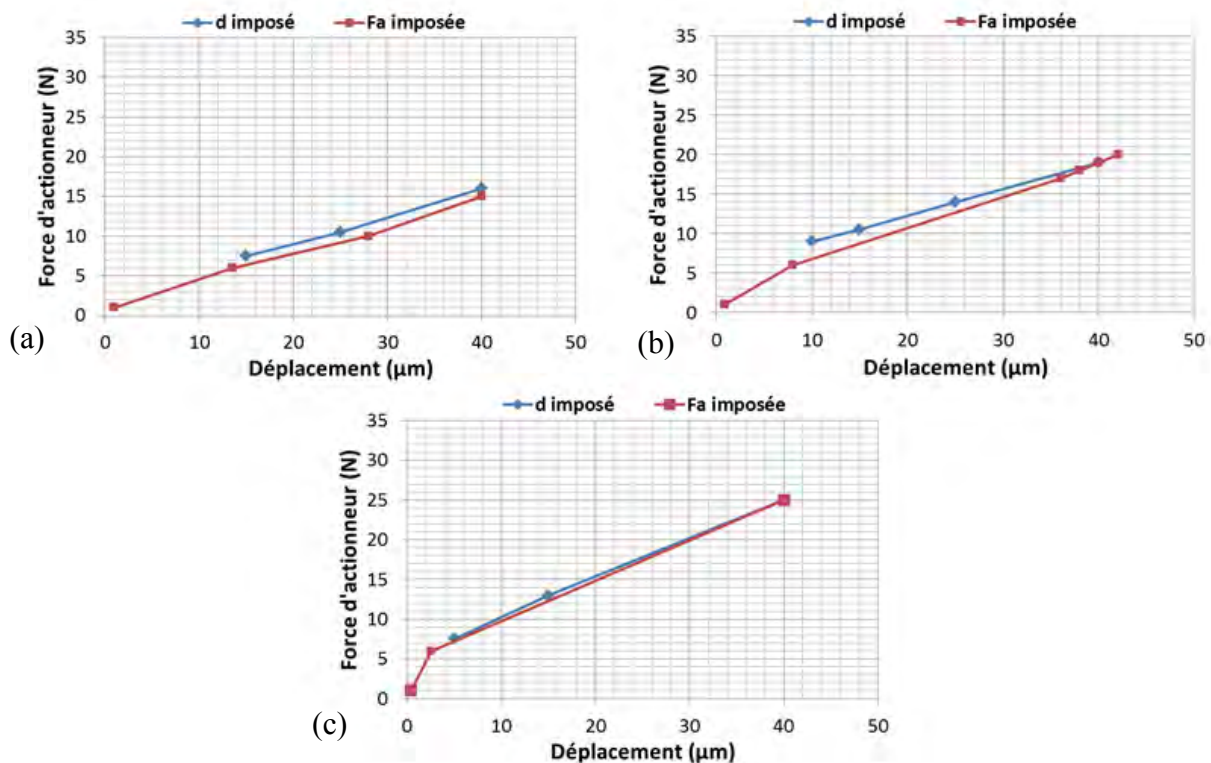


Figure 2.58 : Comparaison entre déplacement imposé et force d'actionneur imposée pour un contact CuSn6/CuSn6 : (a)  $F_N = 1$  N, (b)  $F_N = 3$  N, (c)  $F_N = 6$  N.

Dans un deuxième temps, des essais à charge normale constante ont été réalisées de manière à valider la corrélation entre ces deux modes d'asservissement (Figure 2.58). Les essais ont été réalisés à sec, en couple homogène CuSn6-CuSn6, à température ambiante, avec des charges normales  $F_N$  de 1 N, 3 N et 6 N, à une fréquence de 10 Hz sur 500 cycles, à plusieurs amplitudes de débattement et de forces d'actionneur.

Les résultats obtenus montrent que la corrélation entre ces deux modes d'asservissement en fretting est toujours respectée indépendamment de la charge normale appliquée. Néanmoins

cette corrélation n'est plus valide pour des conditions de grippage ( $F_N = 6 \text{ N}$  et  $F_{ai} = \pm 1 \text{ N}$ ), où le contact est pratiquement bloqué et le faible déplacement enregistré par le capteur de déplacement correspond à la complaisance du système (Figure 2.58c).

### *Réponse du contact selon les modes de génération de mouvement*

Dans la configuration initiale du dispositif de fretting, l'originalité de travailler à déplacement non imposé (en boucle ouverte) permettait de simuler des conditions de fretting où les efforts tangentiels et les amplitudes de débattement suivaient des variations non contrôlées. Dans ces conditions, l'amplitude de déplacement est inversement proportionnelle à l'intensité des efforts de frottement enregistrés. Autrement dit, l'amplitude de déplacement est d'autant plus faible que les interactions développées entre les surfaces de contact sont élevées.

Lorsque le contact s'adapte en réduisant considérablement le déplacement, la condition de collage (grippage) s'installe (cycles fermés). En revanche, lorsque l'effort tangential s'adapte pour maintenir la condition de glissement total (cycles ouverts), le régime reste purement dissipatif et génère de l'usure.

Des essais à sec en couple homogène CuSn6-CuSn6 à température ambiante, avec paliers de charge  $F_N$  de 1 N à 10 N (paliers de 1 N jusqu'à 6 N, puis de 2 N jusqu'à 10 N) tous les 200 cycles ont été réalisés pour qualifier le comportement de ces deux modes de génération de mouvement (Figure 2.59).

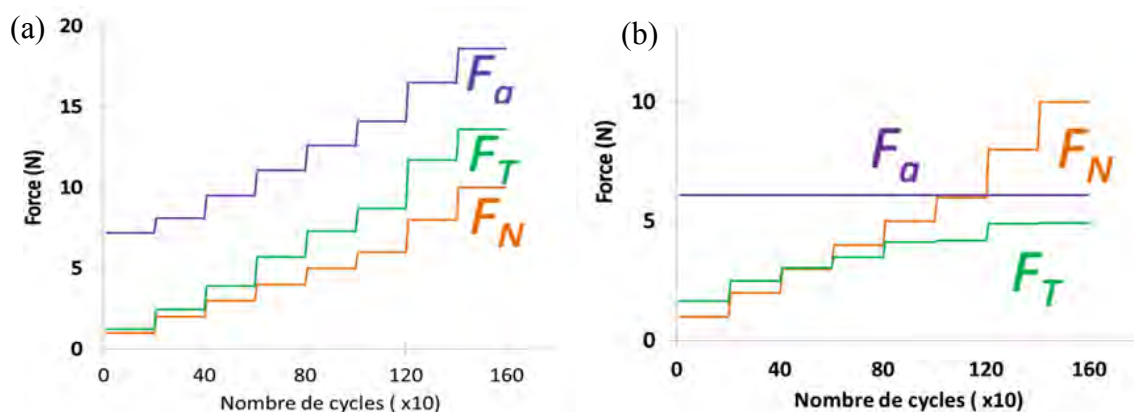


Figure 2.59 : Évolution des forces  $F_a$ ,  $F_T$ ,  $F_N$  au cours d'essais de fretting avec paliers de charge ( $1 < F_N < 10 \text{ N}$ ) (a) à déplacement imposé et (b) à force actionneur imposée.

### *Essais à déplacement imposé et charges cumulées*

À déplacement imposé ( $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ), l'amplitude de déplacement (consigne) devant être maintenue, le système de contrôle-commande augmente la force actionneur  $F_a$  nécessaire pour vaincre la force tangentielle  $F_T$  qui augmente avec les paliers de charge. Le contact fonctionne uniquement en régime de glissement total car la force d'actionneur  $F_a$  reste toujours supérieure à la force de frottement  $F_T$  (Figure 2.60a). Le coefficient de frottement reste stable tout au long de l'essai et peut se calculer à partir du rapport  $F_T/F_N$  sur chaque palier, alors que l'énergie dissipée  $E_d$  (aire des cycles) augmente conformément à l'augmentation de la charge normale  $F_N$  (Figure 2.60b).

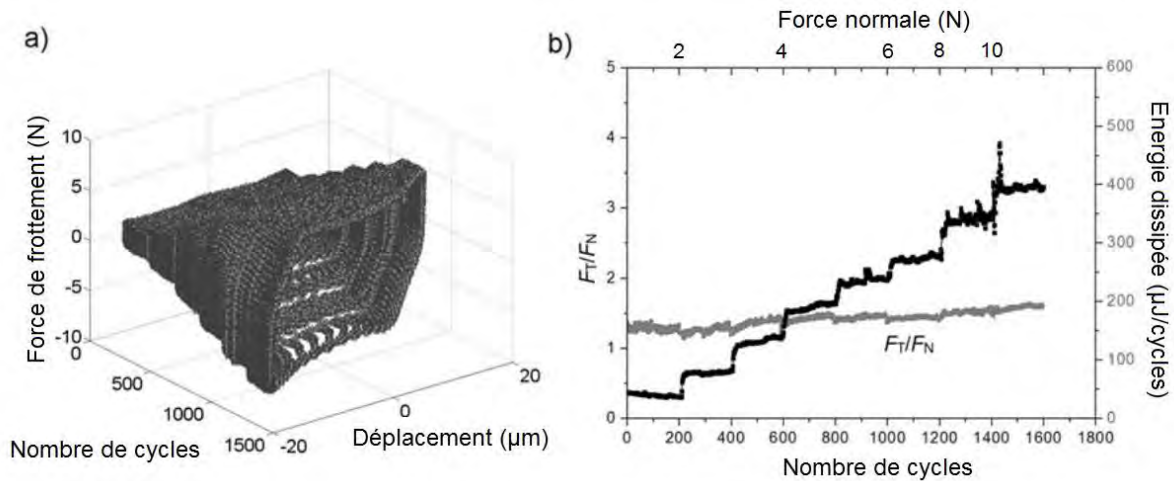


Figure 2.60 : Essais de fretting avec paliers de charge ( $1 < F_N < 10$  N) à déplacement imposé, (a) bûche de fretting, (b) évolutions du coefficient de frottement et de l'énergie dissipée.

### *Essais à effort tangentiel d'actionneur imposé et charges cumulées*

À force actionneur imposée ( $F_{ai} = \pm 6$  N), le contact s'adapte en réduisant l'amplitude de déplacement en fonction de l'augmentation des interactions du contact. Le contact débute dans un régime de glissement total et passe progressivement vers un régime de collage. Cette condition limite est obtenue lorsque la valeur de la force tangentielle atteint celle de la force actionneur (consigne) soit lorsque  $F_T = F_{ai}$  (Figure 2.61a). Dans ces conditions d'essai par paliers de charges, l'énergie dissipée n'évolue que très peu et le coefficient de frottement ou plus précisément le rapport  $F_T/F_N$  décroît avec la charge normale (Figure 2.61b).

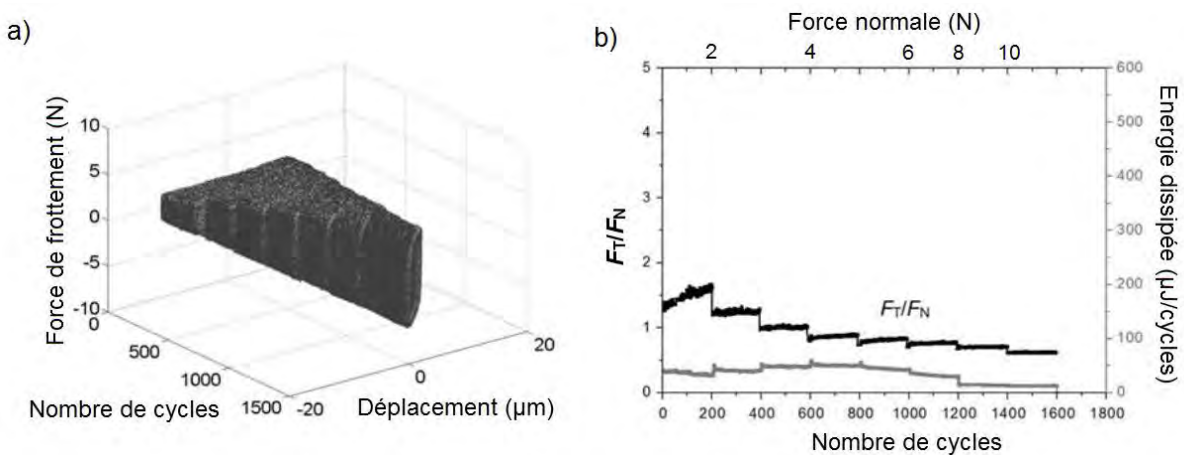


Figure 2.61 : Essais de fretting avec paliers de charge ( $1 < F_N < 10$  N) à force actionneur imposée, (a) bûche de fretting, (b) évolutions du coefficient de frottement et de l'énergie dissipée.

### *Équivalence des modes de génération de mouvement en termes de signaux acoustiques*

L'enregistrement des signaux acoustiques pendant les essais à charge normale  $F_N$  constante permet de visualiser la répartition des salves dans les cycles de fretting. Les deux modes d'asservissement, à déplacement imposé  $\delta_i$  et à force d'actionneur imposée  $F_{ai}$ , montrent une répartition homogène de ces salves dans les zones de glissement entre chaque changement de sens du mouvement (Figure 2.62).

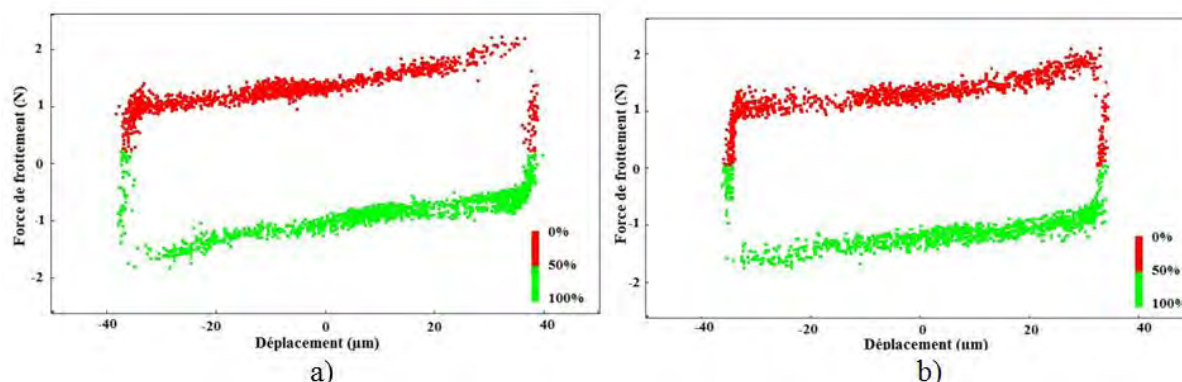


Figure 2.62 : Distribution des salves d'émission acoustique dans un cycle de fretting : (a) essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $t = 50 \text{ s}$ , (b) essai à  $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 500 \text{ cycles}$ .

Cependant, la comparaison des énergies acoustiques totales dissipées (énergie absolue) pour ces deux essais montre une légère différence entre ces deux modes d'asservissement. Cette énergie est d'environ 11 % supérieure à déplacement imposé par rapport à celle à force d'actionneur imposée (Figure 2.63a).

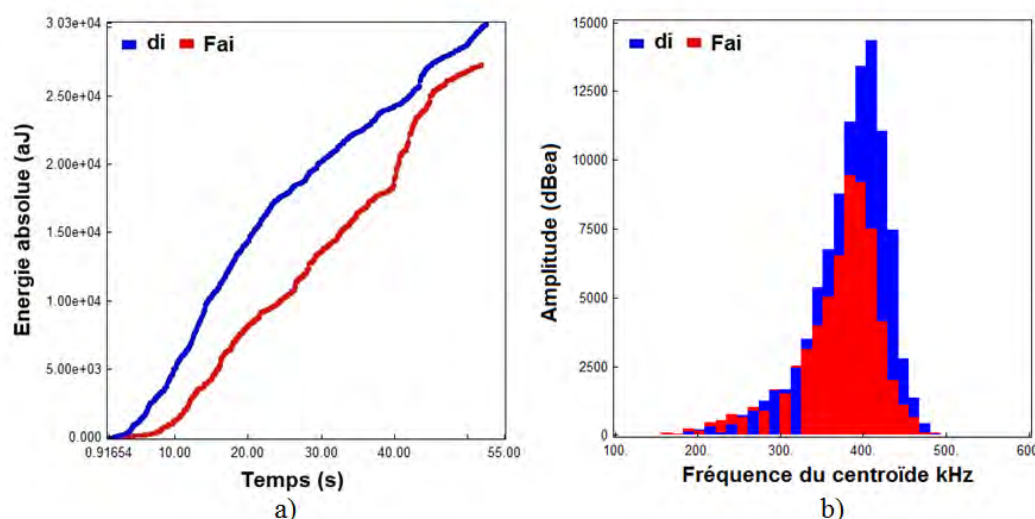


Figure 2.63 : Comparaison des modes d'asservissement à déplacement imposé  $\delta_i$  et à force actionneur imposée  $F_{ai}$  : (a) Énergie absolue (aJ), (b) Fréquence du centroïde (kHz).

De même, les deux comportements suivent une tendance approximativement linéaire jusqu'à une énergie absolue de l'ordre de  $1,8 \cdot 10^4 \text{ aJ}$ . Cette valeur d'énergie est atteinte en 22 s à déplacement imposé et en 40 s à force actionneur imposée (ce retard est dû essentiellement à une faible activité initiale à force imposée). Au-delà de cette valeur d'énergie, les deux comportements ont alors tendance à se rapprocher et retrouver des valeurs proches.

Cet effet aurait pour origine le réglage du *prétest* réglé à 0 dB pour les essais à déplacement imposé qui pourrait enregistrer davantage d'évènements que le *prétest* réglé à -6 dB pour les essais à force actionneur imposée (en supposant que pendant cette étape de rodage le contact est énergiquement peu dissipatif). Enfin, la fréquence du centroïde pour ces deux types d'essai est très proche, comprise entre 380 et 410 kHz, ce qui suggère des mécanismes d'endommagement très similaires (Figure 2.63b).

### 3.5. Influence de la nature des matériaux

Des essais à déplacement imposé  $\delta = \pm 40 \mu\text{m}$ , à une fréquence  $f = 10 \text{ Hz}$  et une charge  $F_N = 1 \text{ N}$ , ont été réalisés sur trois couples de matériaux : CuSn6/CuSn6, CuSn6/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> et CuSn6/PTFE. Le Tableau 2.7 résume certaines propriétés mécaniques et indique la rugosité pour ces trois matériaux de nature différente.

Matériaux	Résistance à la rupture (MPa)	Dureté	Module de Young $E$ (GPa)	Rugosité Ra ( $\mu\text{m}$ )
CuSn6	560-650	180-210 HV	123	0,22
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 97%	290	1265 HV	417	0,015
PTFE	>20	60-65 shore D	0,5	0,1

Tableau 2.7 : Propriétés mécaniques et rugosité de CuSn6, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, PTFE.

- Pour le couple métal-métal, la force tangentielle croit tout au long de la phase de glissement et la présence de pointes en fin de glissement est observée (Figure 2.64a). Le coefficient de frottement moyen et l'énergie dissipée sont élevés. Ce comportement est habituellement associé aux interactions fortes entre métaux ductiles (déformation du contact et forte adhésion).
- Pour le couple métal/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub><sup>140</sup>, les cycles sont quasi rectangulaires avec des forces tangentielles constantes sans pointes aux extrémités (Figure 2.64b). Le coefficient de frottement reste constant et l'énergie dissipée est encore assez élevée. L'adhésion est réduite mais la dureté de la céramique entraîne une composante abrasive importante.
- Pour le couple métal/polymère, l'allure des cycles est similaire au couple métal-céramique, mais le niveau de la force tangentielle est très réduit et très peu dispersé, ce qui entraîne un faible coefficient de frottement et une faible énergie dissipée (Figure 2.64c). Ce comportement illustre les faibles interactions (faible adhésion) dans ce couple de matériaux, en relation avec la faible énergie de surface du PTFE.

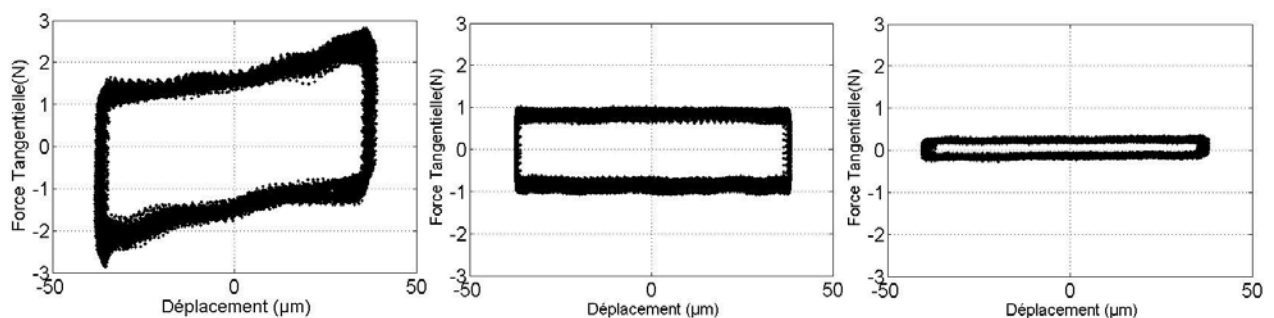
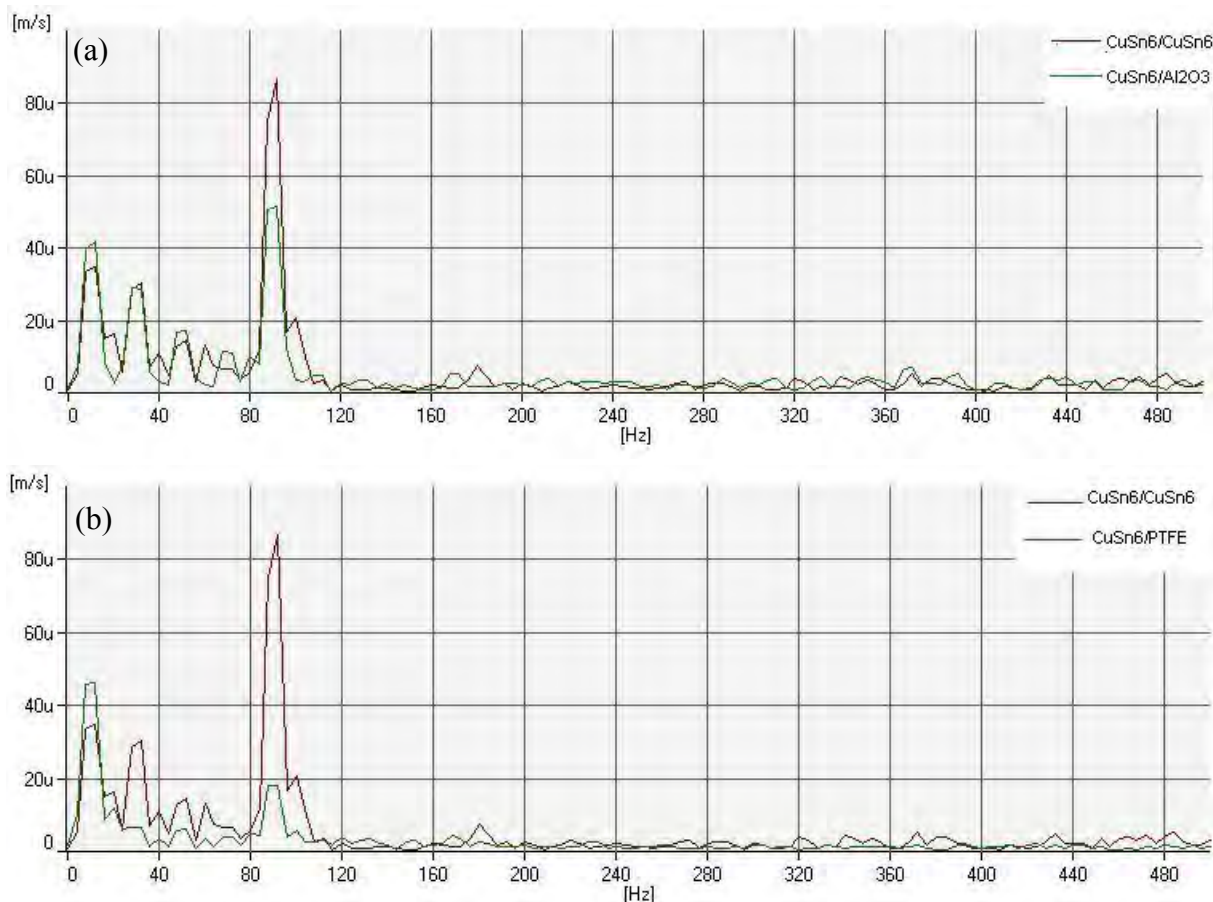


Figure 2.64 : Influence du matériau sur les cycles de fretting (a) couple CuSn6/CuSn6 ; (b) couple CuSn6/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ; (c) couple CuSn6/PTFE.

<sup>140</sup> URAL G. A., *Performance en frottement de composites alumine-métal avec ou sans nanotubes de carbone densifiés par frittage flash : identification des conditions de grippage et des mécanismes d'usure*, Thèse E.D. Sciences de la Matière, Université de Toulouse, 2011.

Des mesures de vibrations ont été effectuées sur le bras porteur, avec les trois couples (métal-métal, métal-céramique et métal-polymère) testés sous une charge normale de 1 N et une fréquence d'excitation de 10 Hz (Figure 2.65).

Un couplage proportionnel est observé entre l'intensité des vibrations et le niveau des forces tangentielles : plus les efforts tangentiels de frottement sont importants plus l'intensité des signaux vibratoires est élevée. Ainsi, la nature des matériaux du couple frottant est en lien direct avec l'intensité des vibrations transmises vers le système (bras du dispositif). Cependant, la fréquence de résonance mesurée pour ces trois couples reste inchangée.



**Figure 2.65 : Comparaison des spectres vibratoires de vitesse en couple : (a) CuSn6/CuSn6 et CuSn6/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ; (b) CuSn6/CuSn6 et CuSn6/PTFE ; essai à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  ;  $F_N = 1 \text{ N}$  ;  $f = 10 \text{ Hz}$**

## 4. Synthèse partielle

Ce chapitre a d'abord permis de mettre en évidence les nombreux dispositifs utilisés pour étudier la sollicitation de fretting. Ces dispositifs ont été classés en fonction de leur configuration cinématique, de leur mode d'asservissement et leur type d'actionneur. Ils ont été réalisés pour étudier des situations particulières essentiellement liées à des mécanismes de fretting-fatigue ou de fretting-usure.

Le dispositif utilisé pour cette étude est actionné par un pot vibrant et possède initialement une instrumentation déjà importante (deux capteurs de force, deux capteurs de déplacement, un capteur d'émission acoustique). Il a été profondément modifié pour ajouter une mesure de



résistance électrique du contact (isolation des échantillons) et pour permettre l'étude comparative de deux modes d'asservissement (à débattement imposé et à force actionneur imposée) *sur le même dispositif*.

Les modifications apportées au dispositif ont révélé des changements sur la forme des cycles de fretting ce qui a motivé une étude détaillée des interactions entre les caractéristiques du dispositif et la réponse tribologique du contact. Cette étude a permis de caractériser précisément le comportement du dispositif, c'est-à-dire sa *signature*, à travers le rôle de la complaisance du système, et en particulier en comparant deux bras porteurs de nature différente et du mode de fixation du frotteur (les dispositifs peu rigides entraînent une diminution importante d'énergie dissipée à travers le contact) ainsi que la mise en évidence d'artéfacts dus à un capteur de déplacement.

Une approche semi-expérimentale a été mise en place pour mesurer la complaisance réelle du contact. Une analyse vibratoire du système a montré que les fréquences de résonance sont peu sensibles à la fréquence d'excitation, mais l'intensité des vibrations est proportionnelle aux efforts tangentiels (couplage matériaux).

La comparaison de deux modes de génération de mouvement (à déplacement imposé et à force actionneur imposée) sur les régimes de glissement a montré leur équivalence d'abord sans chargement normal (indépendante des matériaux) puis selon des modes de sollicitation par cumul de charges sur un couple homogène de bronze CuSn6. Ainsi, en déplacement imposé, le contact conserve un régime de glissement total puisque la force d'actionneur reste toujours supérieure à la force de frottement. Le coefficient de frottement reste stable et l'énergie dissipée augmente proportionnellement à la charge appliquée. En force d'actionneur imposée, le contact passe progressivement d'un régime de glissement à un régime grippage lorsque la valeur de la force tangentielle atteint celle de la force actionneur. Le rapport  $F_T/F_N$  décroît alors avec la charge normale et l'énergie dissipée reste à peu près constante. En termes d'activité acoustique, ces deux modes d'asservissement conduisent à des comportements peu distincts ce qui évoque des mécanismes d'accommodation du contact très proches.

L'influence de la nature des matériaux en contact (ductile, dur et fragile ou peu adhérent) montre que la déformation et l'adhérence des matériaux est en lien direct avec les écarts de forme des cycles de fretting (accroissement de la force de frottement en glissement, présence de pointes) et donc les niveaux d'énergie dissipée. La nature des matériaux joue également un rôle fondamental sur l'amplitude des interactions avec le système (couplages observés à partir des mesures vibratoires).



---

## Chapitre 3

---

# RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

*La première sous partie porte sur la comparaison des réponses tribologique et électrique du contact, entre les deux modes d'asservissement possibles du dispositif de fretting, déplacement imposé et force d'actionneur imposée. Les influences de la fréquence d'excitation et de la charge sur la réponse tribologique (coefficient de frottement et énergie dissipée) a également été analysée pour ces deux modes d'asservissement ; de plus une analyse qualitative, à partir des traces d'usure, est réalisée. Enfin, la technique des EA permet de contraster les signatures acoustiques associées à chaque mode d'asservissement.*

*Une deuxième sous partie est dédiée à l'étude de l'influence des paramètres opératoires sur le comportement tribologique, électrique et acoustique pour un contact CuSn6-CuSn6 fonctionnant en fretting usure. Ces différentes réponses ont été traitées statistiquement par des analyses de la variance ANOVA, selon un plan d'expérience optimisé à seize essais, afin de hiérarchiser les paramètres opératoires et d'identifier les possibles couplages entre eux. L'évolution temporelle des réponses tribologiques et électriques a été corrélée aux signaux acoustiques. C'est à partir de toutes ces réponses issues du contact et des micrographies de facies post-mortem que nous avons pu identifier les mécanismes d'usure ; un circuit tribologique est également présenté.*

*Dans une dernière sous partie, les activités en émission acoustique de deux revêtements métalliques nobles (or et argent) et d'un revêtement non noble (nickel mat), sont analysées afin de mieux identifier les signatures acoustiques associées au troisième corps responsable de la perte de conductivité électrique et valider les résultats obtenus avec le couple CuSn6-CuSn6 en fretting usure.*

## Chapitre 3

1.	Réponse du contact selon le mode de génération du mouvement.....	99
1.1.	Analyse des forces de frottement .....	99
1.2.	Influence de la fréquence d'excitation .....	102
1.3.	Influence de la charge normale .....	103
1.4.	Observations des traces d'usure .....	106
1.5.	Analyse des signaux en émission acoustique .....	108
1.6.	Résistance électrique du contact.....	112
1.7.	Synthèse partielle .....	114
2.	Influence de conditions opératoires.....	115
2.1.	Plan d'expériences : conditions expérimentales.....	115
2.2.	Réponses tribologiques.....	118
2.3.	Réponse en endommagement et usure .....	127
2.4.	Mécanismes d'usure .....	134
2.5.	Réponse électrique .....	139
2.6.	Réponse acoustique .....	146
2.7.	Synthèse partielle .....	160
3.	Influence du matériau sur la signature acoustique .....	162
3.1.	Propriétés des revêtements et réponses tribologiques .....	163
3.2.	Analyse des réponses acoustiques .....	165
3.3.	Corrélation entre paramètres d'émission acoustique, résistance électrique du contact et force tangentielle de frottement pour des contacts revêtus.....	169
4.	Synthèse partielle .....	173

## 1. Réponse du contact selon le mode de génération du mouvement

Dans le chapitre 2, une première équivalence des réponses des deux modes d'asservissement que permet le système de contrôle-commande actuel (en force d'actionneur imposée et en déplacement imposé), a été validée par des essais sans chargement normal, puis en paliers de charge. Nous avons également vu que, sous une charge normale donnée, un contact asservi en déplacement requiert une certaine force d'actionneur pour assurer ce déplacement. Inversement, un contact asservi en force d'actionneur va entraîner une certaine amplitude de déplacement.

### 1.1. Analyse des forces de frottement

Ainsi, sous une charge normale constante  $F_N = 1$  N, une force d'actionneur imposée (consigne)  $F_{ai} = \pm 15$  N génère un déplacement relatif d'amplitude  $\delta = \pm 40$   $\mu\text{m}$  (Figure 2.58a). Afin de vérifier plus précisément cette corrélation, deux essais en couple homogène CuSn6-CuSn6 ont été réalisés à sec avec une fréquence d'excitation  $f = 10$  Hz et une durée  $N_c = 400$  cycles :

- un premier essai à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40$   $\mu\text{m}$  avec une incertitude  $\Delta\delta_i = 1$   $\mu\text{m}$ ,
- un deuxième essai à force actionneur imposée  $F_{ai} = \pm 15$  N avec une incertitude  $\Delta F_{ai} = 0,5$  N.

Ces deux essais ont été comparés en termes d'évolutions de la force tangentielle et de l'énergie dissipée. Les bûches de fretting ainsi que les cycles superposés (Figure 3.1 et Figure 3.2) permettent d'apprécier globalement que, dans les deux cas :

- la force tangentielle de frottement n'est pas constante dans les zones de glissement total (horizontales supérieure et inférieure du cycle),
- la présence de pointes en bouts de cycle est observée là où le contact change de sens de glissement.

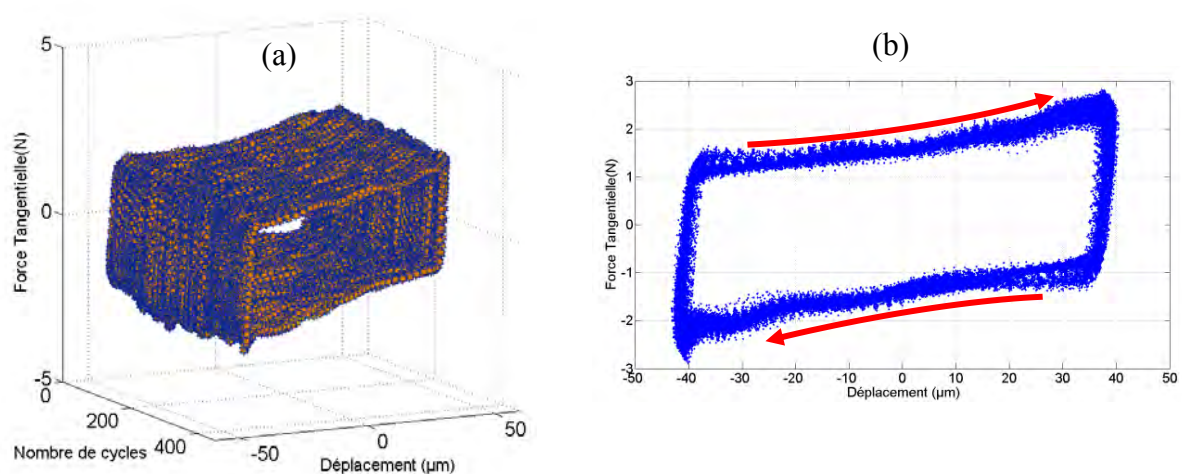
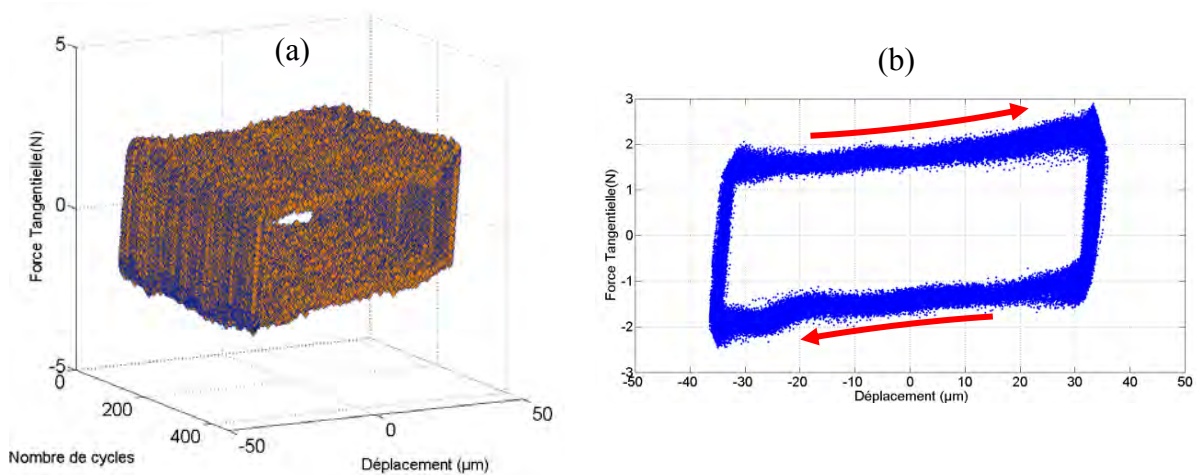


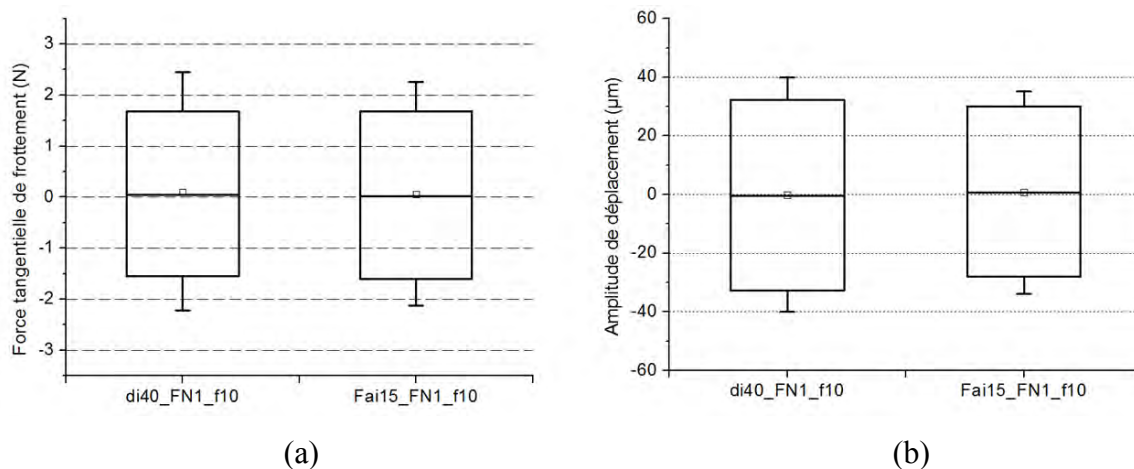
Figure 3.1 : Essai à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40$   $\mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  N,  $f = 10$  Hz,  $N_c = 400$  cycles  
(a) bûches de fretting ; (b) cycles de fretting superposés.



**Figure 3.2 : Essai à force imposée  $F_{ai} = \pm 15$  N,  $F_N = 1$  N,  $f = 10$  Hz,  $N_c = 400$  cycles (a) bûches de fretting, (b) cycles de fretting superposés.**

La comparaison des valeurs de la force tangentielle de frottement et de l'amplitude de déplacement montre des résultats globalement équivalents pour les deux modes d'asservissement (Figure 3.3). Cependant, on constate que :

- à déplacement imposé, les efforts de frottement sont très légèrement supérieurs comparativement à ceux à force imposée : le contact s'adapte en force de frottement.
- à force d'actionneur imposée, les amplitudes de déplacement enregistrées sont inférieures à  $\pm 40$   $\mu\text{m}$  : le contact s'adapte en amplitude de glissement.



**Figure 3.3 : Comparaison de la force de frottement  $F_T$  et de l'amplitude de déplacement  $\delta$  pour les essais en débattement imposé ( $\delta_i = \pm 40$   $\mu\text{m}$ ) et en force imposée ( $F_{ai} = \pm 15$  N) avec  $F_N = 1$  N,  $f = 10$  Hz,  $N_c = 400$  cycles.**

En analysant plus précisément les signaux temporels de la force tangentielle de frottement pour ces deux modes d'asservissement, on constate que (Figure 3.4 et Figure 3.5) :

- le signal de la force de frottement montre des crêtes assez bien définies dans la phase transitoire (environ sur les cinquante premiers cycles),
- une distorsion des signaux de la force de frottement (associée à la formation de pics sur les cycles de fretting) lors de la phase de stabilisation, au moment où la valeur consigne (déplacement ou force) est atteinte.

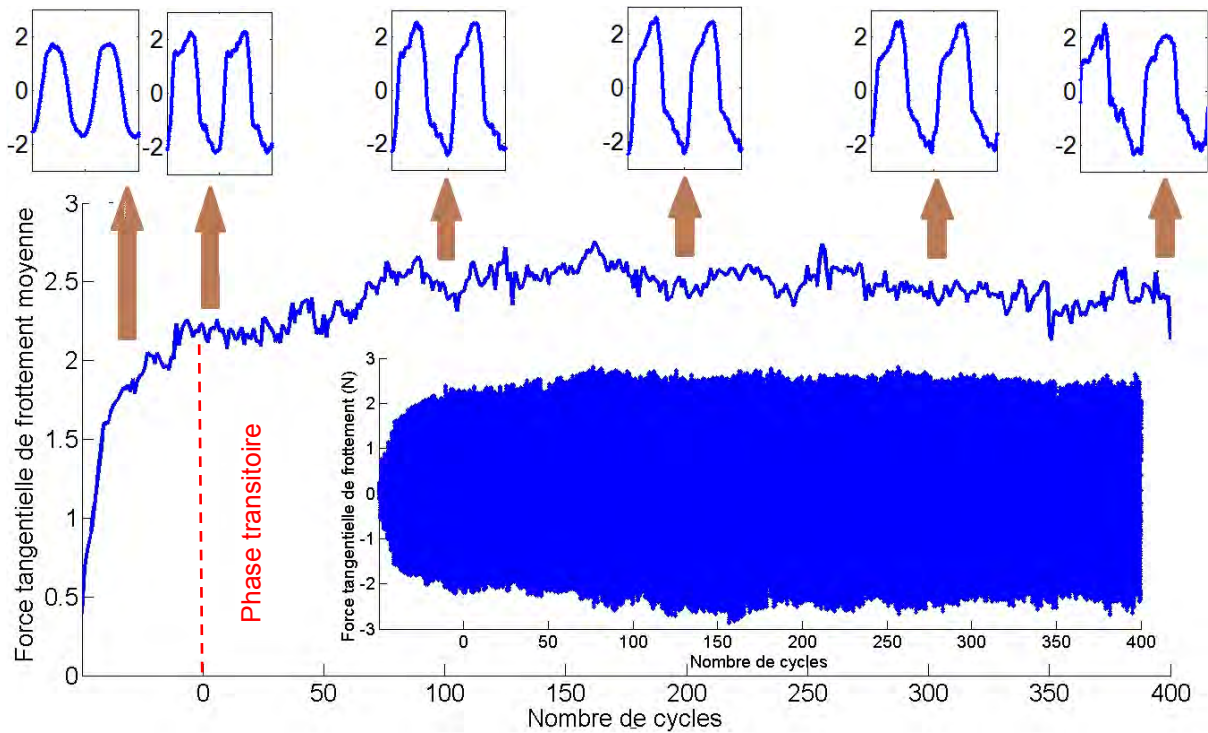


Figure 3.4 : Essai à déplacement imposé ( $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ). Évolution de la forme du signal de la force de frottement  $F_T$  ( $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles).

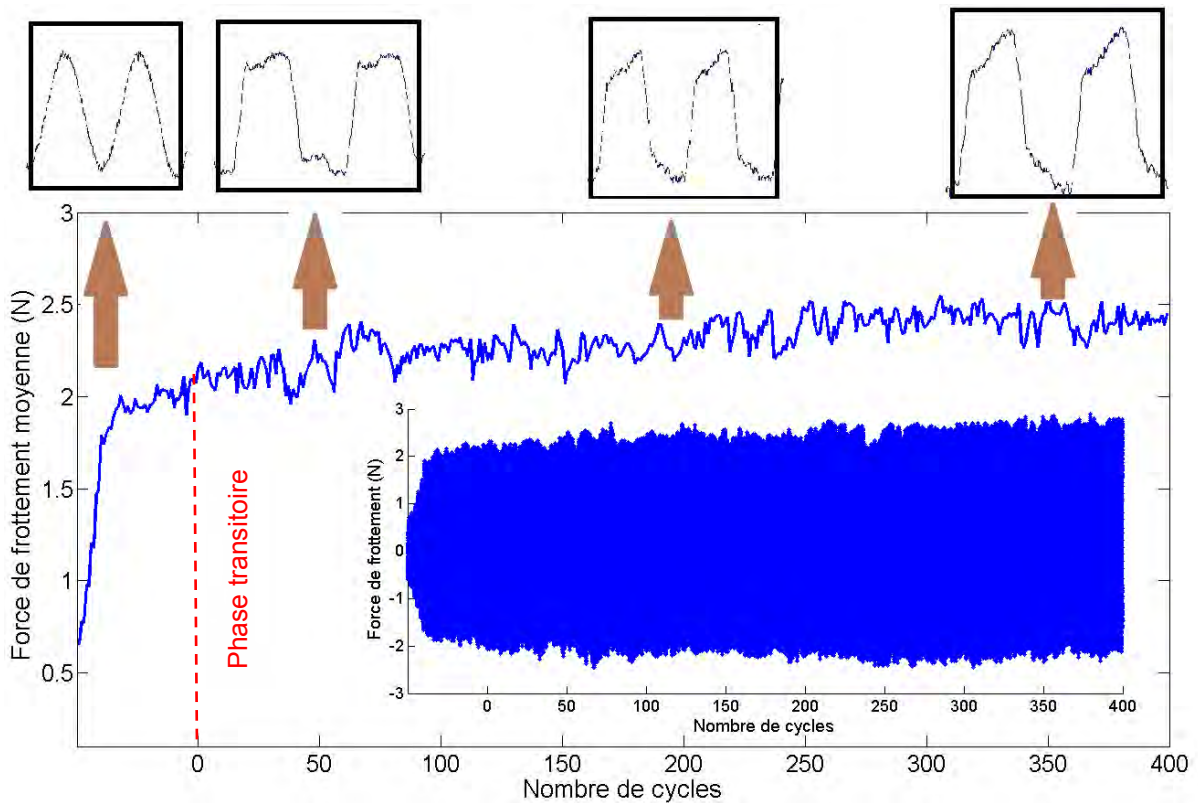
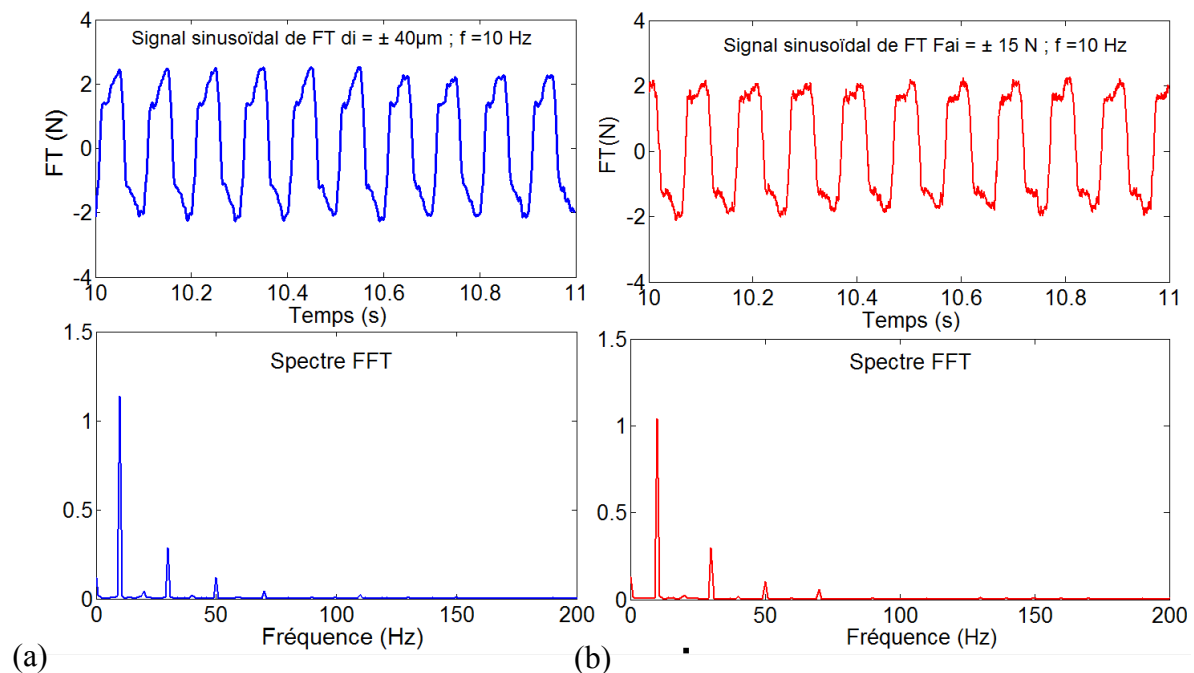


Figure 3.5 : Essai à force imposée ( $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$ ). Évolution de la forme du signal de la force de frottement  $F_T$  ( $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles).

Pour l'essai en force d'actionneur imposée, le signal de la force de frottement  $F_T$  montre une distorsion qui passe de crêtes tronquées à des crêtes en dents de scie.

Toutes ces modifications de forme du signal temporel de la force tangentielle de frottement, traduisent un comportement non stable des cycles de fretting pendant les phases de glissement. Ce comportement, indépendant du mode d'asservissement, est lié directement aux interactions des surfaces dans le contact et ne doit pas être associé à une défaillance du capteur. En effet, les spectres en transformée de Fourier rapide (FFT), observées pendant une seconde à partir du cycle numéro cent, montrent un pic à la fréquence d'excitation de 10 Hz avec deux harmoniques à 30 et 50 Hz (Figure 3.6). Aucune fréquence parasite pouvant influencer la réponse du capteur de force tangentielle pour ces deux modes d'asservissement, n'a été repérée.



**Figure 3.6 : Comparaison des spectres en transformée de Fourier rapide (FFT) des variations sinusoidales de la force de frottement  $F_T$ , (a) en déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  et (b) en force actionneur imposée  $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$  (essais avec  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles).**

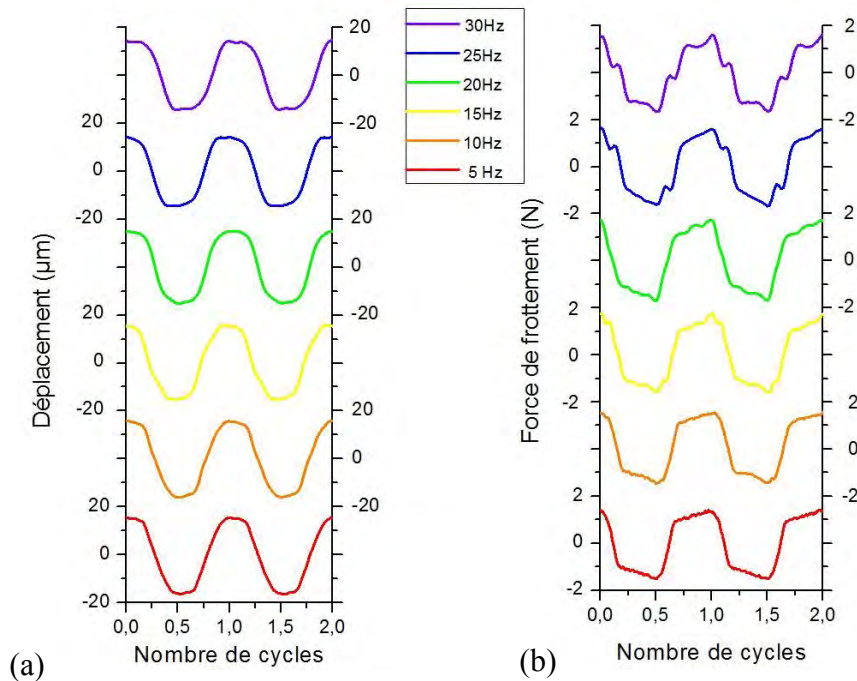
## 1.2. Influence de la fréquence d'excitation

La fréquence d'excitation constitue un facteur susceptible de générer des perturbations sur le signal temporel de la force de frottement et par conséquent sur les cycles de fretting. Afin de déterminer l'influence de cette fréquence, une série d'essais en couple CuSn6-CuSn6 à sec avec une force normale  $F_N = 1 \text{ N}$  en déplacement imposé  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  a été réalisée sur une durée de 350 cycles pour des fréquences comprises entre 5 et 30 Hz.

- Les signaux en déplacement montrent une forme sinusoidale assez bien définie sur toute la gamme des fréquences étudiées (Figure 3.7a). L'asservissement atteint normalement la valeur consigne jusqu'à 30 Hz, sans perturbation du signal.
- Les signaux mesurés de la force de frottement, censés avoir une forme sinusoidale, montrent une forme plutôt trapézoïdale, dès une fréquence de 5 Hz. À partir de 15 Hz, la perturbation du signal augmente avec la fréquence, avec l'apparition de pics sur la crête trapézoïdale, de plus en plus marqués jusqu'à 30 Hz (Figure 3.7b).



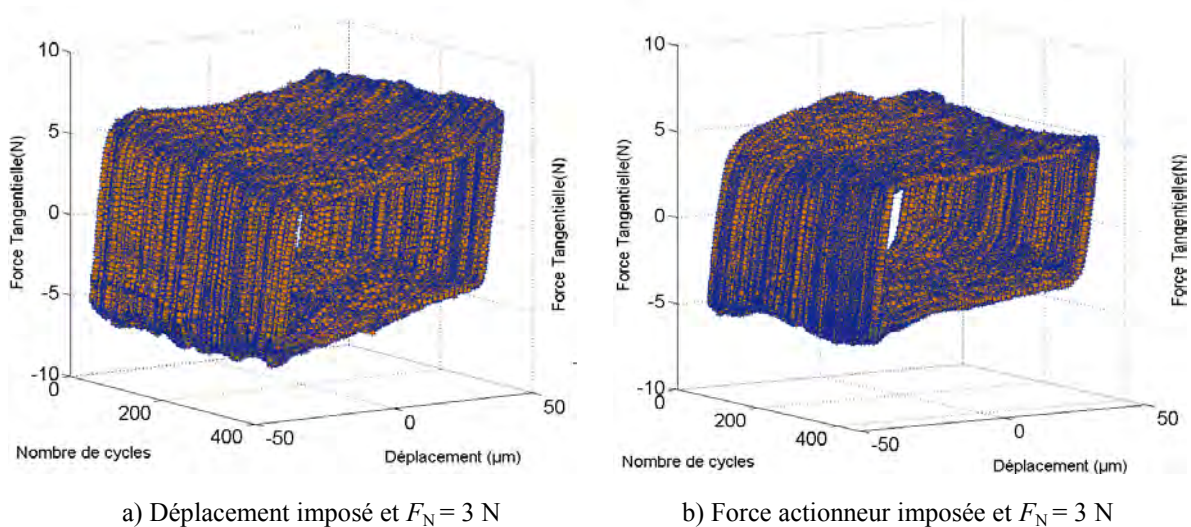
Ces perturbations de la force de frottement  $F_T$  confirment que les mécanismes d'accommodation dans le contact évoluent avec la fréquence d'excitation. L'influence de la fréquence sera étudiée plus profondément plus loin dans ce chapitre.



**Figure 3.7 : Influence de la fréquence d'excitation sur un essai à déplacement imposé ( $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ) : Signaux temporels en début d'essai : (a) déplacement  $\delta$ , (b) force de frottement  $F_T$ ; ( $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 5\text{-}30 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 350 \text{ cycles}$ ).**

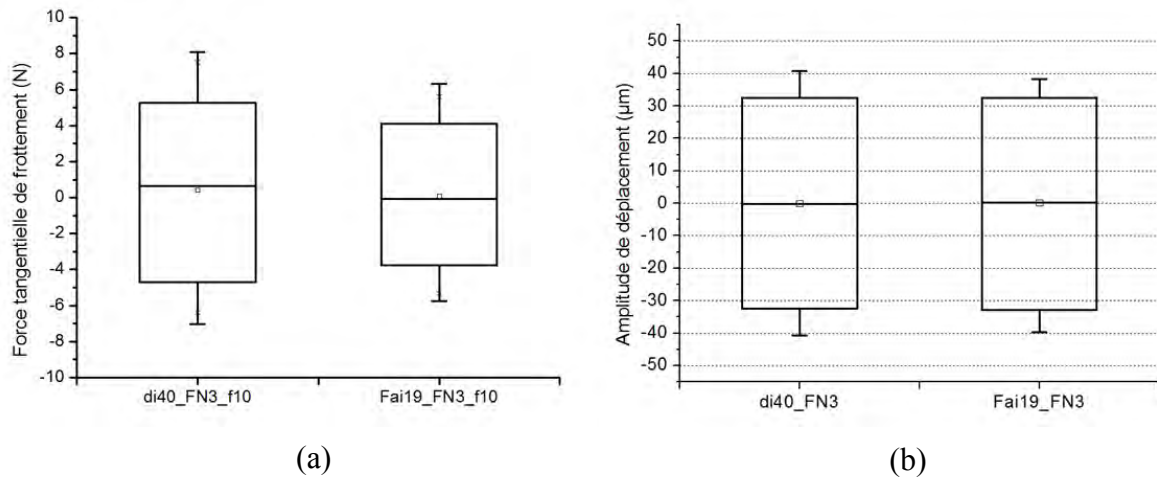
### 1.3. Influence de la charge normale

Nous avons vu que lors d'un essai sous une charge normale de 1 N, une force d'actionneur imposée  $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$  génère approximativement un déplacement relatif d'amplitude  $\delta = \pm 40 \mu\text{m}$ . Pour une charge normale supérieure, la force d'actionneur doit être également supérieure pour maintenir un déplacement relatif imposé identique.



**Figure 3.8 : Comparaison des bûches de fretting pour (a) un essai à déplacement imposé ( $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ) et (b) un essai à force imposée équivalent ( $F_{ai} = \pm 19 \text{ N}$ ),  $F_N = 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 400 \text{ cycles}$ .**

Ainsi, sous une charge normale de 3 N, un essai à déplacement imposé de  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  a été comparé à un autre essai à force d'actionneur imposée  $F_{ai} = \pm 19 \text{ N}$  avec une fréquence de 10 Hz (Figure 2.58b). La comparaison des valeurs de la force tangentielle de frottement et de l'amplitude de déplacement indique qu'à amplitude de déplacement équivalente, l'essai à force imposée conduit à des forces de frottement plus faibles qu'à déplacement imposé (Figure 3.8 et Figure 3.9).



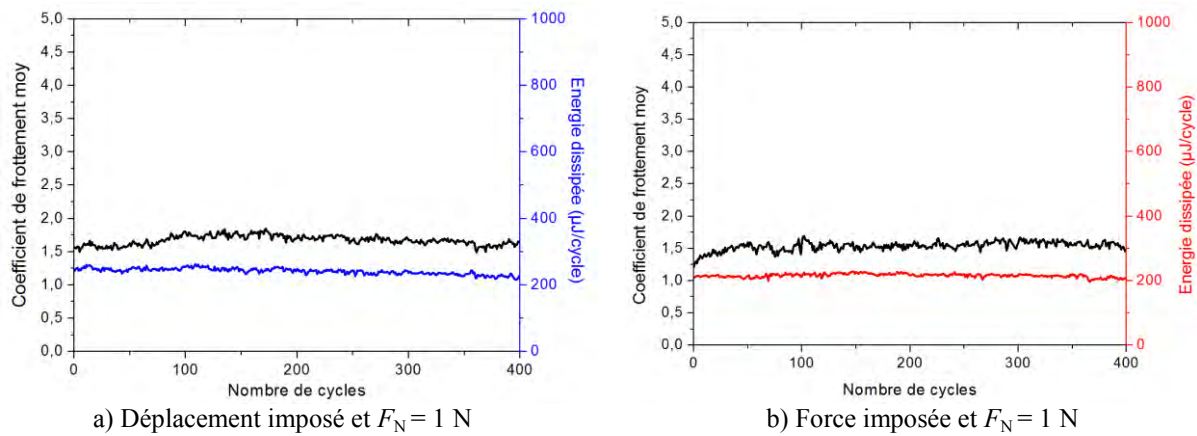
**Figure 3.9 : Comparaison de la force de frottement  $F_T$  et de l'amplitude de déplacement  $\delta$  pour les essais à débattement imposé ( $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ) et à force imposée ( $F_{ai} = \pm 19 \text{ N}$ ) avec  $F_N = 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles.**

Les valeurs moyennes du coefficient de frottement  $\mu$ , calculées à partir de la force de frottement, et d'énergie dissipée, calculée à partir de l'aire de chaque cycle de fretting pour les charges de 1 et 3 N, sont rassemblées dans le Tableau 3.1.

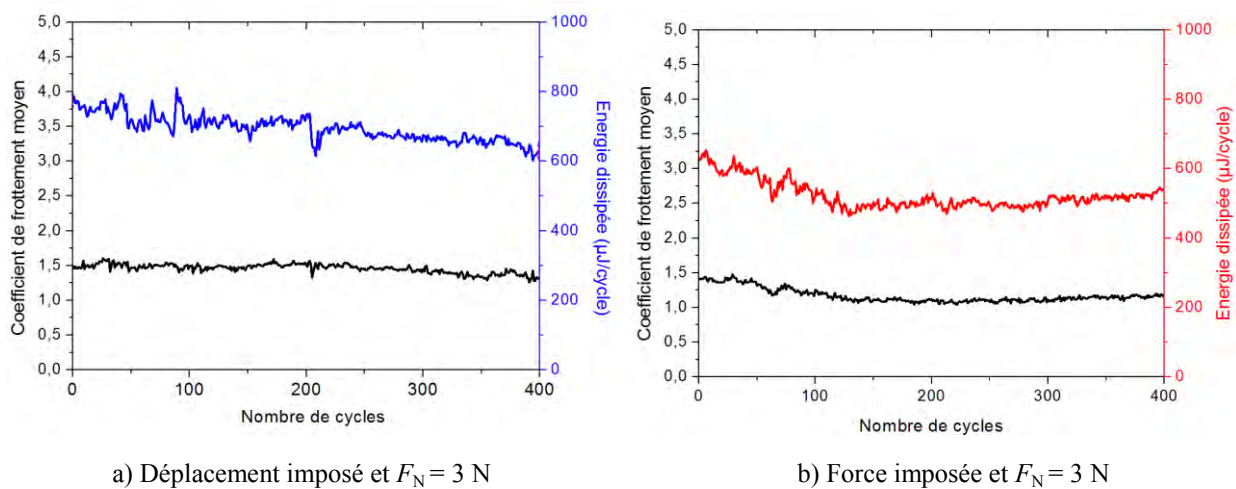
<i>Mode d'asservissement</i>	<i>Charge normale</i>	<b>1 N</b>	<b>3 N</b>
Débattement imposé $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$	Coefficient de frottement	$1,64 \pm 0,21$	$1,46 \pm 0,06$
	Énergie dissipée ( $\mu\text{J}$ )	$241 \pm 9 \mu\text{J}$	$693 \pm 36 \mu\text{J}$
Force actionneur imposée $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$ et $\pm 19 \text{ N}$	Coefficient de frottement	$1,54 \pm 0,07$	$1,17 \pm 0,10$
	Énergie dissipée ( $\mu\text{J}$ )	$215 \pm 6 \mu\text{J}$	$503 \pm 15 \mu\text{J}$

**Tableau 3.1 : Valeurs moyennes du coefficient de frottement et de l'énergie dissipée selon le mode d'asservissement et en fonction de la charge normale (essais CuSn6-CuSn6,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles).**

- Sous faible charge normale ( $F_N = 1 \text{ N}$ ), le coefficient de frottement et l'énergie dissipée restent proches pour ces deux modes d'asservissement et leur évolution temporelle est assez stable (Figure 3.10). En déplacement imposé, les valeurs moyennes du coefficient de frottement et de l'énergie dissipée sont légèrement supérieures (de l'ordre de 10 % d'écart) à celles en force d'actionneur imposée.
- Sous plus forte charge normale ( $F_N = 3 \text{ N}$ ), le coefficient de frottement et l'énergie dissipée diffèrent plus fortement (Figure 3.11). En déplacement imposé, les valeurs moyennes du coefficient de frottement et de l'énergie dissipée sont cette fois nettement plus élevées (de l'ordre de 27 % d'écart) à celles à force d'actionneur imposée.



**Figure 3.10 :** Évolution du coefficient de frottement moyen et de l'énergie dissipée en fonction du temps à force normale  $F_N = 1 \text{ N}$ , (a) en déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  et (b) en force imposée  $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$  avec  $f = 10 \text{ Hz}$  et  $N_c = 400 \text{ cycles}$ .



**Figure 3.11 :** Évolution du coefficient de frottement moyen et de l'énergie dissipée en fonction du temps pour une force normale  $F_N = 3 \text{ N}$ , (a) à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  et (b) à force imposée  $F_{ai} = \pm 19 \text{ N}$  avec  $f = 10 \text{ Hz}$  et  $N_c = 400 \text{ cycles}$ .

Comme constaté avec les essais en charges cumulées, le coefficient de frottement est plus stable avec la charge quand le déplacement est le paramètre qui gouverne la génération du mouvement. En revanche, pour les deux essais à force imposée, l'énergie dissipée ne reste pas constante avec l'augmentation de la charge normale car, cette fois, les forces d'actionneur imposées sont différentes.

Globalement les différences d'énergie dissipée entre les deux modes d'asservissement sont essentiellement liées à la valeur de la force tangentielle de frottement. Un contact fonctionnant à force d'actionneur imposée possède la liberté d'adapter son amplitude de déplacement lorsque la charge normale augmente, ce qui entraîne des modifications de la force tangentielle de frottement. En déplacement imposé, c'est directement la force tangentielle de frottement qui va permettre l'adaptation du contact.

Lorsque l'on trace l'évolution de l'énergie dissipée en fonction de la distance parcourue, et non du nombre de cycles (Figure 3.12), on constate que le comportement du contact est semblable à faible charge, pour les deux asservissements possibles. En revanche, à plus forte charge, la prise en compte de la différence de distance parcourue entre les deux types

d'asservissement n'explique plus l'écart d'énergie dissipée mesuré (Figure 3.13), ce qui traduit un mode d'accommodation différent entre les deux essais.

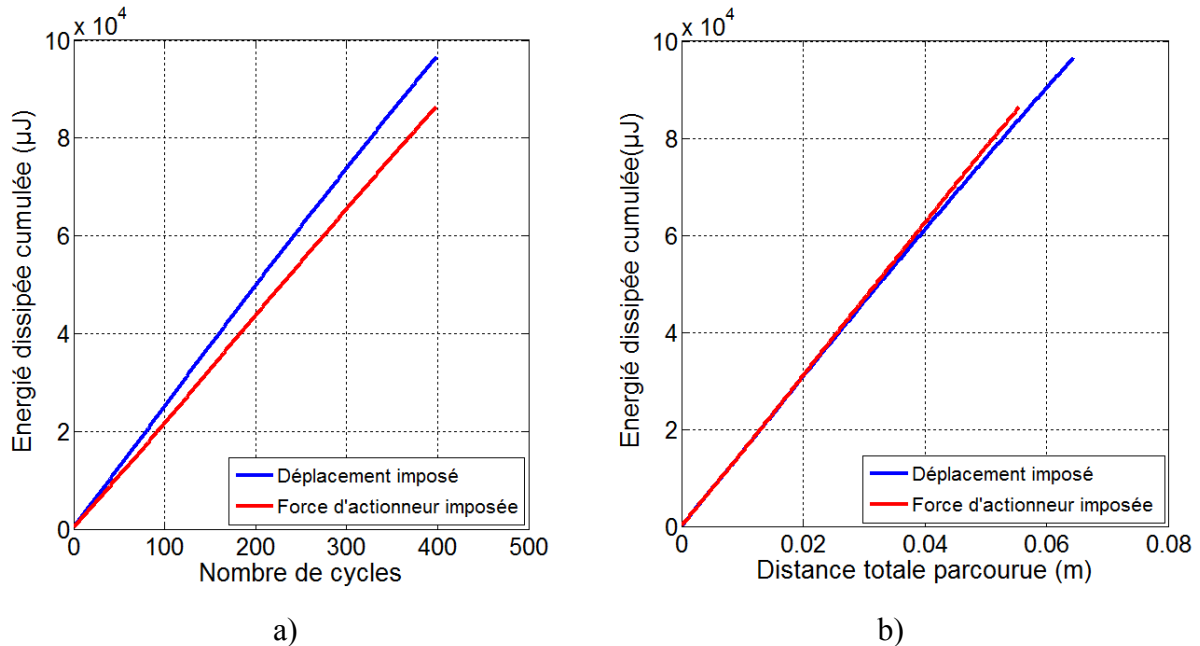


Figure 3.12 : Énergie dissipée cumulée ( $\mu\text{J}$ ) en fonction (a) du nombre de cycles (b) de la distance totale parcourue pour les essais en déplacement imposé ( $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ) et en force imposée ( $F_{ai} = \pm 15 \text{N}$ ) avec  $F_N = 1 \text{N}$ ,  $f = 10 \text{Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles.

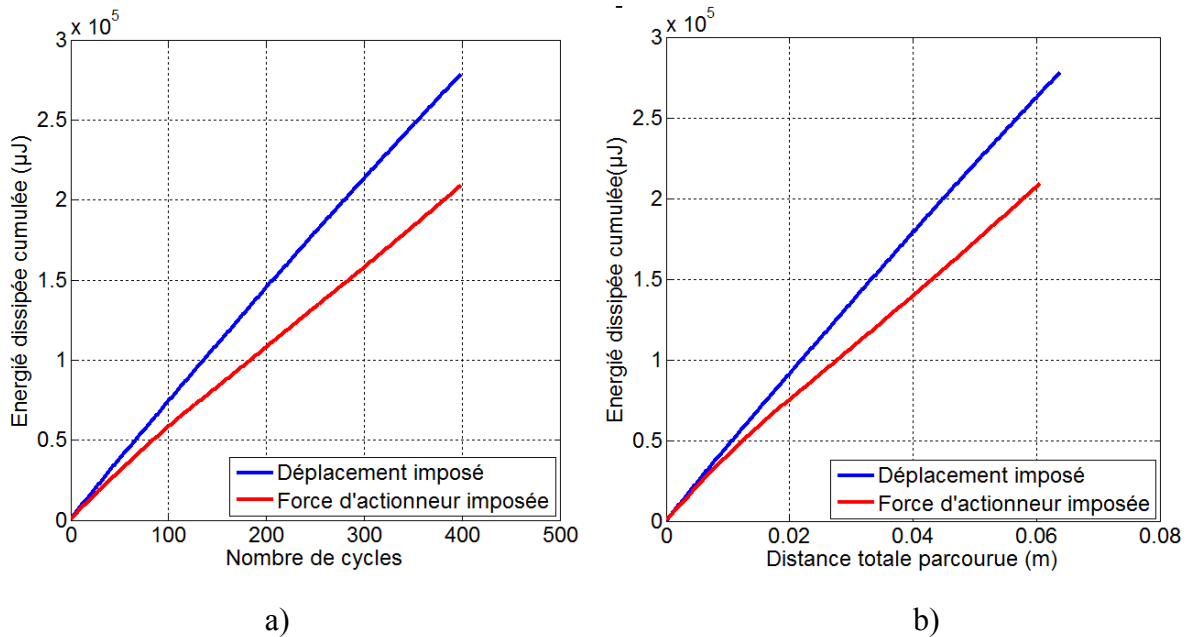
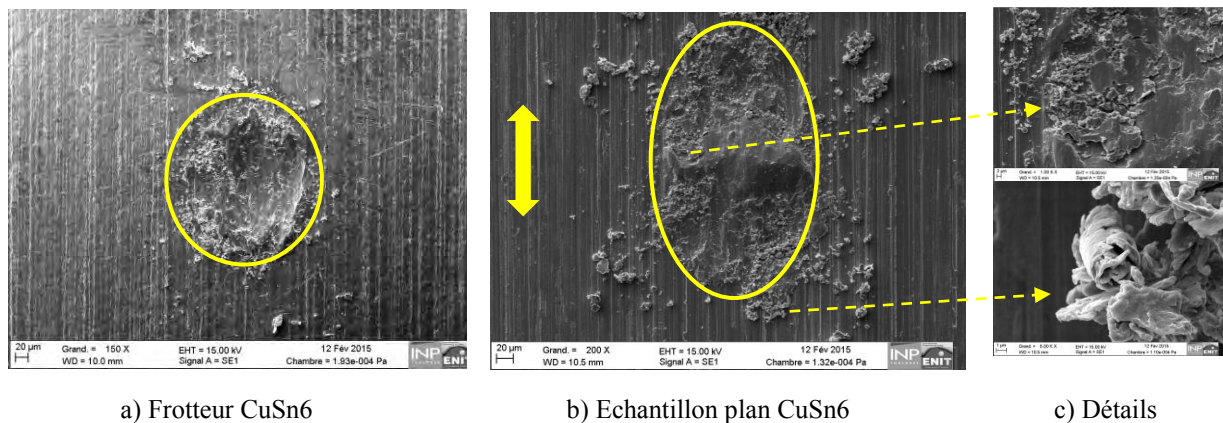


Figure 3.13 : Énergie totale dissipée ( $\mu\text{J}$ ) en fonction (a) du nombre de cycles (b) de la distance totale parcourue pour les essais en déplacement imposé ( $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ) et en force imposée ( $F_{ai} = \pm 19 \text{N}$ ) avec  $F_N = 3 \text{N}$ ,  $f = 10 \text{Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles.

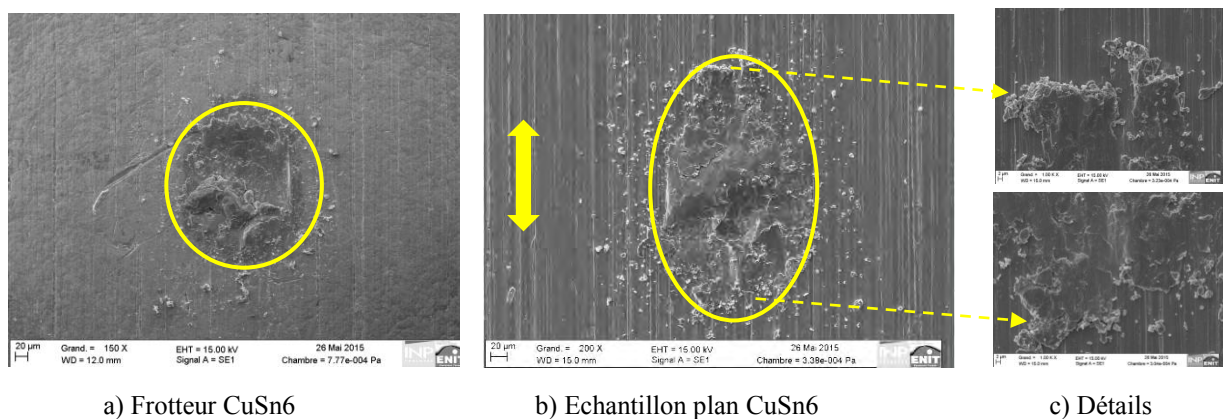
#### 1.4. Observations des traces d'usure

Les traces d'usure *post mortem* observées au MEB montrent globalement des tailles légèrement inférieures pour l'essai asservi en force d'actionneur. Les dimensions mesurées sont cohérentes avec les amplitudes de déplacement respectives (Figure 3.14 et Figure 3.15)

- Sur les frotteurs, on observe des zones centrales creusées et fortement déformées plastiquement, avec des paquets de matière probablement déplacés lors de l'ouverture du contact. Sur les bords de la trace, au niveau du changement de sens du mouvement, la matière déformée se présente sous forme de couches superposées étalées vers le bord de la trace, dans le sens de glissement. Des débris d'environ  $2\ \mu\text{m}$  de diamètre, formés par la fragmentation et le broyage de ces couches parsèment l'extérieur du contact.
- Sur les contrefaces planes, on observe des amas de matière déformés plastiquement au centre et une forte présence de paquets de débris éjectés hors le contact. À plus fort grandissement, on distingue soit des débris laminés et agglomérés d'environ  $3\ \mu\text{m}$  d'épaisseur, parfois sous forme de rouleaux (en déplacement imposé) soit des débris granulaires et dispersés tout autour de la trace (à force imposée).



**Figure 3.14 : Micrographies de l'essai à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40\ \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1\ \text{N}$ ,  $f = 10\ \text{Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles, du frotteur et de l'échantillon plan.**



**Figure 3.15 : Micrographies de l'essai à force actionneur imposée ( $F_{ai} = \pm 15\ \text{N}$ ),  $F_N = 1\ \text{N}$ ,  $f = 10\ \text{Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles, du frotteur et de l'échantillon plan.**

Les relevés topographiques confirment la forme creuse des traces d'usure communes pour les deux frotteurs à débattement imposé et à force d'actionneur imposée (Figure 3.16 et Figure 3.17), avec de faibles volumes de matière sous forme de bourrelets aux extrémités de la trace. Les contrefaces montrent une distribution inversée (complémentaire) des profils topographiques avec un volume positif (excédent de matière) au centre de la trace et un volume négatif (matière enlevée) aux extrémités.

Le profil d'usure en forme de W est commun aux deux modes d'asservissement. Selon Fouvry *et al.*<sup>141</sup>, cette géométrie résulte d'un changement de la distribution des contraintes suite à la modification de la géométrie des surfaces par le troisième corps. En effet, en début d'essai, la pression de contact maximale et les efforts de cisaillement vont se concentrer dans la zone centrale du contact et favoriser la formation d'un troisième corps (débit source). Par la suite, une partie du troisième corps (débit interne) va se concentrer à la périphérie de la trace d'usure et modifier la distribution de pressions de contact, en augmentant fortement le niveau des efforts aux extrémités de la trace. Le phénomène de macro *interlocking*, décrit dans le chapitre 2, est donc bien présent pour les deux modes d'asservissement.

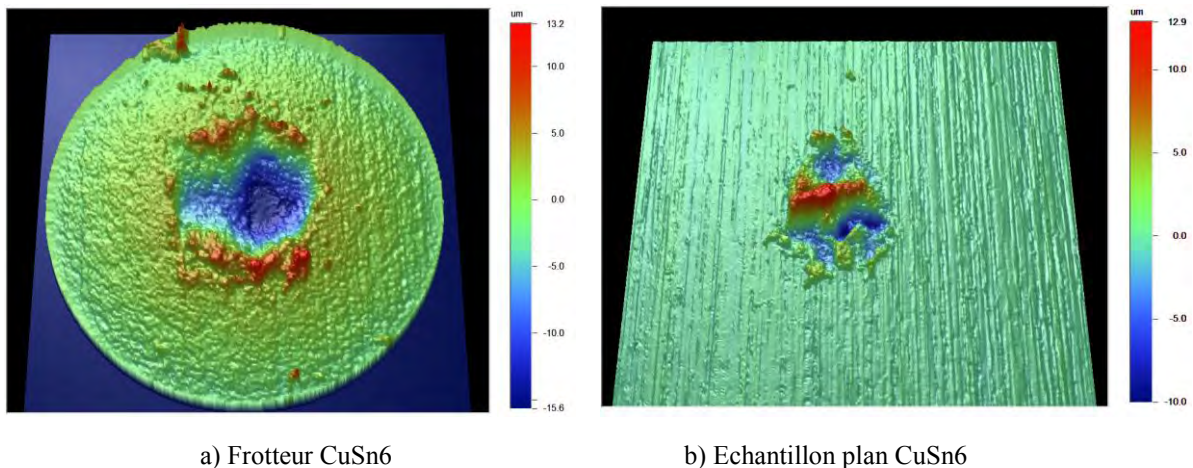


Figure 3.16 : Relevés topographiques de l'essai à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles, du frotteur et de l'échantillon plan.

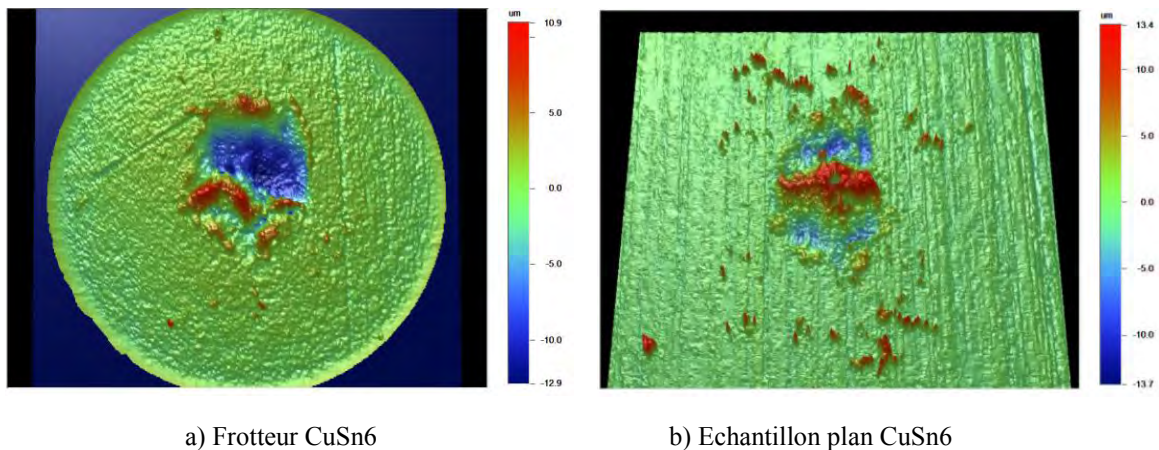


Figure 3.17 : Relevés topographiques de l'essai à force actionneur imposée ( $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$ ),  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 400$  cycles, du frotteur et de l'échantillon plan.

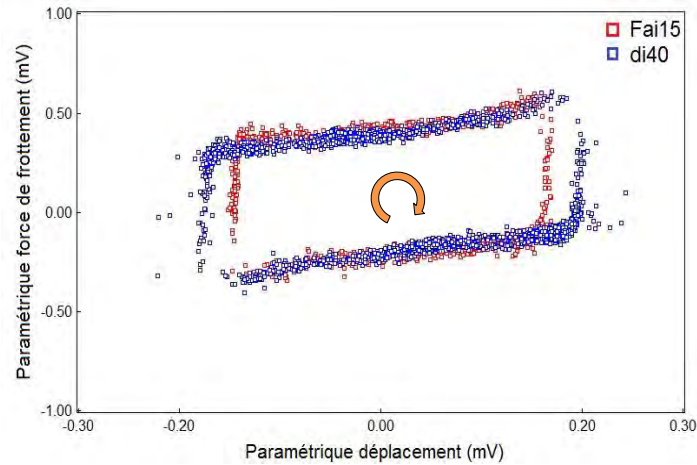
### 1.5. Analyse des signaux en émission acoustique

Dans la Figure 3.18 se présentent l'ensemble des cycles de fretting reconstitués à partir des signaux acoustiques paramétrés en déplacement et force de frottement. Les essais de fretting

<sup>141</sup> FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L., Quantification of fretting damage, *Wear* 200, pp.186-205, 1996.

ont été réalisés avec une  $F_N = 1$  N, à déplacement imposé ( $\delta_i = \pm 40$   $\mu\text{m}$ ) et à force d'actionneur imposée ( $F_{ai} = \pm 15$  N) respectivement.

La réduction du déplacement en force d'actionneur imposée  $F_{ai}$ , confirme une nouvelle fois, l'adaptation du contact en amplitude de déplacement.

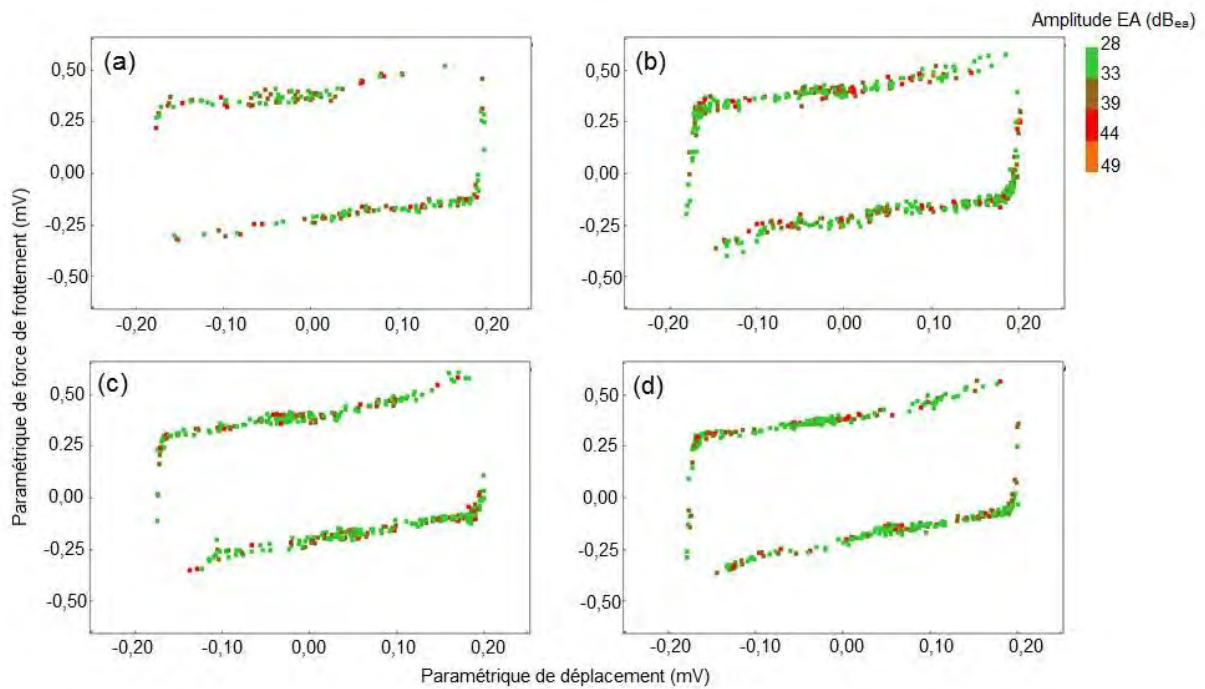


**Figure 3.18: Comparaison de la distribution des salves d'émission acoustique dans les cycles de fretting à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40$   $\mu\text{m}$  et à force actionneur imposée  $F_{ai} = \pm 15$  N avec  $F_N = 1$  N.**

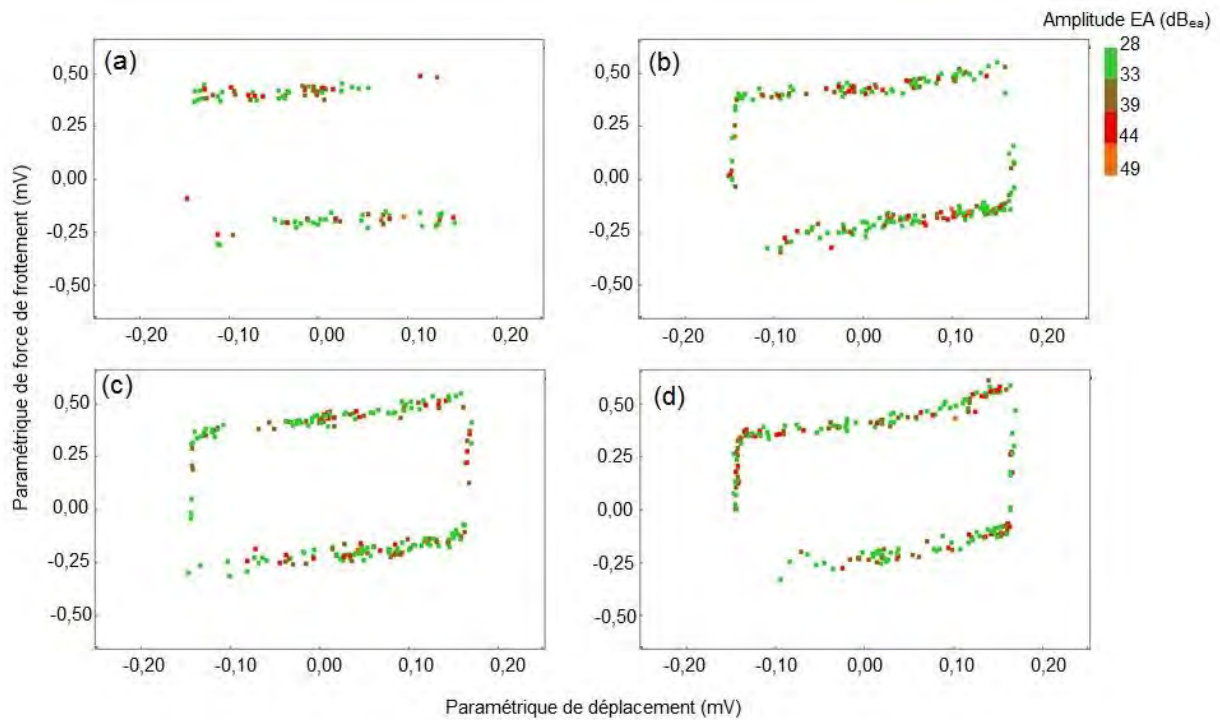
L'activité acoustique est présente pendant toutes les phases du cycle. Elle suit le même comportement croissant de la force de frottement pendant la phase de glissement pour les deux modes d'asservissement. L'activité acoustique est légèrement plus accentuée aux extrémités du cycle, là où le contact change de sens de glissement.

Plus précisément, à déplacement imposé, l'activité acoustique reste constante et régulière pendant les phases de glissement, avec quelques salves acoustiques périphériques hors cycle. A force d'actionneur imposée, l'activité acoustique est plus faible à chaque glissement y compris en bout des cycles, là où le contact change de sens de glissement. Au cours d'essai à déplacement imposé, les salves d'émission acoustique apparaissent dès les premiers cycles aux extrémités des cycles indiquant une activité aux changements de sens (Figure 3.19) alors qu'à force d'actionneur imposée, les salves acoustiques font leur première apparition essentiellement dans la zone de glissement (Figure 3.20). L'activité acoustique est plus intense aux changements de sens de glissement lorsqu'on impose le déplacement. Cette augmentation est directement liée au repoussage de matière en bout de trace. Ce qui n'est pas le cas lorsque l'on impose la force d'actionneur car le contact n'a plus l'obligation d'atteindre l'amplitude maximale ce qui limite les interactions à la fin de chaque phase de glissement.

Les amplitudes acoustiques moyennes pour ces deux modes d'asservissement sont du même ordre :  $30,8 \pm 2,7$  dB<sub>ea</sub> en déplacement imposé et  $31,5 \pm 3,3$  dB<sub>ea</sub> à force imposée (Figure 3.19 et Figure 3.20). Les faibles niveaux énergétiques de ces signaux acoustiques, en particulier aux extrémités de la trace, peuvent être associés à la déformation et à l'éjection de débris hors de la trace d'usure, en accord avec les micrographies précédentes.



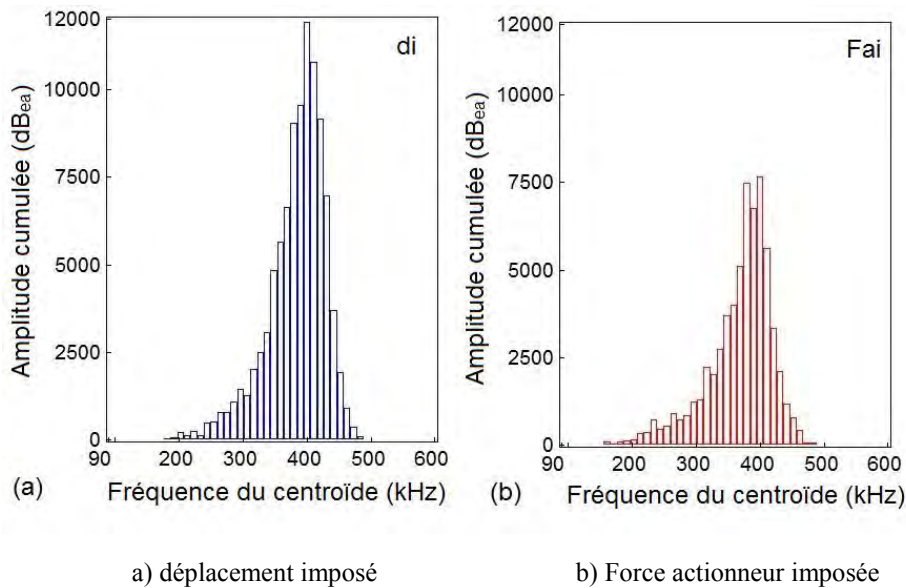
**Figure 3.19 : Amplitude des salves d'émission acoustique en fonction de la position sur le cycle de fretting au cours d'un essai à débattement imposé  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ , (a) à 100 cycles, (b) à 200 cycles, (c) à 300 cycles et (d) à 400 cycles.**



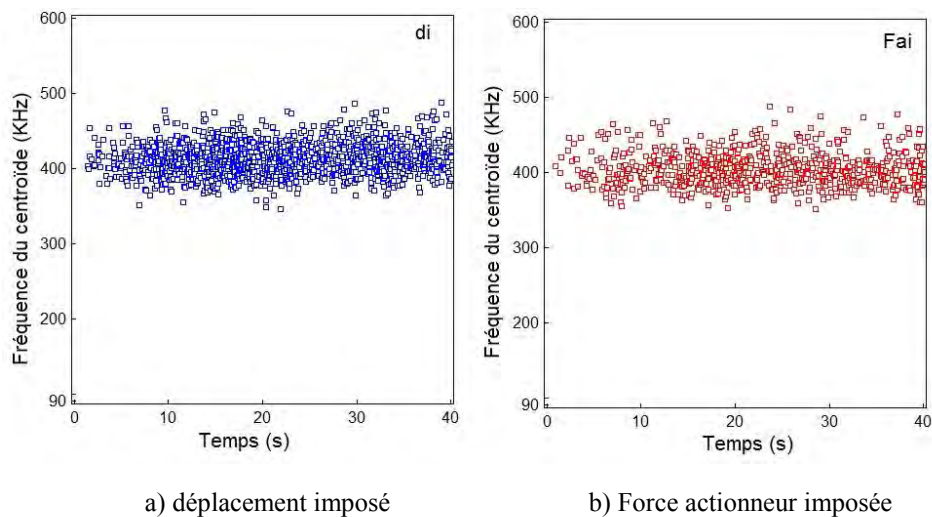
**Figure 3.20 : Amplitude des salves d'émission acoustique en fonction de la position sur le cycle de fretting au cours d'un essai à force actionneur imposée  $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ , (a) à 100 cycles, (b) à 200 cycles, (c) à 300 cycles et (d) à 400 cycles.**



La fréquence du centroïde renseigne sur le type de mécanisme d'endommagement au sein du contact. Selon les études de Baranov *et al.*<sup>142</sup>, un contact en frottement subissant une déformation plastique inférieure à 0,1 mm va avoir une fréquence du centroïde autour de 500 kHz. Dans notre cas, les pics de fréquence se situent à  $413 \pm 22$  kHz pour l'essai en déplacement imposé et à  $405 \pm 32$  kHz en force d'actionneur imposée (Figure 3.21). Ces fréquences sont présentes pendant toute la durée de l'essai (Figure 3.22), ce qui confirme un mécanisme commun pour ces deux modes d'asservissement où la déformation plastique est privilégiée.



**Figure 3.21 : Amplitude cumulée des salves d'émission acoustique en fonction de la fréquence du centroïde a) essai à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  et b) essai à force actionneur imposée  $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$  ( $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ).**



**Figure 3.22 : Évolution temporelle de la fréquence du centroïde a) essai à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  et b) essai à force actionneur imposée  $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$  ( $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ).**

<sup>142</sup> BARANOV V. M., KUDRYAVTSEV E. M., SARYCHEV G. A., SCHAVELIN V. M., *Acoustic emission in friction* 53, 2011, Elsevier.

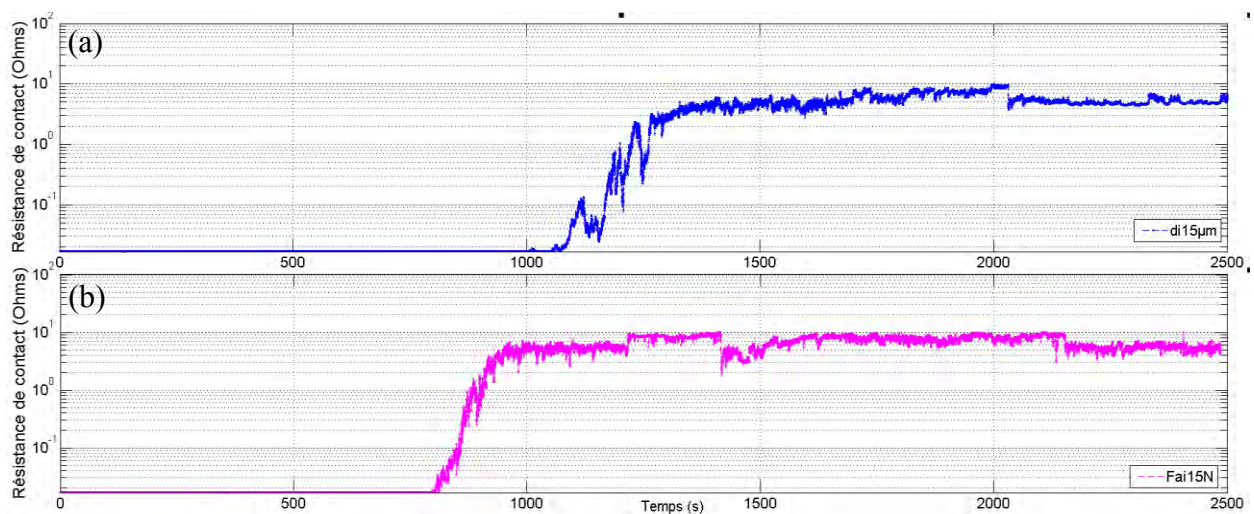
## 1.6. Résistance électrique du contact

Une campagne d'essais a été réalisée en utilisant un couple CuSn4-CuSn4 pour étudier l'évolution de la résistance électrique de contact  $R_c$  sur des durées de 25 000 cycles et pour comparer les deux modes d'asservissement avec des amplitudes de déplacement équivalentes sous une charge normale de 6 N.

Pour une amplitude de déplacement équivalente de  $\pm 15 \mu\text{m}$ , l'évolution de la résistance électrique de contact  $R_c$  en fonction du temps montre deux phases bien définies (Figure 3.23) :

- La première phase correspond à un contact électrique établi, avec une résistance électrique de contact très faible, garantissant le passage adéquat du courant injecté par le circuit 4 fils. La résistance du contact reste constante à  $R_c = 1,7 \text{ m}\Omega$  pendant les premières 1185 s (distance de 0,55 m) en déplacement imposé et pendant les premières 863 s (soit une distance totale parcourue de 0,49 m) à force d'actionneur imposée.
- La seconde phase correspond à la perte de conductivité du contact. La valeur de la résistance électrique de contact  $R_c$  commence à augmenter de façon irréversible pour atteindre un seuil maximal de  $10 \Omega$ . Le contact électrique est dégradé, la résistance électrique montre un comportement instable avec de petites chutes aléatoires pendant la durée de l'essai.

Ce comportement, commun pour les deux modes d'asservissement, est en accord avec l'apparition différée d'une couche oxydée isolante, stable et pérenne dans le contact.



**Figure 3.23 : Évolution de la résistance électrique de contact en couple CuSn4-CuSn4, (a) à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ , (b) à force actionneur imposée  $F_{ai} = \pm 15 \text{ N}$  ( $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 25\,000$  cycles,  $F_N = 6 \text{ N}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ).**

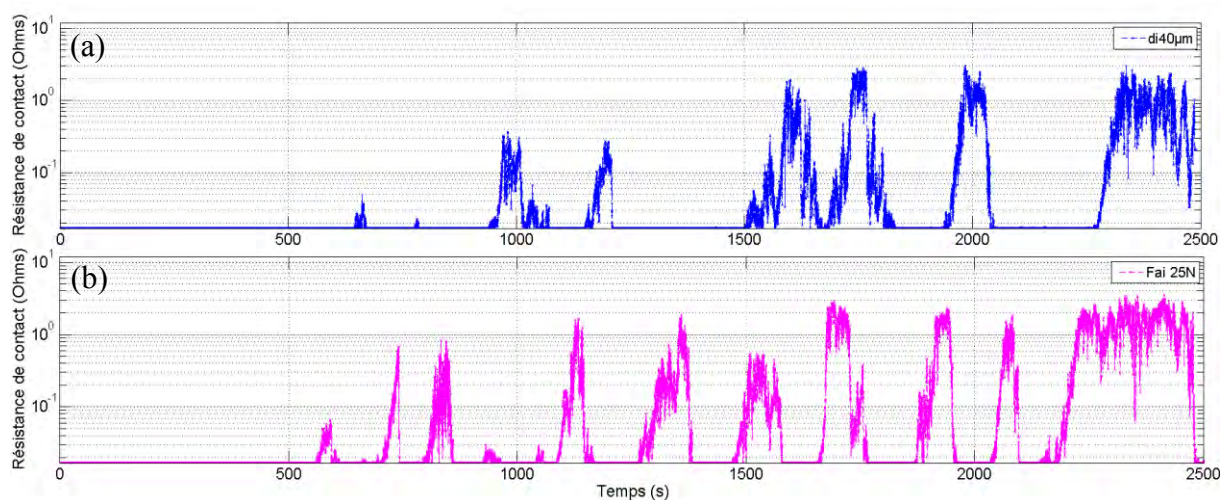
Pour une amplitude de déplacement équivalente de  $\pm 40 \mu\text{m}$ , l'évolution de la résistance électrique de contact  $R_c$  en fonction du temps montre un comportement différent avec une succession de phase à faible et à forte résistance (Figure 3.24) :

- Une première phase correspondant à un contact électrique établi, est retrouvée dans les premiers cycles avec une valeur stable et faible de  $R_c = 0,17 \text{ m}\Omega$ . Cette phase, de plus

courte durée qu'à  $\pm 15 \mu\text{m}$ , se prolonge comme précédemment un peu plus en déplacement imposé (646 s) qu'à force imposée (561 s).

- Une seconde phase se caractérise par l'apparition subite de pics à plus forte résistance électrique de contact  $R_c$  témoignant d'une perte de conductivité, suivi par le rétablissement plus ou moins périodique d'un contact électrique à faible résistance. Ces pics de résistance ne dépassent pas  $4 \Omega$  en déplacement imposé alors qu'ils montent jusqu'à  $30 \Omega$  à force d'actionneur imposée.

Ce changement de comportement électrique, semblable pour les deux modes d'asservissement, peut s'expliquer en considérant qu'une amplitude de  $\pm 40 \mu\text{m}$  favorise la circulation et l'éjection de débris, perturbant la stabilité du film d'oxyde isolant entre les surfaces et ralentissant la perte totale de conductivité. Néanmoins la perte de conductivité est irréversible à terme.



**Figure 3.24 :** Évolution de la résistance électrique de contact en couple CuSn4-CuSn4,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $F_N = 6 \text{ N}$ ,  $N_c = 25\,000$  cycles,  $I = 100 \text{ mA}$ ; (a)  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ; (b)  $F_{ai} = \pm 25 \text{ N}$ .

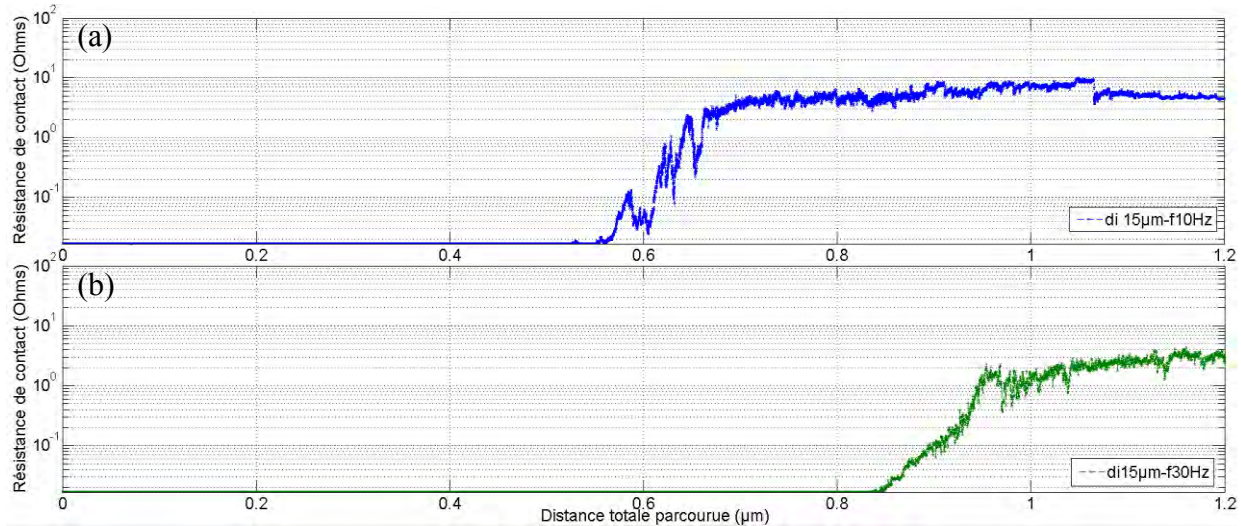
L'effet de la fréquence d'excitation  $f$  sur l'évolution de la résistance électrique de contact  $R_c$  a été étudié sur deux essais en déplacement imposé  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ , avec une charge normale de  $6 \text{ N}$  (Figure 3.25) :

- À  $f = 10 \text{ Hz}$ , le contact enregistre une résistance de contact qui atteint le seuil de  $0,5 \Omega$  après une distance parcourue de  $0,53 \text{ m}$ .
- À  $f = 30 \text{ Hz}$ , le contact atteint le même seuil de  $0,5 \Omega$  après une distance nettement plus longue de  $0,93 \text{ m}$ .

Antler<sup>143</sup> explique ce résultat par une compétition entre les cinétiques d'oxydation et d'usure. Ainsi, avec les fréquences les plus faibles, l'oxyde peut croître plus facilement entre deux passages successifs, alors que plus la fréquence est élevée, plus le taux de rafraîchissement des surfaces est élevé et plus la phase d'augmentation de la résistance de contact apparaît

<sup>143</sup> ANTLER M.; Electrical Effects of Fretting Connector Contact Materials: a Review, Wear 106, pp. 5-33; 1985.

tardivement. Par ailleurs, ce comportement est en accord avec les travaux de Park et *al.*<sup>144</sup>, qui concluent qu'à fréquences élevées (30 Hz), la dynamique du contact améliore l'éjection des débris et retarde la perte de conductivité. Avec une couche isolante moins épaisse, la résistance électrique du contact reste en dessous de  $5 \Omega$ , ce qui n'est pas le cas des essais menés à 10 Hz.



**Figure 3.25 : Résistance électrique de contact en fonction de la distance totale parcourue, essais à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  en couple CuSn4-CuSn4,  $F_N = 6 \text{ N}$ ,  $N_c = 25\ 000$  cycles,  $I = 100 \text{ mA}$ . Effet de la fréquence d'excitation (a)  $f = 10 \text{ Hz}$  (b)  $f = 30 \text{ Hz}$ .**

### 1.7. Synthèse partielle

Les réponses tribologiques en termes de déplacements, d'efforts de frottement, d'énergie dissipée, d'activité acoustique et de résistance électrique de contact, ont été comparées pour un contact glissant CuSn6-CuSn6 à sec, sous chargement constant, en utilisant les deux modes d'asservissement possibles du dispositif (déplacement imposé et force d'actionneur imposée).

Les deux modes d'asservissement engendrent des mécanismes locaux d'accommodation différents à l'intérieur du contact : à déplacement imposé, le contact s'adapte en faisant varier la force de frottement, alors qu'à force d'actionneur imposée, le contact s'adapte en faisant varier l'amplitude de déplacement. Sous faible charge normale, les valeurs des coefficients de frottement et d'énergie dissipée sont globalement équivalentes et stables, mais les écarts augmentent avec des charges normales plus importantes. L'évolution de l'énergie dissipée en fonction de la distance parcourue confirme cette tendance qui dépend fortement du coefficient de frottement (supérieure dans le cas du débattement imposé).

L'observation des traces d'usure montre dans tous les cas, un mécanisme de déformation plastique prépondérant conduisant à des profils conformes entre les deux surfaces avec une faible production de débris éjectés hors du contact, de faciès lamellaire en déplacement imposé. Les signatures acoustiques confirment l'existence d'un mécanisme

<sup>144</sup> PARK Y.W., SANKARA NARAYANAN T.S.N., LEE K. Y., Fretting corrosion of tin-plated contacts, *Tribology Int.* 41, pp. 616-628, 2008.

d'endommagement commun avec une fréquence du centroïde autour de 400 kHz pour les deux modes de génération de mouvement.

Les mesures de résistance électrique de contact montrent des évolutions semblables pour les deux modes d'asservissement. La dégradation du contact électrique provoque une augmentation brutale de la résistance électrique de contact à partir d'un seuil de distance parcourue. Ce seuil est d'autant plus reculé (meilleur comportement) que l'amplitude de déplacement et la fréquence d'excitation sont élevées.

## 2. Influence de conditions opératoires

Une campagne d'essais complète en fretting-usure a été réalisée en utilisant le couple CuSn6-CuSn6 afin de connaître l'influence des conditions opératoires telles que l'amplitude de déplacement, la force normale, la fréquence d'excitation et l'intensité du courant électrique, et leurs couplages sur les réponses tribologiques, électriques et acoustiques.

Le comportement tribologique, a été d'abord évalué à partir du coefficient de frottement moyen et de l'énergie dissipée totale. Un bilan de matière a ensuite été réalisé à partir de relevés topographiques et des volumes d'usure *post mortem* des échantillons selon la méthodologie décrite dans le chapitre précédent. Ces résultats, associés à des micrographies des traces ont permis de décrire les mécanismes d'usure activés dans ces conditions.

Le comportement électrique a été évalué à partir des mesures de résistance électrique du contact  $R_c$ . La durée de vie du contact électrique est définie comme le temps nécessaire pour atteindre un seuil de  $R_c^* = 0,1 \Omega$ , après lequel la transmission électrique est inéluctablement perdue. Des mesures de l'activité acoustique, réalisées simultanément pendant l'évolution électrique du contact, ont été analysées en fonction des conditions opératoires et ont permis de corrélérer les dégradations électriques du contact en fonction des signatures acoustiques obtenues.

Un plan factoriel fractionnaire a été utilisé pour déterminer le nombre optimal d'expériences nécessaires et pour modéliser l'influence directe ou indirecte des grandeurs (paramètres opératoires) sur les réponses tribologiques, électriques et acoustiques. La quantification et la hiérarchisation des effets sur les réponses ont été effectuées par l'outil d'analyse de la variance *ANOVA*.

### 2.1. Plan d'expériences : conditions expérimentales

Les conditions expérimentales pour cette campagne d'essais, ont été définies comme étant :

- Mode d'asservissement : déplacement imposé
- Couple de matériau : CuSn6-CuSn6
- Contact : sphère/plan à sec
- Température du laboratoire :  $24 \pm 0,8$  °C
- Humidité relative :  $53 \pm 4$  %
- Amplitudes de déplacement relatif :  $\pm 15 \mu\text{m}$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$
- Charges normales : 1 N et 3 N

- Pressions maximales de contact : 0,74 GPa (1 N) et 1,07 GPa (3 N)
- Fréquences d'excitation : 10 et 25 Hz
- Intensités de courant (mesure de résistance de contact) : 100 mA et 500 mA
- Gain utilisé dans le circuit quatre fils : 100
- Durée : 20 000 cycles
- Fréquence d'échantillonnage : 1 200 Hz
- Pré amplification du signal d'EA : 60 dB
- Seuil d'amplitude des EA : 28 dB

La méthodologie du plan d'expériences cherche à trouver l'influence entre deux variables, les facteurs et la réponse<sup>145</sup> :

- *Les facteurs* sont les paramètres modifiables et censés influencer la réponse étudiée. Ces facteurs peuvent être continus, discrets et qualitatifs. Dans notre cas, les facteurs pris en compte ont été limités à quatre : l'amplitude de déplacement, la charge normale, la fréquence d'excitation et l'intensité de courant.
- *La réponse* constitue la grandeur physique que l'on souhaite étudier. Dans notre cas, il existe deux groupes de réponse, tribologiques et électriques.

Deux utilisations principales existent pour un plan d'expériences : la méthode de *screening* et la méthode *des surfaces de réponse*. La première vise à chercher qualitativement le *pourquoi* de la variation de la réponse et la deuxième permet d'analyser plus finement le *comment* de ces variations.

Dans la planification du plan d'expériences, la théorie suggère, à partir de la notion d'espace expérimental, plusieurs techniques pour créer les matrices d'essais. On peut citer à titre informatif : les plans factoriels complets, les plans factoriels fractionnaires, les tables de Taguchi, les plans de Plackett-Burman, les plans en étoile, les plans de Koshal, les plans de Doehlert, les matrices de Hadamard<sup>146</sup>. Néanmoins, le nombre d'expériences nécessaire pour remplir tous les points possibles de l'espace expérimental, augmente exponentiellement en fonction du nombre de *facteurs*  $j$  et du nombre de *niveaux* ciblés ou du nombre de degrés de liberté. Ainsi le nombre d'essais  $N_e$  à deux niveaux pour un plan factoriel complet sera calculé comme étant :

$$N_e = 2^j \quad \text{Équation 3.1}$$

Les quatre facteurs continus choisis dans cette étude ont été délimités à deux niveaux chacun (Tableau 3.2). La sélection des niveaux pour chaque facteur, a été réalisée à partir de la recherche bibliographique menée dans le domaine du fretting pour des contacts impliquant des matériaux conducteurs, en tenant compte des limitations techniques du dispositif.

<sup>145</sup> GUTIÉRREZ PULIDO H., DE LA VARA SALAZAR R., *Análisis y diseño de experimentos*, Ed. Mc Graw Hill Mexico, vol. 2, pp. 546, 2008.

<sup>146</sup> GOUPY J. L., Étude comparative de divers plans d'expériences, *Revue de statistique appliquée*, 38 (4), pp. 5-44, 1990.

Facteurs	Amplitude de déplacement ( $\mu\text{m}$ )	Force normale (N)	Fréquence d'excitation (Hz)	Intensité de courant (mA)
Niveau 1	$\pm 15$	1	10	100
Niveau 2	$\pm 40$	3	25	500

**Tableau 3.2: Facteurs à deux niveaux utilisés dans le plan d'expériences.**

Le Tableau 3.3 montre le plan d'expériences factoriel complet avec un total de seize expériences en ordre aléatoire. Tous les essais ont été réalisés à déplacement imposé, sur  $20 \cdot 10^3$  cycles, soit une durée d'essai de 2000 secondes pour une fréquence d'excitation de 10 Hz et de 800 secondes à 25 Hz (sans prendre en compte la durée de démarrage et d'arrêt ni le temps de la phase de *prétest*). La fréquence d'échantillonnage a été fixée à 1200 Hz pour cette campagne d'essais.

Numéro d'essai	Ordre de réalisation	Amplitude de déplacement ( $\mu\text{m}$ )	Force normale (N)	Fréquence d'excitation (Hz)	Intensité de courant (mA)
1	3	$\pm 15$	1	10	100
2	8	$\pm 15$	1	10	500
3	1	$\pm 15$	1	25	100
4	9	$\pm 15$	1	25	500
5	12	$\pm 15$	3	10	100
6	15	$\pm 15$	3	10	500
7	4	$\pm 15$	3	25	100
8	14	$\pm 15$	3	25	500
9	6	$\pm 40$	1	10	100
10	7	$\pm 40$	1	10	500
11	16	$\pm 40$	1	25	100
12	13	$\pm 40$	1	25	500
13	11	$\pm 40$	3	10	100
14	5	$\pm 40$	3	10	500
15	10	$\pm 40$	3	25	100
16	2	$\pm 40$	3	25	500

**Tableau 3.3 : Plan d'expériences factoriel complet planifié avec quatre facteurs à deux niveaux.**

La principale contrainte dans la planification des expériences a été le nombre d'échantillons vierges disponibles. Un seul essai par condition a été réalisé. L'absence de reproductibilité va réduire la précision des estimations de la réponse issues du modèle généré<sup>147</sup>. Néanmoins, si les conditions d'essai sont suffisamment stables, cette carence ne va pas avoir de conséquences sur le modèle. C'est ainsi que l'ensemble des conditions expérimentales, telles

<sup>147</sup> DAGNELIE P., La planification des expériences: choix des traitements et dispositif expérimental, *Journal de la société Française de statistique*, 141 (1-2), pp. 5-29, 2000.

que le nettoyage des échantillons, le montage sur le dispositif, la mise en charge normale et la mise en route, ont été systématiquement respectées. L'influence de la température et de l'humidité relative a été considérée comme négligeable dans les conditions étudiées.

### ***Analyse de la variance (ANOVA)***

L'influence des facteurs opératoires et leurs possibles couplages sur les réponses étudiées ont été évalués par analyse de la variance. D'une façon générale, l'analyse de variance (*analysis of variance* ANOVA) repose sur des calculs statistiques dont l'objectif est de tester les différences significatives entre des moyennes en comparant leurs variances (somme des carrés) de plusieurs populations.

Le principe est de décomposer la variance totale en une composante factorielle, relative à l'équation de régression ou du modèle utilisé, et une composante résiduelle, la première devant être testée par rapport à la deuxième.<sup>148</sup>

Les conditions d'application de l'ANOVA nécessitent trois prérequis :

- les prélèvements d'échantillons sont aléatoires et indépendants dans les populations,
- les populations étudiées suivent une distribution normale (*normal probability plot*),
- les variances des populations sont égales (*versus fits*).

Ces conditions étant vérifiées, le caractère prépondérant d'un facteur ou le caractère couplé de plusieurs facteurs est établi par des valeurs seuils de deux *facteurs de variabilité* notés  $F$  et  $p$  tels que si  $F > 1$  (différence statistique significative) et  $p < 0,05$  (probabilité d'avoir une variabilité supérieure à 95 %), alors il s'agit de facteurs prépondérants ou de couplages forts.

L'outil utilisé pour créer le plan d'expériences et réaliser le traitement statistique des valeurs mesurées, génère automatiquement une séquence aléatoire pour la réalisation des essais.

## **2.2. Réponses tribologiques**

Le Tableau 3.4 compile les résultats expérimentaux obtenus pour les seize essais en couple CuSn6-CuSn6 à sec réalisés selon le plan d'expériences choisi.

Les principales réponses tribologiques recherchées sont le coefficient de frottement moyen  $\mu_{\text{moy}}$  et l'énergie dissipée  $E_{\text{dt}}$  auxquels ont été ajoutées le coefficient de frottement stabilisé  $\mu_{\text{stab}}$  et la distance totale parcourue  $D_0$  après 20 000 cycles. Les incertitudes associées à ces réponses représentent l'instabilité de la mesure pendant la durée de l'essai.

---

<sup>148</sup> DROESBEKE J.-J., SAPORTA G., FINE J., *Plans d'expériences : applications à l'entreprise*, Ed. Technip, pp. 509, 1997.



n°	$\delta_i$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_N$ (N)	$f$ (Hz)	$I$ (mA)	$\mu_{\text{moy}}$	$\mu_{\text{moy stabilisé}}$	$E_{\text{dt}}$ (J)	$D_0$ (m)
1	$\pm 15$	1	10	100	$1,14 \pm 0,14$	$1,08 \pm 0,01$	$1,31 \pm 0,10$	$1,069 \pm 0,005$
2	$\pm 15$	1	10	500	$1,14 \pm 0,13$	$1,09 \pm 0,01$	$1,29 \pm 0,09$	$1,066 \pm 0,005$
3	$\pm 15$	1	25	100	$1,06 \pm 0,12$	$1,00 \pm 0,03$	$1,23 \pm 0,10$	$1,020 \pm 0,004$
4	$\pm 15$	1	25	500	$1,07 \pm 0,12$	$1,00 \pm 0,01$	$1,24 \pm 0,10$	$1,017 \pm 0,006$
5	$\pm 15$	3	10	100	$0,96 \pm 0,07$	$0,95 \pm 0,02$	$3,30 \pm 0,13$	$1,035 \pm 0,004$
6	$\pm 15$	3	10	500	$0,99 \pm 0,05$	$0,99 \pm 0,01$	$3,35 \pm 0,12$	$1,027 \pm 0,002$
7	$\pm 15$	3	25	100	$1,03 \pm 0,11$	$0,98 \pm 0,03$	$3,32 \pm 0,15$	$1,021 \pm 0,003$
8	$\pm 15$	3	25	500	$0,87 \pm 0,07$	$0,85 \pm 0,01$	$3,29 \pm 0,20$	$1,031 \pm 0,008$
9	$\pm 40$	1	10	100	$1,17 \pm 0,15$	$1,10 \pm 0,01$	$3,48 \pm 0,29$	$2,969 \pm 0,015$
10	$\pm 40$	1	10	500	$1,09 \pm 0,11$	$1,05 \pm 0,01$	$3,32 \pm 0,24$	$2,968 \pm 0,011$
11	$\pm 40$	1	25	100	$0,99 \pm 0,14$	$0,94 \pm 0,03$	$3,39 \pm 0,38$	$2,795 \pm 0,073$
12	$\pm 40$	1	25	500	$1,07 \pm 0,16$	$1,00 \pm 0,07$	$3,36 \pm 0,43$	$2,825 \pm 0,063$
13	$\pm 40$	3	10	100	$1,04 \pm 0,07$	$1,03 \pm 0,02$	$9,53 \pm 0,42$	$2,881 \pm 0,016$
14	$\pm 40$	3	10	500	$1,03 \pm 0,06$	$1,01 \pm 0,01$	$9,51 \pm 0,43$	$2,881 \pm 0,012$
15	$\pm 40$	3	25	100	$0,89 \pm 0,06$	$0,85 \pm 0,04$	$9,25 \pm 0,38$	$2,781 \pm 0,068$
16	$\pm 40$	3	25	500	$0,95 \pm 0,12$	$0,90 \pm 0,03$	$9,44 \pm 0,80$	$2,746 \pm 0,050$

Tableau 3.4 : Paramètres de frottement en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15$  et  $40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$  et  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

### 2.2.1. Réponse en frottement

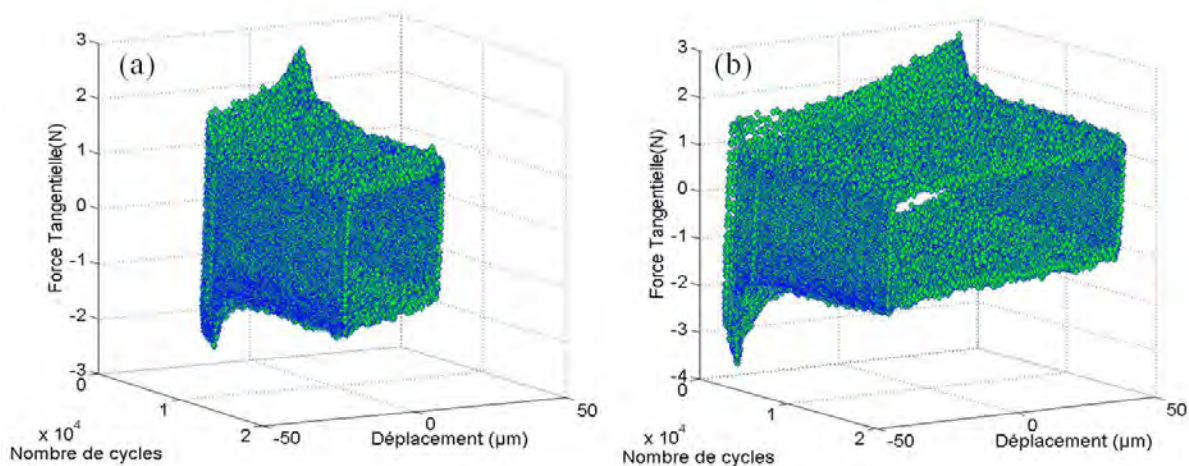
La première réponse tribologique analysée a été le coefficient de frottement moyen  $\mu_{\text{moy}}$ , évalué à partir du rapport entre l'effort tangentiel de frottement moyen  $F_T$  et la charge normale  $F_N$ . Pour l'ensemble des essais, l'évolution du coefficient de frottement moyen présente globalement deux phases :

- une *phase initiale* caractérisée par une valeur élevée et instable du coefficient de frottement  $\mu$  due aux fortes interactions métal-métal entre les premiers corps et à la constitution du troisième corps,
- suivie par une *phase stabilisée* où les efforts tangentiels sont inférieurs à la phase initiale avec très peu de dispersion. Cette réduction de frottement est liée à la stabilisation du troisième corps au sein du contact et l'établissement d'un mécanisme d'accommodation établi.

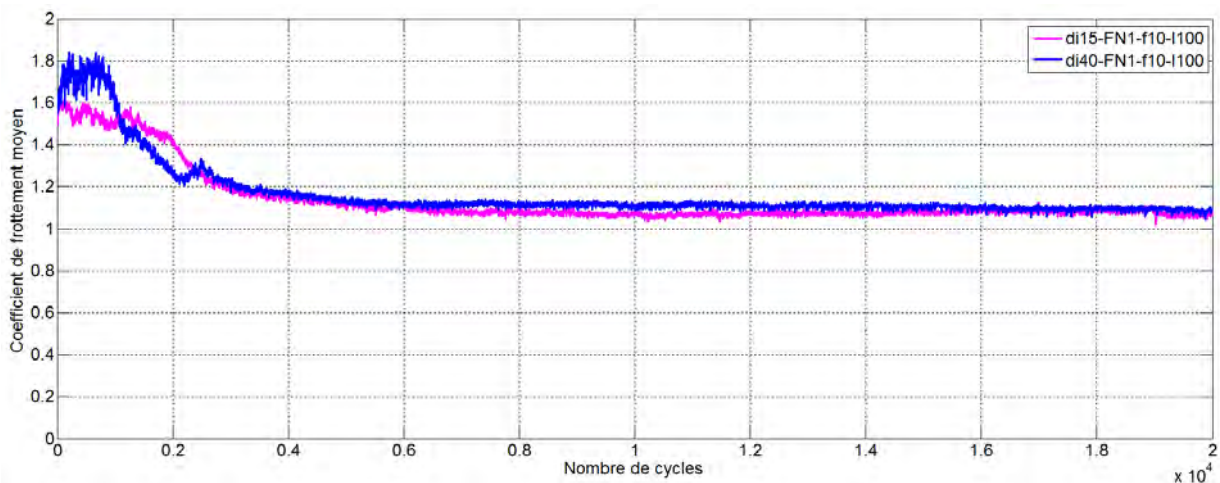
Les paragraphes suivants présentent les évolutions à  $2 \cdot 10^4$  cycles du coefficient de frottement moyen selon les conditions opératoires prédéfinies : amplitude de déplacement, force normale, fréquence d'excitation et intensité du courant.

### *Influence de l'amplitude de déplacement*

Les Figure 3.26 et Figure 3.27 comparent deux essais de fretting à des amplitudes de débattement différentes avec une charge normale de 1 N (essais 1 et 9). On constate que dans la phase initiale, les efforts tangentiels sont plus élevés à une amplitude  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ , que ceux générés lors d'un essai à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ . Lorsque le contact est en phase stabilisée (régime permanent), le coefficient de frottement atteint une valeur constante d'environ 1,1 pour les deux amplitudes.



**Figure 3.26 : Buches de fretting pour les essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$  (a)  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  (b)  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  (essais 1 et 9).**



**Figure 3.27 : Coefficient de frottement moyen pour les essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$  (essais 1 et 9).**

Les deux buches de fretting montrent une phase initiale avec des cycles instables et des pointes où les efforts tangentiels de frottement peuvent atteindre des valeurs de 2,5 pour des essais à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et jusqu'à 3,5 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ .

### *Influence de la charge normale*

La Figure 3.28 montre les évolutions temporelles du coefficient de frottement pour des essais similaires avec un débattement imposé  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  mais à deux charges normales différentes (essais 1 et 5). Leurs évolutions présentent les deux phases bien identifiées précédemment :

- La phase initiale liée à la création du troisième corps, caractérisée par des efforts tangentiels de frottement élevés avec des pointes aux changements de sens de glissement.
- La phase stabilisée correspondant à la vie du troisième corps établi, caractérisée par un coefficient de frottement plus faible et stable qui se prolonge jusqu'à la fin de l'essai.

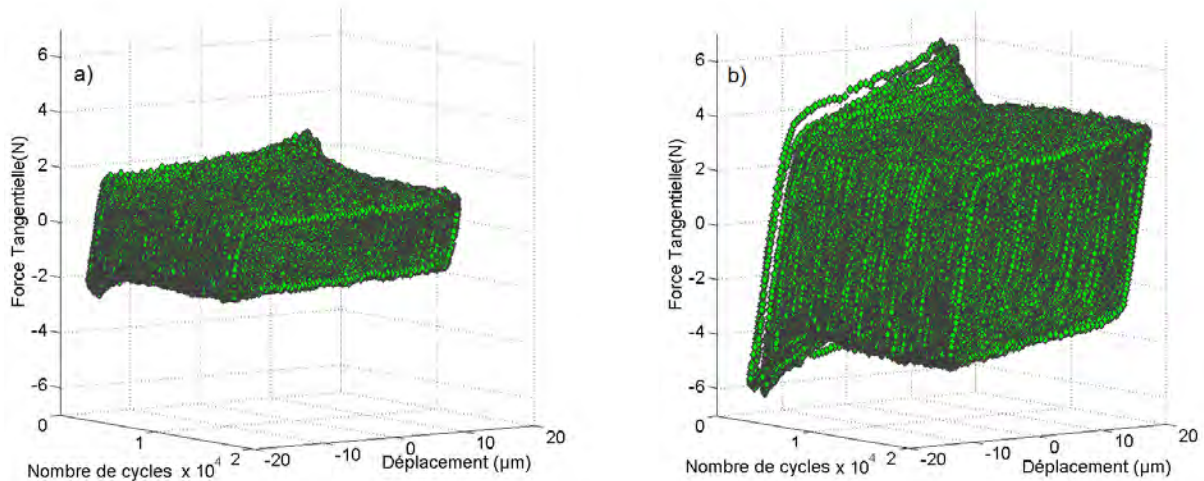


Figure 3.28 : Buches de fretting pour les essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$  (a)  $F_N = 1 \text{ N}$ ; (b)  $F_N = 3 \text{ N}$  (essais 1 et 5).

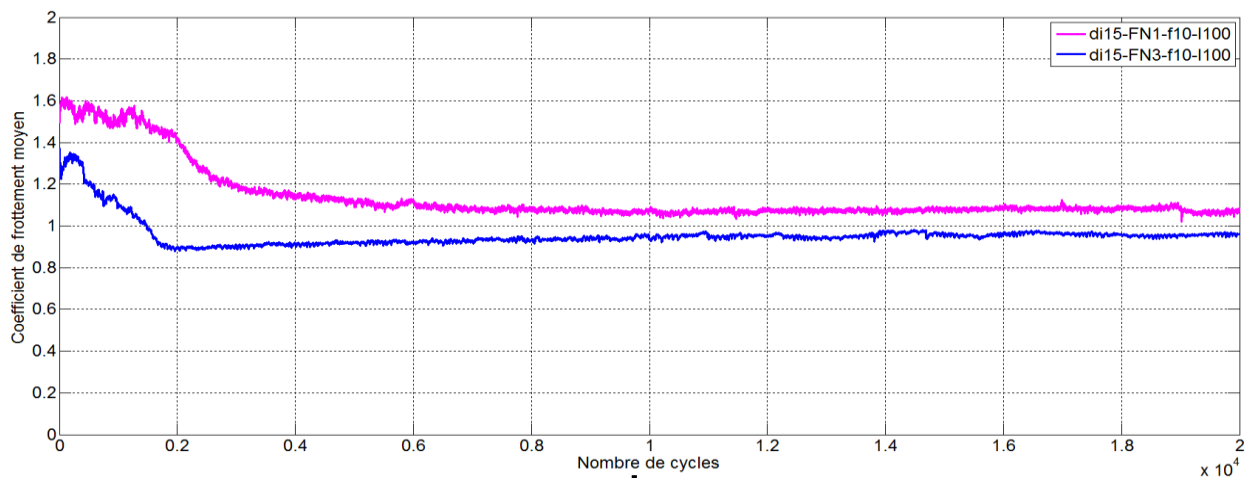


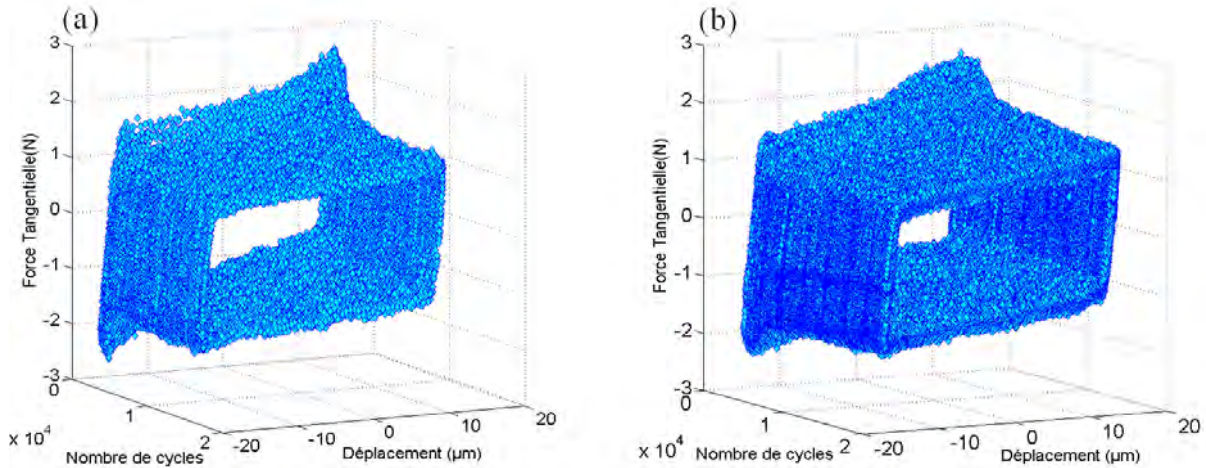
Figure 3.29 : Coefficient de frottement moyen pour les essais à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ et } 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$  (essais 1 et 5)

- La charge normale a une influence directe sur le nombre de cycles nécessaire pour atteindre la phase de stabilisation (Figure 3.28 et Figure 3.29).
- Pour la charge normale de 1 N, la phase initiale se maintient pendant  $2 \cdot 10^3$  cycles avec un coefficient de frottement de 1,4 à 1,6. La phase de stabilisation se fait ensuite progressivement jusqu'à atteindre une valeur de coefficient de frottement de 1,1 vers  $7 \cdot 10^3$  cycles.
- Pour la charge normale de 3 N, la stabilisation du coefficient de frottement est atteinte vers  $2 \cdot 10^3$  cycles, mais de façon plus franche avec un coefficient de frottement de 0,9 qui s'élève légèrement ensuite jusqu'à 0,95. Ainsi, des efforts tangentiels élevés favorisent la constitution du troisième corps dans un délai plus court.

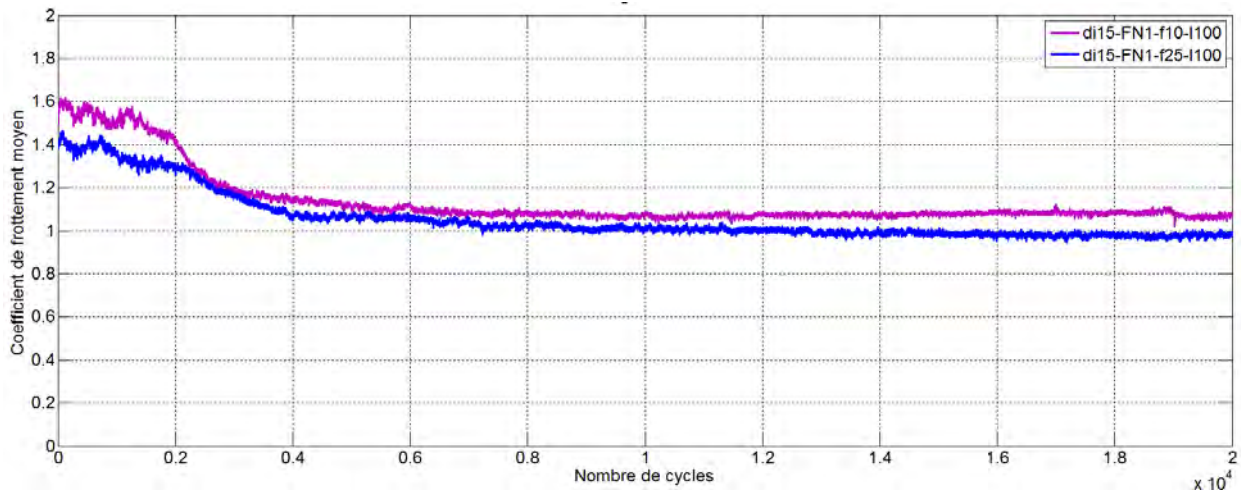
Cet effet de réduction du coefficient de frottement en augmentant la charge normale est moins sensible avec des amplitudes de  $\pm 40 \mu\text{m}$  (essais 9 et 13).

### *Influence de la fréquence d'excitation*

La fréquence d'excitation a une relativement faible influence sur le coefficient de frottement (Figure 3.30 et Figure 3.31).



**Figure 3.30 : Buches de fretting pour des essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles (a)  $f = 10 \text{ Hz}$ , (b)  $f = 25 \text{ Hz}$  (essais 1 et 3).**



**Figure 3.31 : Coefficient de frottement moyen pour des essais à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles,  $I = 100 \text{ mA}$  (essais 1 et 3).**

En particulier, le nombre de cycles de la phase transitoire est le même pour un essai à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  à  $10 \text{ Hz}$  et à  $25 \text{ Hz}$  et une charge normale  $F_N = 1 \text{ N}$  (essais 1 et 3). Les valeurs du coefficient de frottement sont cependant légèrement inférieures à la fréquence de  $25 \text{ Hz}$ . Ce résultat a également été noté avec une charge normale de  $1 \text{ N}$  et une amplitude de  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  (essais 9 et 11).

### *Influence de l'intensité de courant*

Les Figure 3.32 et Figure 3.33 permettent de comparer les évolutions des coefficients de frottement pour deux essais similaires à déplacement imposée de  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ , une charge normale de  $1 \text{ N}$ , une fréquence d'excitation de  $10 \text{ Hz}$ , mais à deux valeurs d'intensité de

courant 100 et 500 mA (essais 1 et 2). Les deux courbes sont quasiment superposées ce qui indique l'effet négligeable de l'intensité de courant électrique sur l'évolution des efforts tangentiels de frottement. Cette influence a été confirmée pour des amplitudes de  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  avec des charges normales de 1 N (essais 9 et 10) et 3 N (essais 13 et 14).

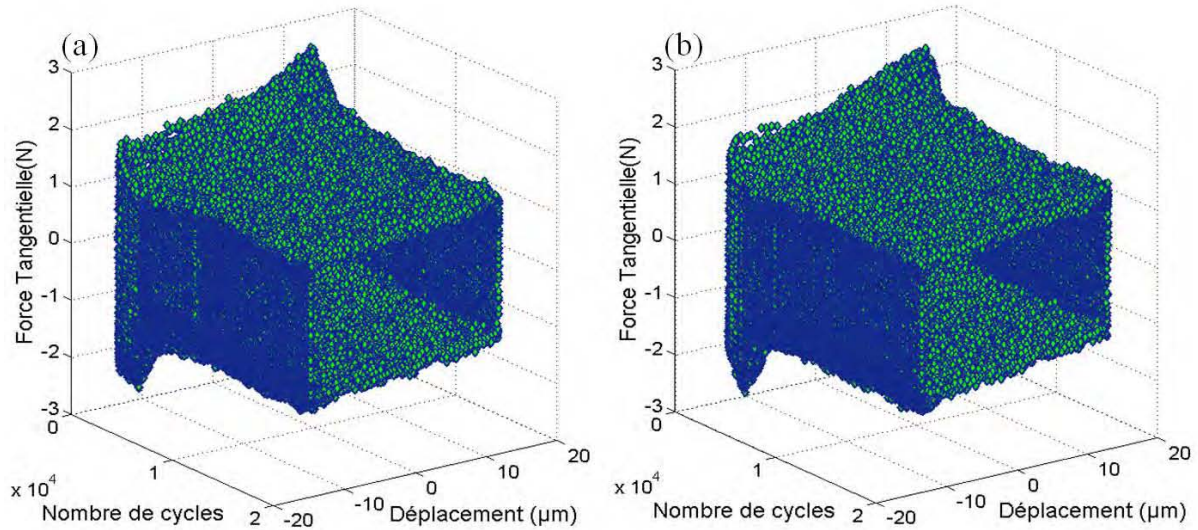


Figure 3.32 : Buches de fretting essais en couple CuSn6-CuSn6 pour les essais à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$  (a)  $I = 100 \text{ mA}$ , (b)  $I = 500 \text{ mA}$  (essais 1 et 2).

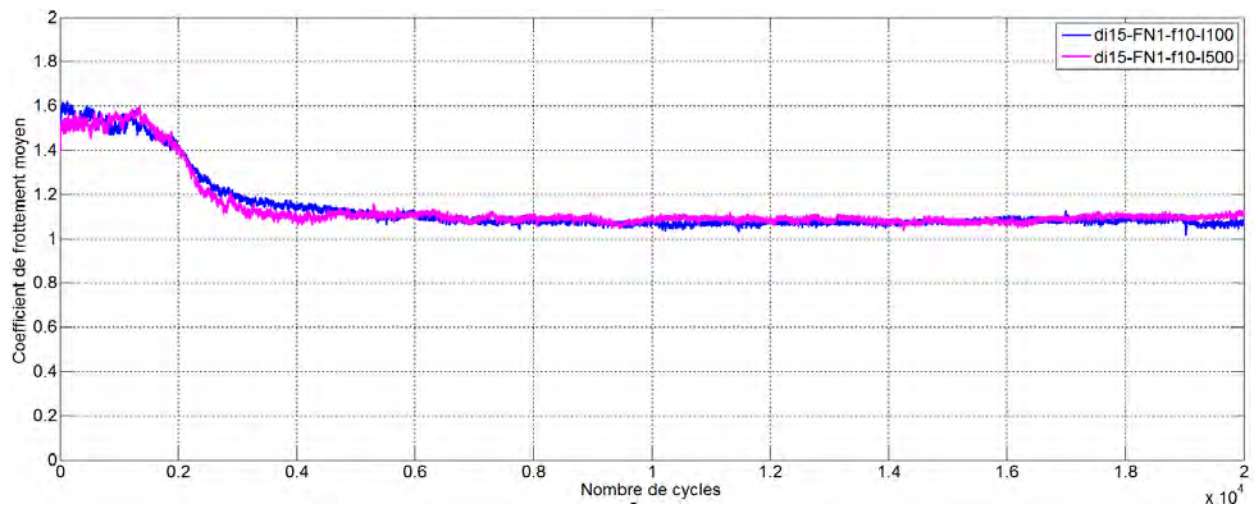


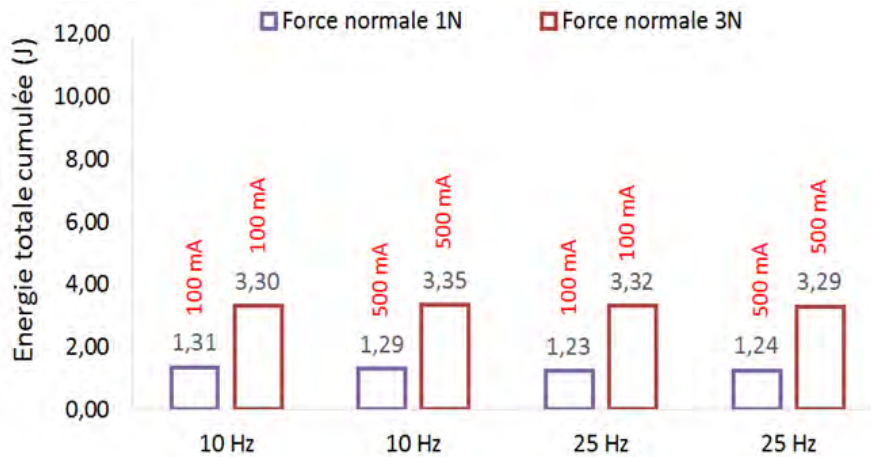
Figure 3.33 : Coefficient de frottement moyen en couple CuSn6-CuSn6 pour les essais à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ;  $f = 10 \text{ Hz}$ ;  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$ ;  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$  (essais 1 et 2).

### 2.2.2. Réponse énergétique

Une deuxième réponse tribologique, considérée comme un paramètre clé pour comprendre et quantifier l'endommagement en fretting, est l'énergie totale dissipée  $E_{dt}$ , calculée par la somme de l'énergie dissipée  $E_d$  issue de chaque cycle de fretting (Tableau 3.5 et Tableau 3.6). La Figure 3.34 regroupe les essais à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et la Figure 3.35 ceux à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ . Ces deux figures ont été codées par couleur pour les charges normales 1 et 3 N, et pour les fréquences d'excitation et d'intensités de courant.

Charge normale $F_N = 1$ N			Charge normale $F_N = 3$ N		
$\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$	$\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$	Rapport	$\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$	$\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$	Rapport
1,31	3,48	2,66	3,30	9,53	2,89
1,29	3,32	2,57	3,35	9,51	2,84
1,23	3,39	2,76	3,32	9,25	2,79
1,24	3,36	2,71	3,29	9,44	2,87

**Tableau 3.5 :** Énergie totale dissipée  $E_{dt}$  (J) selon l'amplitude de déplacement  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  pour des charges normales  $F_N = 1$  et  $3$  N et rapport de l'énergie totale dissipée obtenue entre chaque amplitude de déplacement  $E_{dt}(40 \mu\text{m})/E_{dt}(15 \mu\text{m})$  pour des essais en couple CuSn6-CuSn6,  $f = 10$  et  $25$  Hz,  $I = 100$  et  $500$  mA,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.



**Figure 3.34:** Énergie totale dissipée pour les essais à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3$  N,  $f = 10$  et  $25$  Hz,  $I = 100$  et  $500$  mA,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

Amplitude de déplacement $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$			Amplitude de déplacement $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$		
$F_N = 1$ N	$F_N = 3$ N	Rapport	$F_N = 1$ N	$F_N = 3$ N	Rapport
1,31	3,30	2,44	3,48	9,53	2,74
1,29	3,35	2,60	3,32	9,51	2,86
1,23	3,30	2,68	3,39	9,25	2,73
1,24	3,29	2,65	3,36	9,44	2,81

**Tableau 3.6 :** Énergie totale dissipée  $E_{dt}$  (J) selon l'amplitude de déplacement  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  pour des charges normales  $F_N = 1$  et  $3$  N et rapport de l'énergie totale dissipée obtenue entre chaque charge normale  $E_{dt}(1 \text{ N})/E_{dt}(3 \text{ N})$  pour des essais en couple CuSn6-CuSn6,  $f = 10$  et  $25$  Hz,  $I = 100$  et  $500$  mA,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

On constate que l'énergie totale dissipée dépend à la fois de la charge normale et de l'amplitude de déplacement et très peu de la fréquence d'excitation et de l'intensité du courant utilisée pour la mesure de la résistance électrique de contact.

A une charge normale de  $1$  N, le contact dissipe environ  $2,66 \pm 0,09$  fois plus d'énergie à une amplitude de déplacement imposée de  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  en comparaison à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ , autrement dit dans le même rapport que celui des amplitudes elles-mêmes ( $40/15 = 2,7 \pm 0,2$  en considérant une incertitude de  $1 \mu\text{m}$  sur les amplitudes). En revanche, à une charge normale de  $3$  N, ce rapport est légèrement supérieur (autour de  $2,85 \pm 0,04$ ), montrant une composante supplémentaire d'énergie dissipée à plus forte charge.

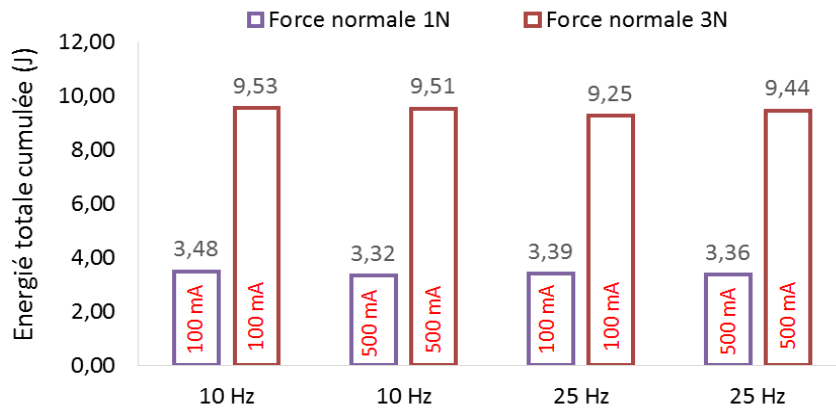


Figure 3.35: Énergie totale dissipée pour les essais à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

En croisant ces mêmes résultats en fonction des amplitudes de déplacement au lieu des charges normales, on obtient les mêmes conclusions. Le rapport entre les énergies dissipées à 1 et à 3 N est de  $2,59 \pm 0,11$  pour les amplitudes de déplacement  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  alors qu'il est de  $2,79 \pm 0,06$  pour les amplitudes de déplacement  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ .

### 2.2.3. Analyse de la variance des réponses tribologiques

L'analyse de la variance ANOVA a été réalisée sur les valeurs des réponses du coefficient de frottement et de l'énergie dissipée, en prenant en compte les quatre facteurs de fretting choisis, afin de déterminer leurs effets sur la valeur moyenne des réponses calculée pour chaque essai. Les conditions de normalité des résidus ont été vérifiées à partir des valeurs de coefficient de frottement moyen, qui montrent bien une distribution normale et une distribution aléatoire autour de la ligne centrale (Figure 3.36a).

Dans un premier temps, d'après la Figure 3.36b les quatre paramètres opératoires peuvent être considérés comme peu influents ou négligeables dans la mesure où la plage d'incertitude du coefficient de frottement est évaluée à  $\Delta\mu = 0,04$ . Cette valeur est calculée à partir des incertitudes relatives sur les efforts tangentiels ( $\Delta F_T/F_T = 2 \%$ ) et normaux ( $\Delta F_N/F_N = 1 \%$ ) par l'expression suivante :

$$\Delta\mu = \frac{F_T}{F_N} \sqrt{\left(\frac{\Delta F_T}{F_T}\right)^2 + \left(\frac{\Delta F_N}{F_N}\right)^2}$$

Équation 3.2

Cependant, en analysant les facteurs de variabilité (Tableau 3.7), on confirme que le coefficient de frottement stabilisé est sensible uniquement à la charge normale ( $F > 1$  et  $p < 0,05$ ) ; l'influence de la fréquence d'excitation est considérée comme non significative.

L'énergie totale dissipée dépend fortement de l'amplitude de déplacement et de la force normale et faiblement de la fréquence d'excitation. L'intensité du courant n'a aucune influence sur l'énergie dissipée pour un couple frottant CuSn6-CuSn6.

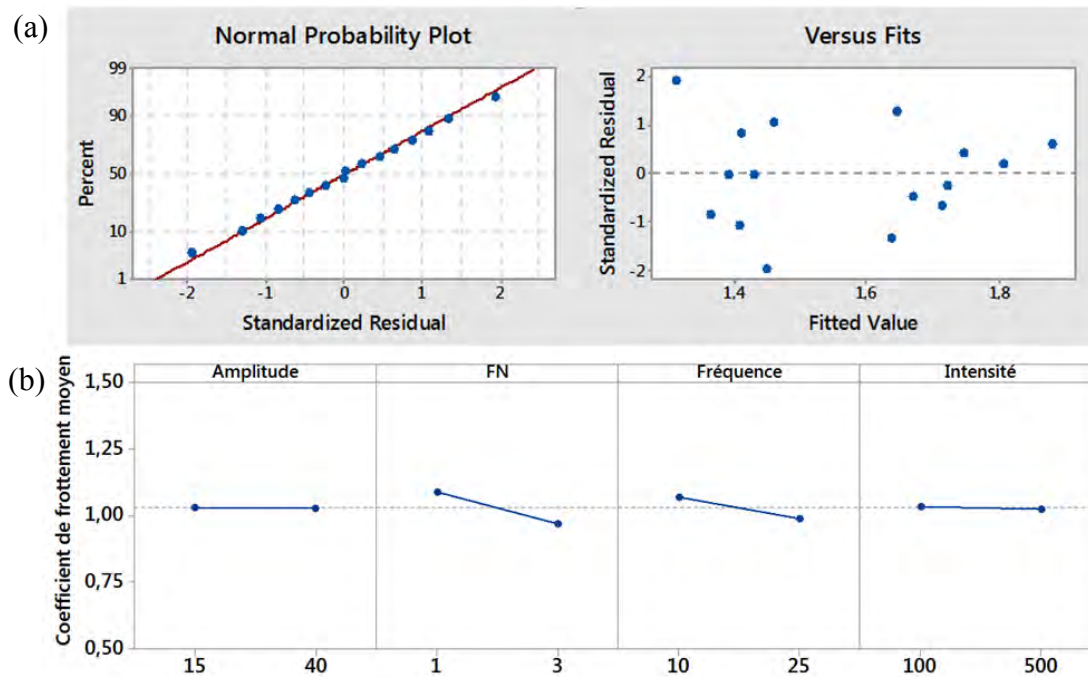


Figure 3.36 : (a) test de normalité des résidus appliqué aux valeurs du coefficient de frottement; (b) graphique d'effets des facteurs sur le coefficient de frottement.

Paramètres	$F(\mu)$	$p(\mu)$	$F(E_{dt})$	$p(E_{dt})$
$\delta_i$	0,01	0,915	<b>18 633</b>	<b>0,000</b>
$F_N$	<b>14,81</b>	<b>0,008</b>	<b>17 838</b>	<b>0,000</b>
$f$	6,25	0,046	<b>7,65</b>	<b>0,033</b>
$I$	0,07	0,794	0,5	0,033

Tableau 3.7 : Facteurs de variabilité  $F$  et  $p$  calculés pour la réponse en frottement et en énergie dissipée pour les quatre facteurs opératoires.

#### 2.2.4. Synthèse de la réponse tribologique

En considérant les essais en fréquence d'excitation et en intensité électrique comme des essais de reproductibilité (influence négligeable), les réponses en coefficient de frottement et en énergie dissipée ont été tracées en fonction des deux facteurs prépondérants, charge appliquée et amplitude de déplacement (Figure 3.37). Les incertitudes associées sont alors représentatives de quatre essais.

Le coefficient de frottement ne dépend pratiquement pas des conditions opératoires choisies. La relativement faible réduction du coefficient de frottement qu'entraîne l'augmentation de la charge normale est du même ordre pour des essais à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ . L'énergie totale dissipée est donc essentiellement proportionnelle à la charge normale et à l'amplitude de déplacement. Pour le contact CuSn6-CuSn6, l'énergie totale dissipée croit de façon linéaire avec la force normale  $F_N$ . En outre, l'augmentation de l'amplitude de déplacement de  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$  est en relation directe avec l'augmentation de l'énergie dissipée  $E_{dt}$  avec la charge normale  $F_N$ . Ainsi, on retrouve que le rapport des amplitudes



$40/15 = 2,7 \pm 0,2$  est semblable au rapport des taux d'accroissement des énergies dissipées  $3,17/1,12 = 2,8 \pm 0,3$ .

La comparaison entre l'énergie totale dissipée  $E_{dt}$  (aire des cycles) et celle dite de glissement  $E_{dto}$  (ouverture de cycles) (Figure 3.38), montre un surplus d'énergie dissipée d'environ 12 %, lié à l'augmentation de  $F_T$  dans la phase de glissement et à la présence de pointes (cycles de fretting). D'autre part, en utilisant le critère indépendant  $C = E_d/E_0$  proposé par Fouvry<sup>136</sup> et qui détermine la transition des conditions de glissement, avec  $C > 0,77$  la condition de glissement total est vérifiée.

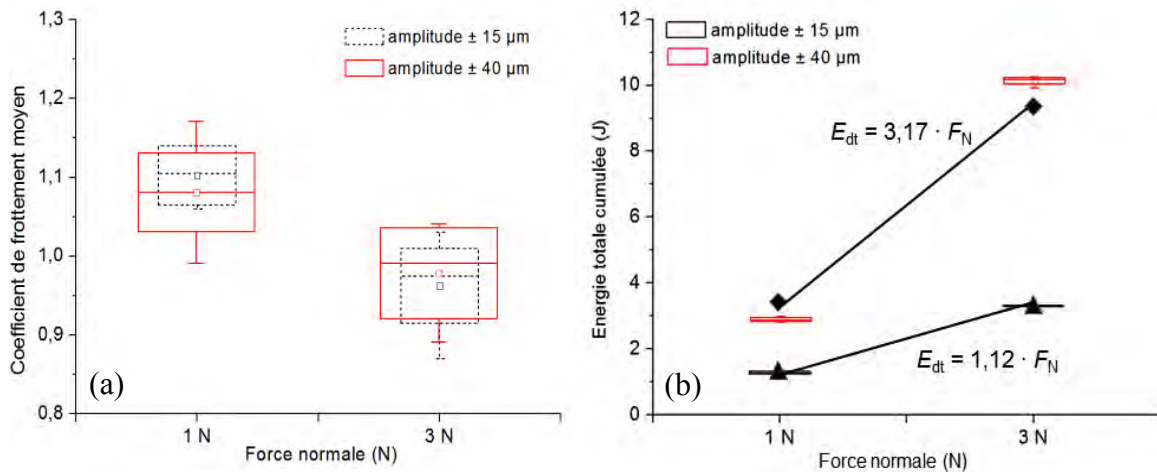


Figure 3.37 : Évolutions (a) du coefficient de frottement moyen et (b) de l'énergie dissipée en fonction de la charge normale pour des deux amplitudes de déplacement étudiées (essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$  et  $3 \text{ N}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

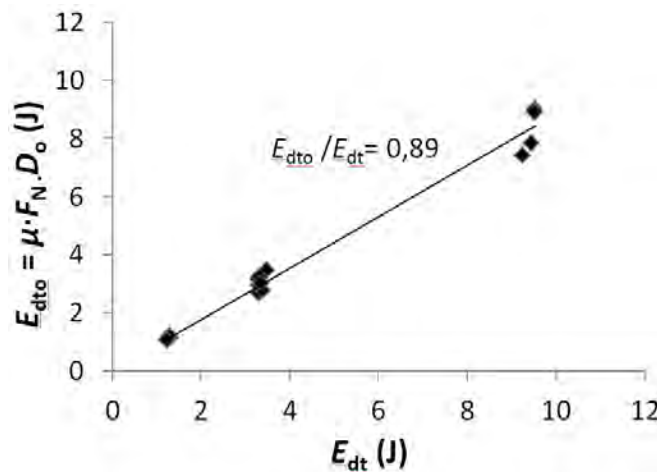


Figure 3.38 : Corrélation entre l'énergie totale dissipée  $E_{dt}$  (réelle) et l'énergie totale dissipé théorique  $E_{dto}$ , campagne à seize essais CuSn6-CuSn6.

### 2.3. Réponse en endommagement et usure

#### 2.3.1. Quantification de l'usure et de l'endommagement

Une première analyse de traces d'usure des échantillons *post mortem* a été réalisée à partir des images 3D obtenues par profilométrie optique (exemples Figure 3.39 et Figure 3.40).

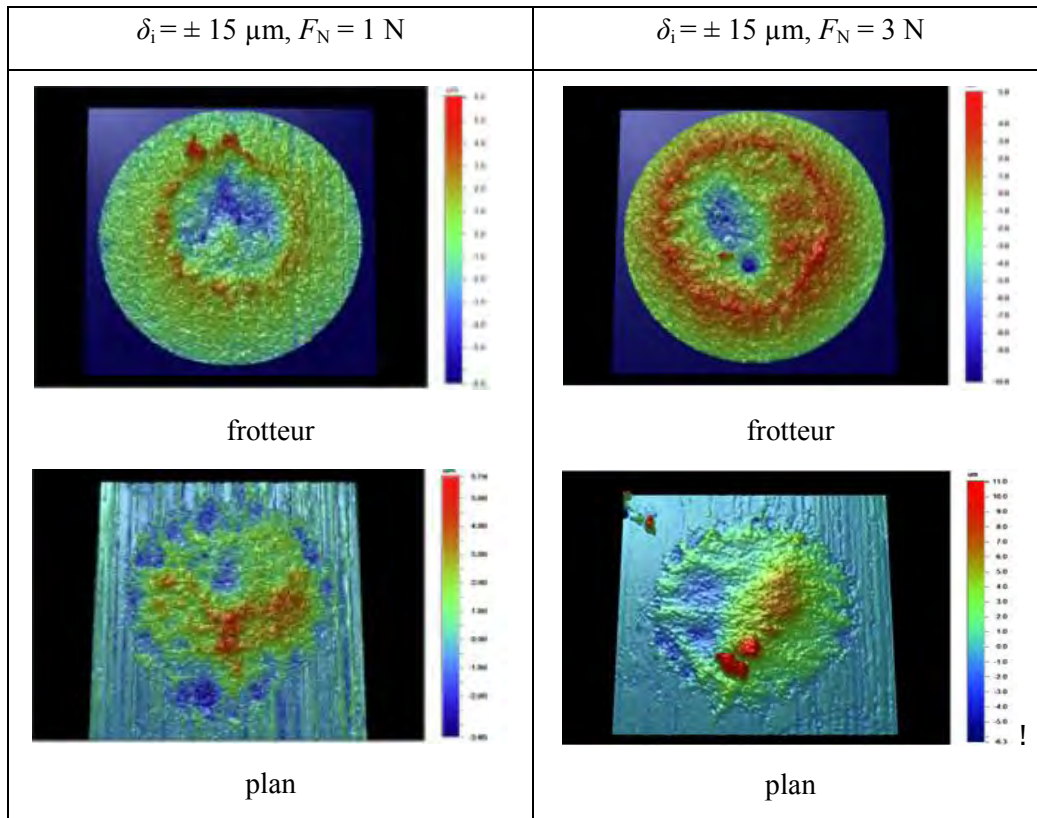


Figure 3.39 : Relevés topographiques des traces d'usure, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

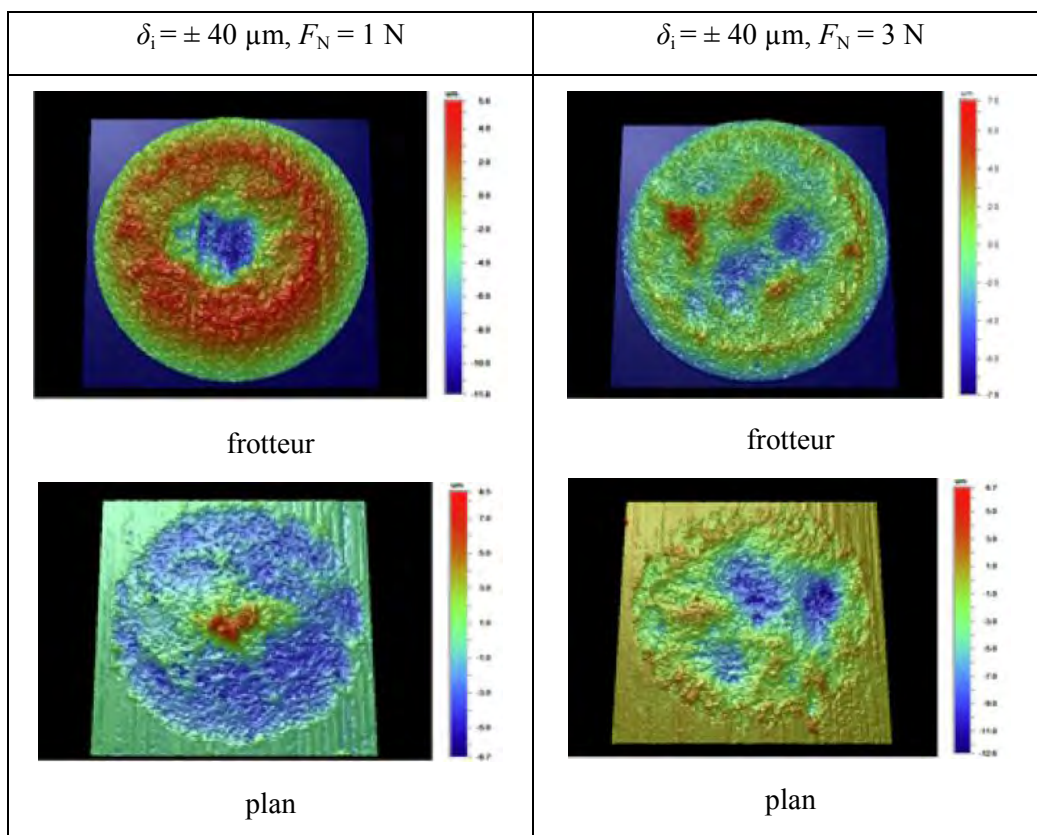
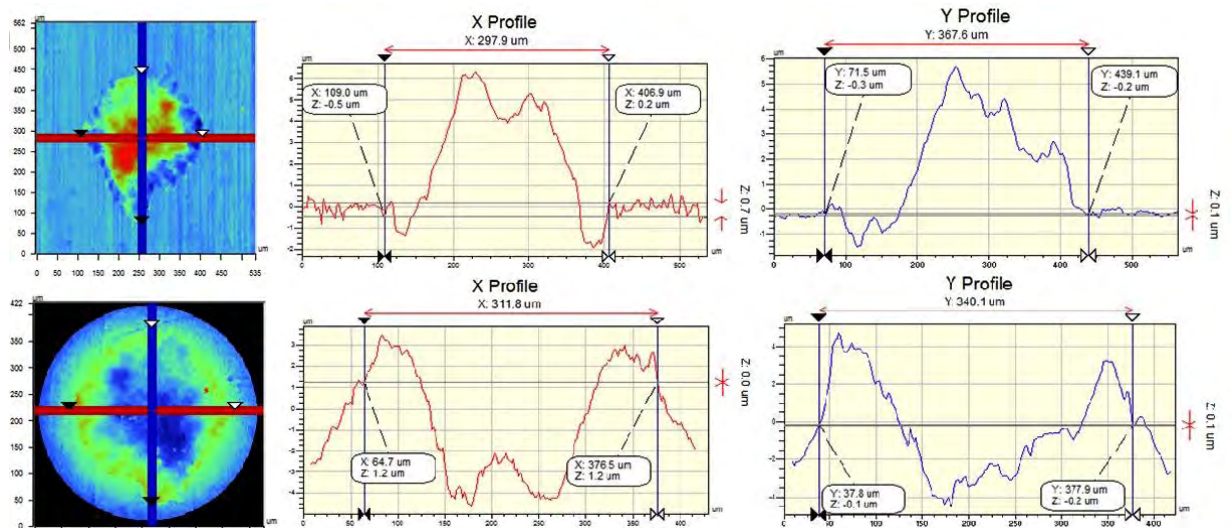


Figure 3.40 : Relevés topographiques des traces d'usure, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

De manière générale, une complémentarité assez fidèle est notée entre les faciès d'usure des frotteurs et celles des plans. La rupture de l'interface se fait de telle manière qu'autant de matière positive et négative peut se trouver indistinctement sur les traces du frotteur et du plan, sans privilégier les zones centrales ou périphériques (Figure 3.41). Les diamètres affectés sur les échantillons sont de l'ordre de 240  $\mu\text{m}$  (1 N) à 300  $\mu\text{m}$  (3 N) pour un  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et de 370  $\mu\text{m}$  (1N) à 480  $\mu\text{m}$  (3N) pour un  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ .



**Figure 3.41 : Profils 2D pour un essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 25 \text{ Hz}$ ,  $I = 500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$ .**

A partir de ces relevés topographiques, une quantification des volumes d'usure et d'endommagement a été réalisée selon la méthodologie décrite dans le chapitre 2 (Équations 2.10 et 2.11). Ils ont été calculés en utilisant l'outil de *masking* du logiciel de traitement qui permet de délimiter assez précisément la zone endommagée de la trace. La courbure de la calotte sphérique du frotteur a été systématiquement enlevée. Les écart-types sur ces mesures de volume ont été calculés à partir de trois mesures successives dans les mêmes conditions.

### 2.3.2. Quantification de l'usure

Les volumes d'usure  $V_u$  mesurés sur les surfaces des frotteurs et des contre-faces planes ont une composante négative faible, mais prédominante pour toutes les mesures (Tableau 3.8).

Ce volume négatif impliquerait un gain global de matière par le contact et non une perte alors que des débris hors du contact sont clairement identifiés sur les micrographies. Deux hypothèses peuvent être émises pour expliquer ce paradoxe :

- soit une erreur systématique associée à la sélection manuelle pour cerner la trace usée ou à la sélection automatique du plan de référence par le logiciel,
- soit une augmentation physique de volume par oxydation des traces et des débris dans le contact (gain en oxygène).

Les volumes d'usure des échantillons plans sont systématiquement supérieurs à ceux des frotteurs. Enfin, les volumes d'usure du contact (échantillon + frotteur) augmentent avec la

charge et l'amplitude de déplacement. En revanche, il est plus délicat de conclure sur l'influence de la fréquence d'excitation et de l'intensité du courant.

$\delta$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_N$ (N)	$f$ (Hz)	$I$ (mA)	$V_u$ plan ( $10^3 \mu\text{m}^3$ )	$V_u$ frotteur ( $10^3 \mu\text{m}^3$ )	$V_u$ contact ( $10^3 \mu\text{m}^3$ )
$\pm 15$	1	10	100	- 0,39 $\pm$ 0,05	- 0,41 $\pm$ 0,08	- 0,80 $\pm$ 0,12
$\pm 15$	1	10	500	- 0,62 $\pm$ 0,08	- 0,25 $\pm$ 0,04	- 0,87 $\pm$ 0,12
$\pm 15$	1	25	100	- 1,49 $\pm$ 0,04	- 0,39 $\pm$ 0,02	- 1,88 $\pm$ 0,06
$\pm 15$	1	25	500	- 0,37 $\pm$ 0,06	- 0,41 $\pm$ 0,11	- 0,78 $\pm$ 0,16
$\pm 15$	3	10	100	- 3,46 $\pm$ 0,40	- 1,14 $\pm$ 0,03	- 4,60 $\pm$ 0,41
$\pm 15$	3	10	500	- 6,21 $\pm$ 0,43	- 0,92 $\pm$ 0,11	- 7,13 $\pm$ 0,54
$\pm 15$	3	25	100	- 1,16 $\pm$ 0,47	- 0,24 $\pm$ 0,05	- 1,40 $\pm$ 0,53
$\pm 15$	3	25	500	- 0,95 $\pm$ 0,14	- 1,68 $\pm$ 0,11	- 2,63 $\pm$ 0,25
$\pm 40$	1	10	100	- 1,80 $\pm$ 0,09	- 1,05 $\pm$ 0,08	- 2,86 $\pm$ 0,17
$\pm 40$	1	10	500	- 1,19 $\pm$ 0,07	- 1,00 $\pm$ 0,84	- 2,18 $\pm$ 0,91
$\pm 40$	1	25	100	- 1,91 $\pm$ 0,03	- 1,02 $\pm$ 0,10	- 2,93 $\pm$ 0,13
$\pm 40$	1	25	500	- 1,77 $\pm$ 0,12	- 1,25 $\pm$ 0,04	- 3,02 $\pm$ 0,17
$\pm 40$	3	10	100	- 2,01 $\pm$ 0,02	- 2,33 $\pm$ 0,33	- 4,34 $\pm$ 0,35
$\pm 40$	3	10	500	- 2,27 $\pm$ 0,18	- 2,38 $\pm$ 0,05	- 4,65 $\pm$ 0,22
$\pm 40$	3	25	100	- 2,68 $\pm$ 0,12	- 1,61 $\pm$ 0,06	- 4,29 $\pm$ 0,97
$\pm 40$	3	25	500	- 3,94 $\pm$ 0,25	- 2,13 $\pm$ 0,09	- 6,07 $\pm$ 0,34

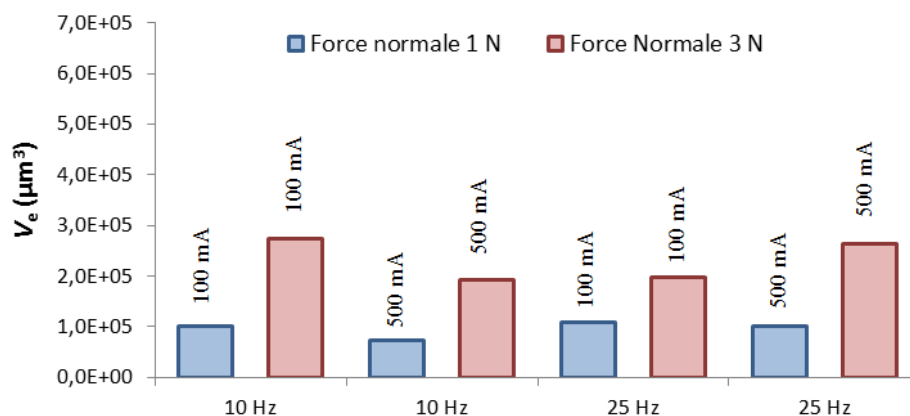
**Tableau 3.8 : Volumes d'usure à partir des traces du plan, frotteur et du contact (couple CuSn6-CuSn6 à sec,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).**

### 2.3.3. Quantification de l'endommagement

Les volumes d'endommagement  $V_e$  sont 100 fois plus importants que les volumes d'usure  $V_u$  précédents et sont tous positifs par construction (Tableau 3.9). La matière déplacée à l'intérieur du contact est ainsi nettement prépondérante par rapport à la matière perdue par le contact. Les paramètres de forte influence sont toujours l'amplitude de déplacement et la charge normale. La fréquence et l'intensité de courant semblent encore faiblement couplées (Figure 3.42 et Figure 3.43).

$\delta$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_N$ (N)	$f$ (Hz)	$I$ (mA)	$V_e$ plan ( $10^3 \mu\text{m}^3$ )	$V_e$ frotteur ( $10^3 \mu\text{m}^3$ )	$V_e$ contact ( $10^3 \mu\text{m}^3$ )
$\pm 15$	1	10	100	$53 \pm 4$	$48 \pm 1$	$101 \pm 5$
$\pm 15$	1	10	500	$38 \pm 1$	$36 \pm 10$	$74 \pm 10$
$\pm 15$	1	25	100	$68 \pm 1$	$40 \pm 3$	$108 \pm 4$
$\pm 15$	1	25	500	$50 \pm 1$	$52 \pm 6$	$102 \pm 7$
$\pm 15$	3	10	100	$110 \pm 7$	$121 \pm 10$	$231 \pm 16$
$\pm 15$	3	10	500	$96 \pm 1$	$110 \pm 8$	$206 \pm 9$
$\pm 15$	3	25	100	$22 \pm 1$	$75 \pm 2$	$197 \pm 3$
$\pm 15$	3	25	500	$43 \pm 5$	$119 \pm 3$	$262 \pm 8$
$\pm 40$	1	10	100	$20 \pm 6$	$169 \pm 9$	$289 \pm 15$
$\pm 40$	1	10	500	$146 \pm 5$	$144 \pm 5$	$290 \pm 11$
$\pm 40$	1	25	100	$335 \pm 10$	$132 \pm 9$	$467 \pm 19$
$\pm 40$	1	25	500	$162 \pm 5$	$207 \pm 9$	$369 \pm 14$
$\pm 40$	3	10	100	$351 \pm 9$	$238 \pm 5$	$589 \pm 14$
$\pm 40$	3	10	500	$311 \pm 5$	$237 \pm 1$	$548 \pm 6$
$\pm 40$	3	25	100	$327 \pm 4$	$168 \pm 7$	$495 \pm 10$
$\pm 40$	3	25	500	$340 \pm 2$	$290 \pm 3$	$630 \pm 5$

**Tableau 3.9 : Volumes d'endommagement des traces du plan, du frotteur et du contact (couple CuSn6-CuSn6 à sec,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).**



**Figure 3.42 : Volumes d'endommagement pour les essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles**

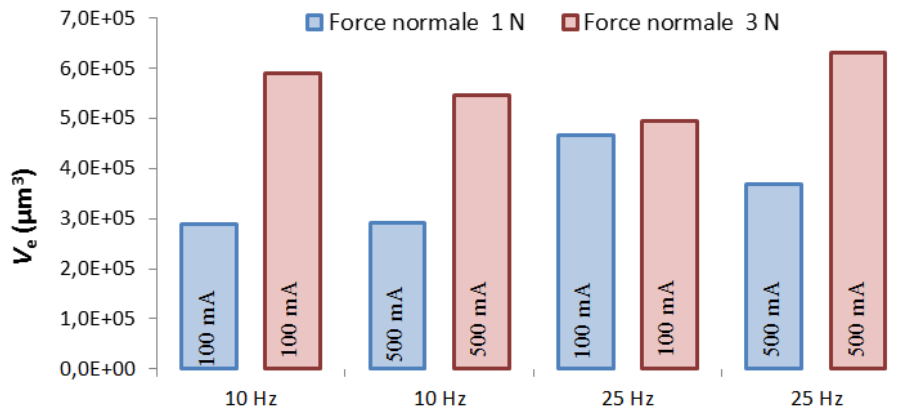


Figure 3.43 : Volumes d'endommagement pour les essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

### 2.3.4. Synthèse partielle

Comme pour l'étude de la réponse tribologique, en considérant l'influence de la fréquence d'excitation et l'intensité du courant comme négligeable, les réponses en volumes d'usure et d'endommagement ont été tracées en fonction de la charge et de l'amplitude de déplacement où chaque point représente alors 4 essais (Figure 3.44).

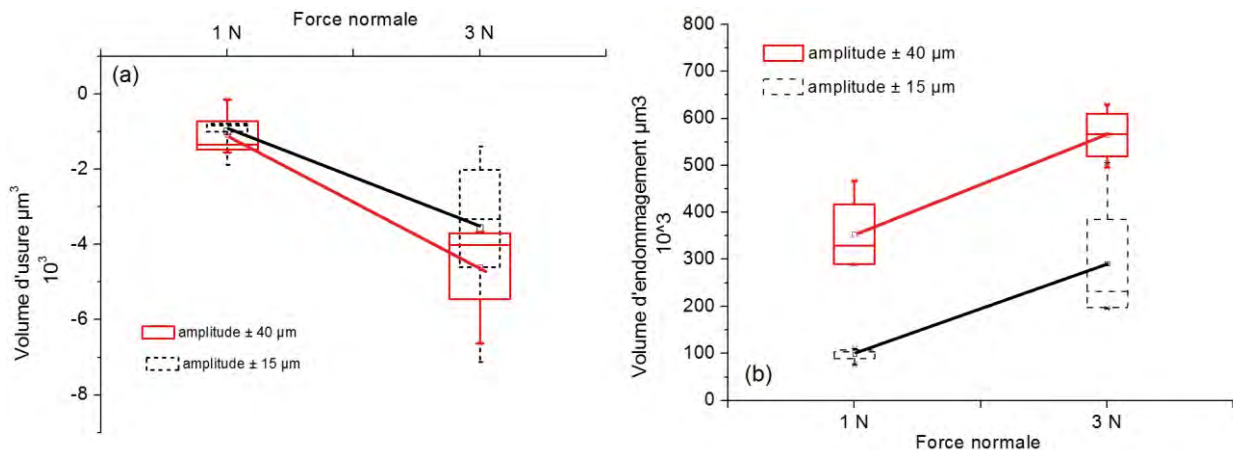
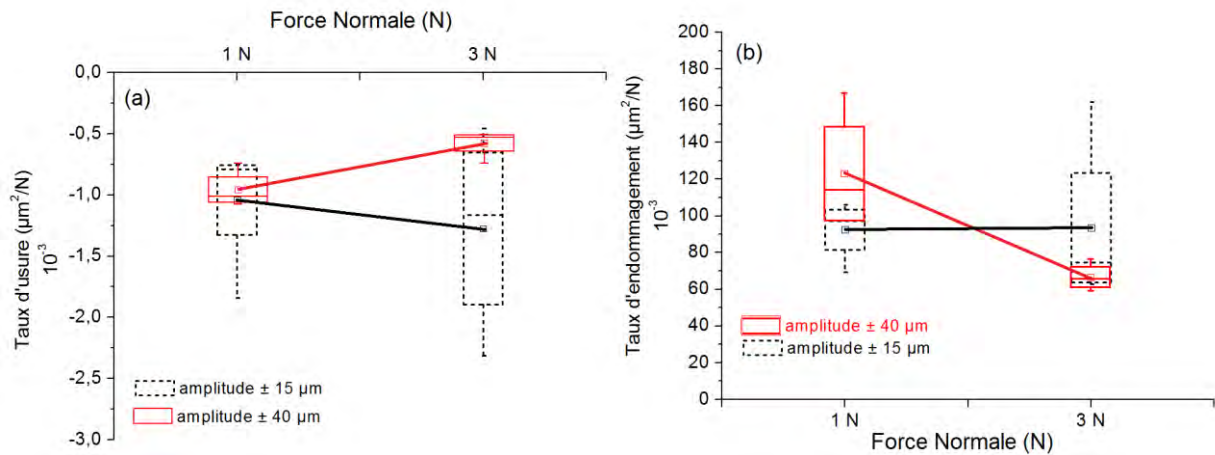


Figure 3.44 : Évolutions en fonction de la charge normale pour des deux amplitudes de déplacement étudiées (a) des volumes d'usure du contact et (b) des volumes d'endommagement du contact (essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$  et  $3 \text{ N}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

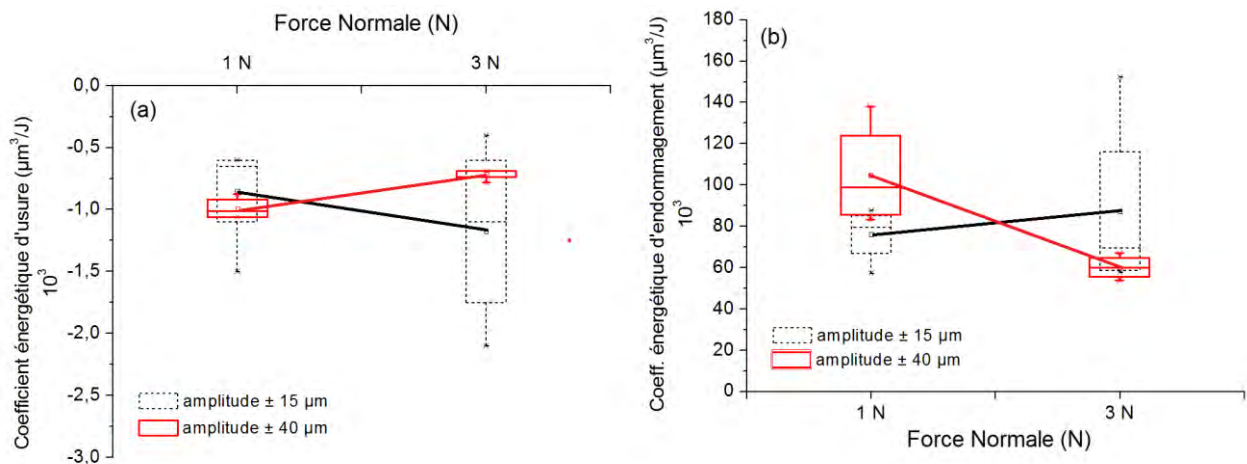
Le nombre de cycles étant le même pour tous les essais (distances parcourues différentes), une représentation de ces évolutions en termes de taux d'usure  $U_u$  et d'endommagement  $U_e$  (Figure 3.45) et en termes de coefficients énergétiques d'usure  $\alpha_u$  et d'endommagement  $\alpha_e$  (Figure 3.46) est plus pertinente.

En termes de taux d'usure, les très faibles valeurs d'usure et leurs fortes incertitudes associées rendent difficiles les conclusions. Les valeurs d'endommagement sont plus exploitables, mais également sont sujettes à de fortes incertitudes. Alors que les volumes d'endommagement croissent avec la charge normale et la distance parcourue, les taux d'endommagement restent stables avec la charge normale et décroissent légèrement avec l'amplitude de déplacement. Les coefficients énergétiques d'usure et d'endommagement montrent des tendances identiques avec la charge normale et l'amplitude de déplacement. On note cependant

systématiquement une grande variabilité des résultats pour l'amplitude de déplacement la plus faible ( $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ) et des résultats nettement moins dispersés à la plus grande amplitude de déplacement ( $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ) autour de la moyenne.



**Figure 3.45 : Évolutions en fonction de la charge normale pour des deux amplitudes de déplacement étudiées (a) des taux d'usure du contact et (b) des taux d'endommagement du contact (essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$  et  $3 \text{ N}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).**



**Figure 3.46 : Évolutions en fonction de la charge normale pour des deux amplitudes de déplacement étudiées (a) des coefficients énergétiques d'usure du contact et (b) d'endommagement du contact (essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$  et  $3 \text{ N}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).**

On peut néanmoins conclure que les taux et les coefficients énergétiques d'usure et d'endommagement sont cohérents entre eux et restent globalement constants, compte tenu des incertitudes, soit de l'ordre de :

$$U_e = (0,10 \pm 0,04) \cdot 10^6 \mu\text{m}^3 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$\alpha_e = (0,10 \pm 0,03) \cdot 10^6 \mu\text{m}^3 \cdot \text{J}^{-1}$$

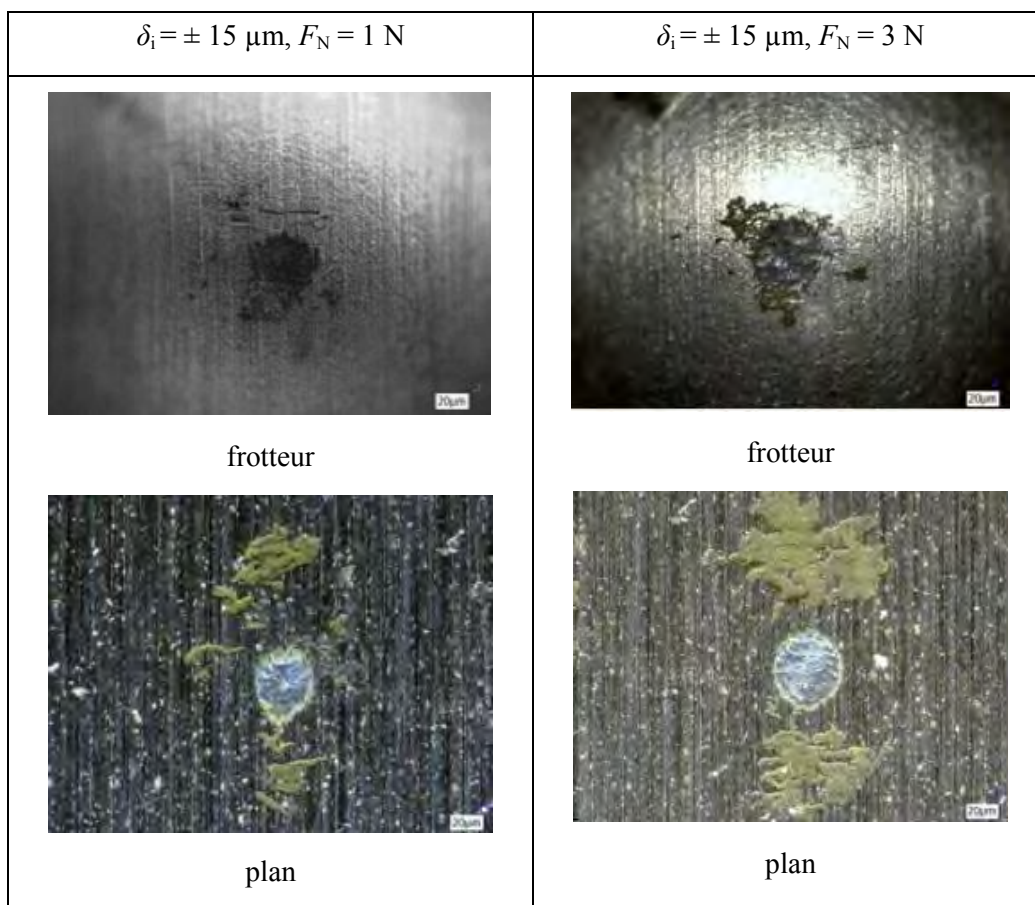
Ces résultats impliquent des mécanismes d'accommodation similaires dans le domaine de charge et de déplacement étudié.

## 2.4. Mécanismes d'usure

### 2.4.1. Observation des traces d'usure en microscopie optique

L'ensemble des traces d'usure sur le frotteur et sur le plan a d'abord été observé systématiquement en microscopie optique sans nettoyage au bout de 20 000 cycles.

Les traces d'usure sur les frotteurs sont effectivement globalement circulaires et celles des plans montrent une forme légèrement elliptique dont le plus petit diamètre correspond au diamètre de la trace sur le frotteur et le plus grand diamètre est augmenté de la distance totale déplacée (exemples Figure 3.47 et Figure 3.48).



**Figure 3.47 : Observation de traces d'usure, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.**

Des débris d'usure sont présents en périphérie du contact et se concentrent préférentiellement sur l'échantillon plan (effet gravitaire) et dans l'axe de déplacement (effet dynamique). Les débris expulsés sont plus nombreux à la charge normale de 3 N en raison de la plus grande taille de la trace d'usure. Enfin, la quantité de débris semble légèrement plus importante avec une intensité de courant de 500 mA (Figure 3.49).



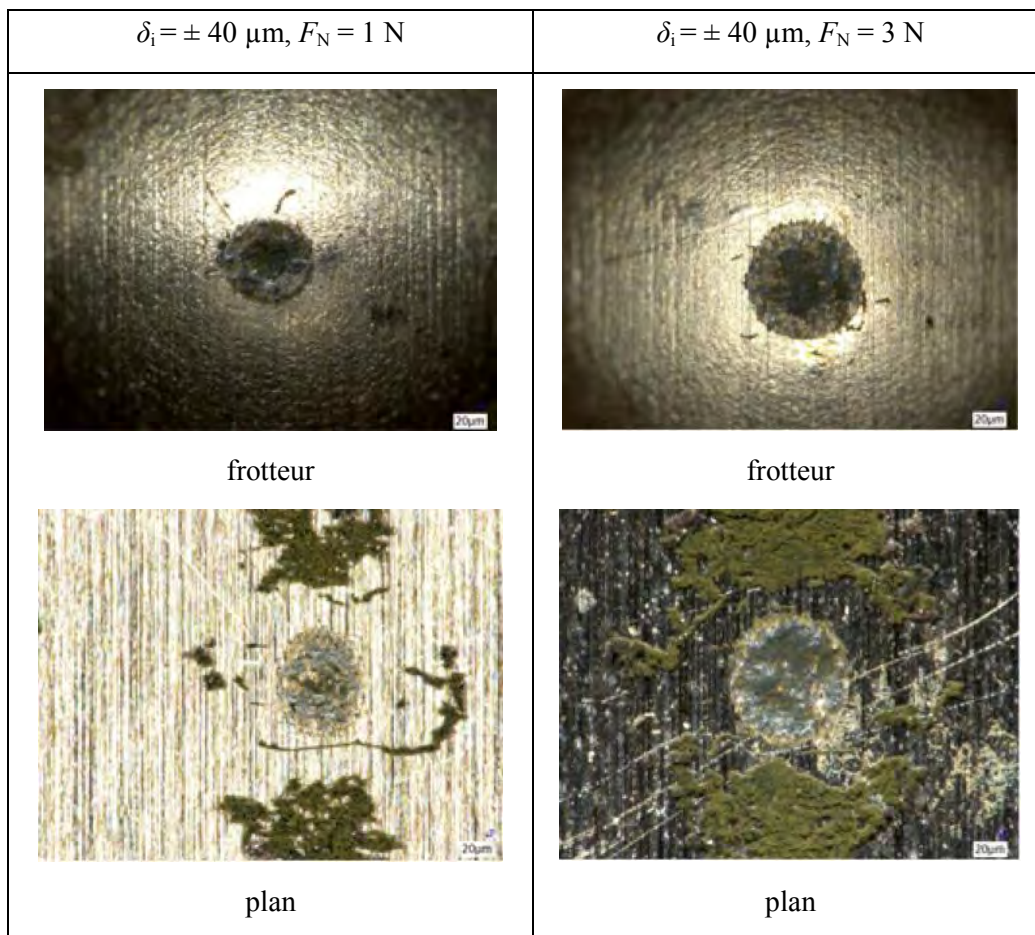


Figure 3.48 : Observation de traces d'usure, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

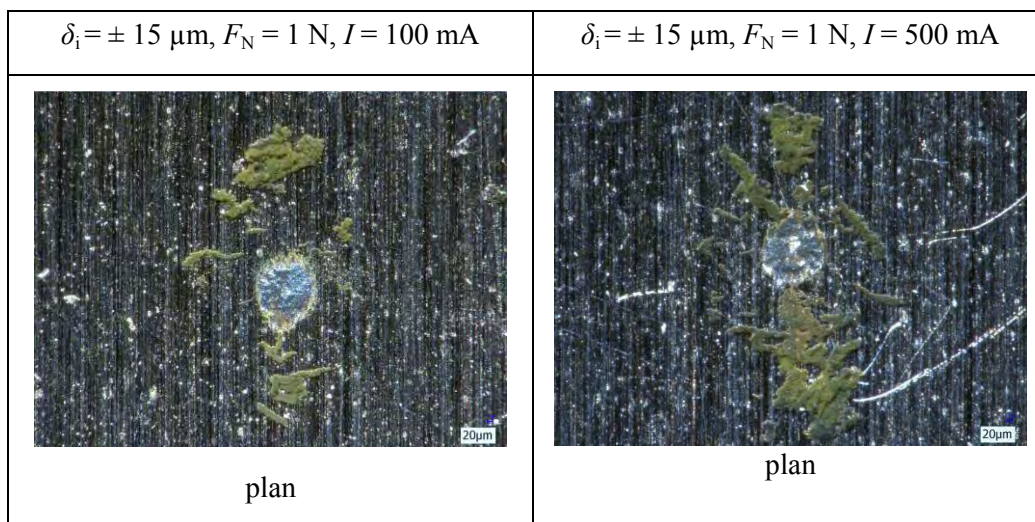


Figure 3.49 : Observation de traces d'usure, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

#### 2.4.2. Mécanismes d'accommodation de vitesse : cinétique de dégradation

Afin de mieux appréhender les mécanismes d'usure, il est utile d'analyser les mécanismes d'accommodation de vitesses dans le système tribologique. Une assignation des sites

d'accommodation à chaque échelle du triplet tribologique a été codifiée (Figure 3.50a)<sup>149</sup> :  $S_0$  pour le mécanisme (le dispositif d'essai),  $S_1$  et  $S_5$  pour les premiers corps (matériaux du contact),  $S_2$  et  $S_4$  pour les écrans (contaminants présents sur les premiers corps) et  $S_3$  pour le troisième corps (éléments interfaciaux). Les modes possibles d'accommodation habituellement observés dans un contact frottant sont désignés par :  $M_0$  élastique,  $M_1$  plastique,  $M_2$  rupture,  $M_3$  cisaillement et  $M_4$  rouleaux (Figure 3.50b). Chaque association d'un site et d'un mode définit un mécanisme d'accommodation de vitesse  $S_i M_j$  spécifique.

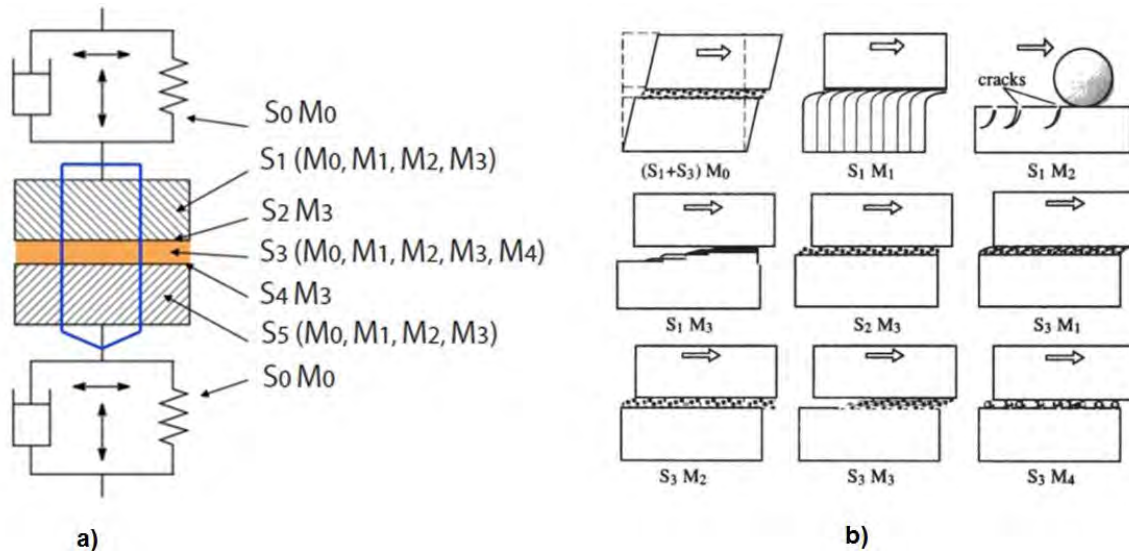


Figure 3.50 : (a) Localisation de sites et de mécanismes d'accommodation dans le triplet tribologique<sup>149</sup>; (b) mécanismes d'accommodation dans un contact frottant.

### *Cinétique de dégradation*

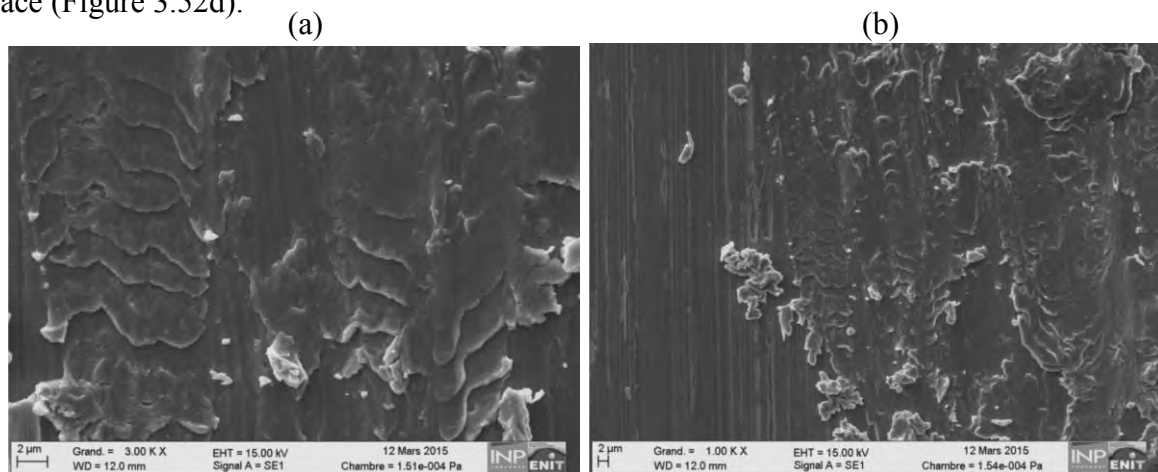
Afin de mieux cerner les étapes de la dégradation des surfaces, trois essais interrompus après 140 cycles (après le pré-test), 500 cycles et  $20 \cdot 10^3$  cycles ont été réalisés en couple CuSn6-CuSn6, en déplacement imposé  $\delta_1 = \pm 40 \mu\text{m}$ , sous une charge normale  $F_N = 1 \text{ N}$ , à  $f = 10 \text{ Hz}$ .

À 140 cycles (après 14 s de glissement et 11,2 mm de distance), les fortes interactions surfaciques entre les premiers corps génèrent de fortes déformations plastiques locales ( $S_1 M_1$  et  $S_5 M_1$ ) dues à la pression de contact élevées de 0,5 et 0,75 GPa respectivement pour 1 et 3 N, supérieure à la limite élastique du CuSn6 (Figure 3.51a). Des arrachements de matière vont former des débris lamellaires écrasés et cisailés dans le contact ( $S_3 M_3$ ) dont la plupart vont être ensuite éjectés vers la périphérie du contact (Figure 3.51b).

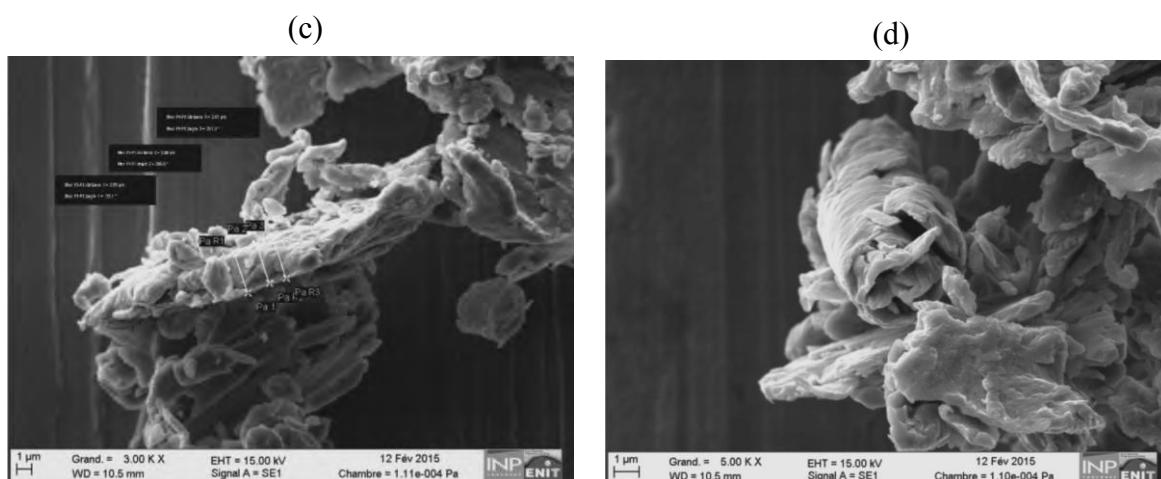
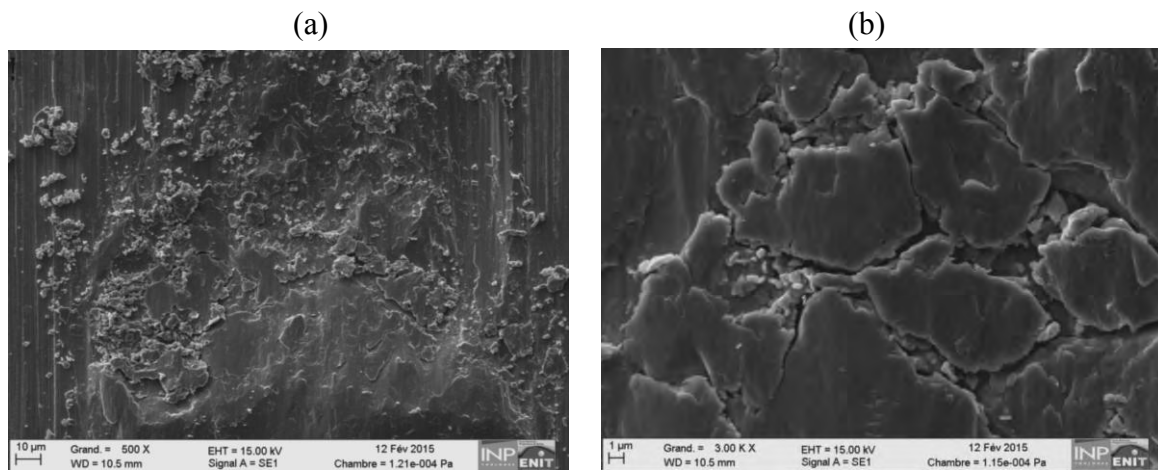
À 500 cycles (après 50 s de glissement et 40 mm de distance), une couche assez compacte forme un troisième corps naissant au centre de la trace (Figure 3.52a). Une fracturation de ce film ( $S_3 M_2$ ) est observée au bord de la trace ce qui va donner lieu à la formation de débris de faible taille et de forme irrégulière, issus du détachement progressif de ce troisième corps (Figure 3.52b). Outre des débris d'usure de forme lamellaire de 2,5 à  $3 \mu\text{m}$  d'épaisseur

<sup>149</sup> DENAPE J., BERTHIER Y., VINCENT L., Wear particle life in a sliding contact under dry conditions: third body approach, *Fundamentals of Tribology and Bridging the Gap Between the Macro-and Micro/Nanoscales*, Ed. Springer, pp. 393-411, 2001.

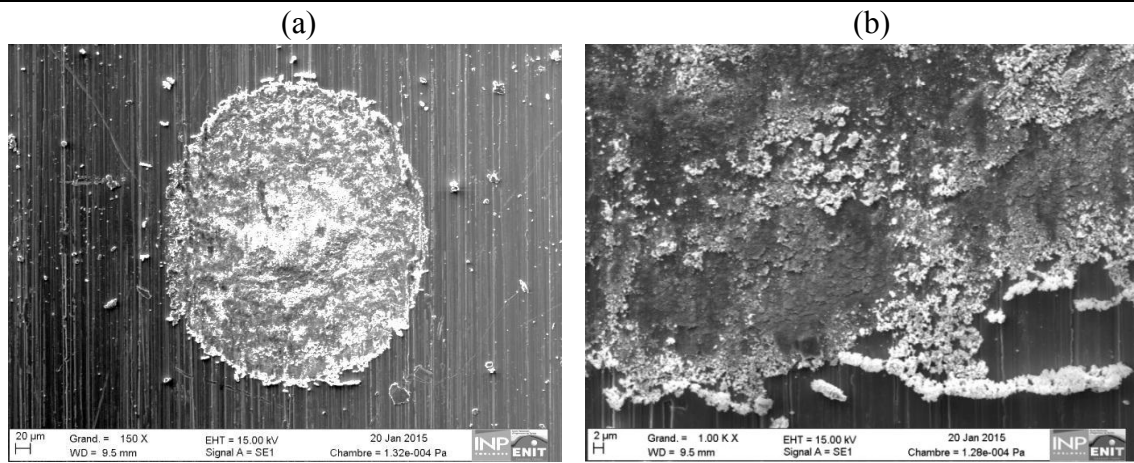
(Figure 3.52c), des paquets de débris éjectés parfois roulés sont aussi observés en bord de trace (Figure 3.52d).



**Figure 3.51 : Micrographies de la trace d’usure d’un échantillon plan après 140 cycles (14 s), essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ , (a) grandissement  $\times 3000$  (b) grandissement  $\times 1000$ .**



**Figure 3.52 : Micrographies de la trace d’usure d’un échantillon plan après 500 cycles (50 s), essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ , (a) grandissement  $\times 500$ , (b) grandissement  $\times 3000$ , (c) grandissement  $\times 5000$ , (d) grandissement  $\times 3000$ .**

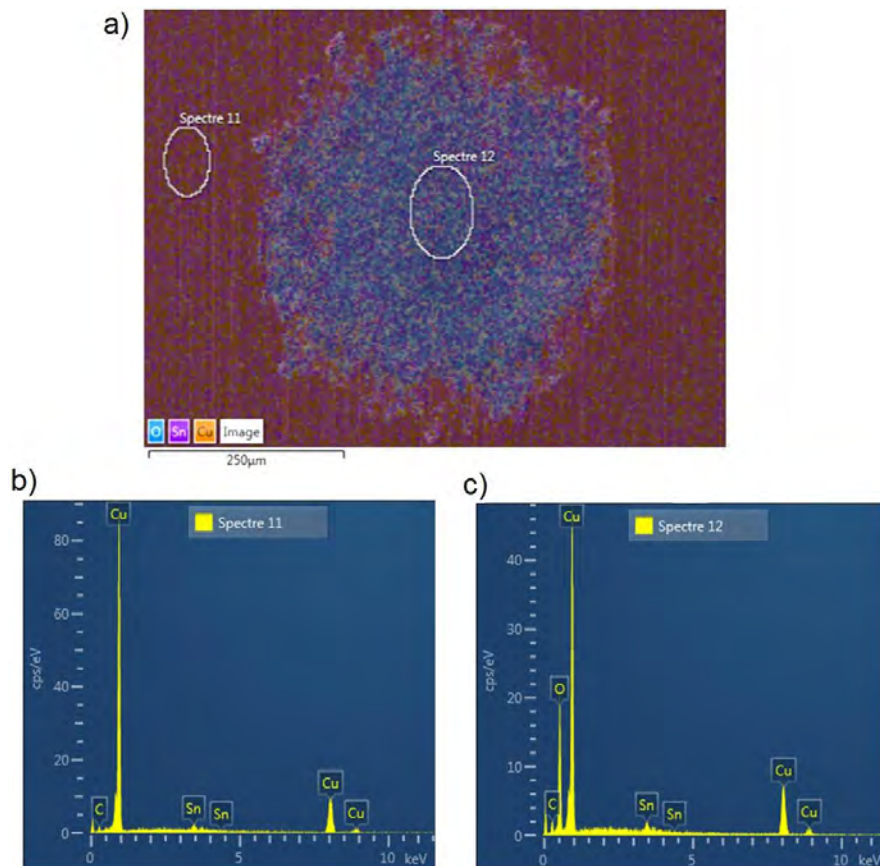


**Figure 3.53 : Micrographies de la trace d'usure d'un échantillon plan après 20 000 cycles (2000 s), essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ , (a) grandissement  $\times 150$ , (b) grandissement  $\times 1000$ .**

A  $20 \cdot 10^3$  cycles (2000 s de glissement et 1,6 m de distance), la trace d'usure montre une forme elliptique bien définie, couverte de débris de très faible taille (Figure 3.53a), et repoussés en périphérie (Figure 3.53b).

### 2.4.3. Analyse chimique EDX

Le niveau d'oxydation des traces d'usure peut être estimé par analyse EDX. La Figure 3.54 montre la cartographie d'une trace d'usure sur CuSn6 après  $20 \cdot 10^3$  cycles.



**Figure 3.54 : (a) Cartographie EDX de la trace d'usure sur l'échantillon plan, (b) spectre hors trace, (c) spectre dans la trace, essai en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.**

La surface de l'échantillon en CuSn6 qui n'a pas subi de frottement possède un pic d'oxygène très faible voire négligeable, alors que le spectre relevé au sein de la trace confirme une présence importante d'oxygène ayant réagi avec le cuivre du troisième corps étalée dans la zone centrale et en bordure de la trace. Les pics associés à l'étain restent inchangés par rapport au premier corps non altéré.

#### 2.4.4. Circuit tribologique

Sur la base de l'approche du troisième corps et des mécanismes d'accommodation, on peut définir deux phases principales successives :

- La première phase (régime transitoire) est liée à la naissance du troisième corps par déformation plastique des surfaces en contact  $S_1M_1$  et  $S_5M_1$ . Les efforts tangentiels de frottement entre les premiers corps  $S_1$  et  $S_5$  vont atteindre leurs valeurs maximales à cause de fortes interactions adhésives entre surfaces métalliques (Figure 3.55a). La formation du troisième corps (débit source) par détachements de particules se produit par cisaillement  $S_1M_3$  (Figure 3.55b). Ce troisième corps fortement adhérent est ensuite écrasé et étalé dans le contact ( $S_3M_3$ ) en restant piégé (débit interne). Il atteint la périphérie de la trace sous forme de paquets de débris lamellaires (débit d'usure).
- La deuxième phase (régime permanent) est liée à l'oxydation du troisième corps avec la formation de débris de petite taille broyées et oxydées (Figure 3.55c). Ce troisième corps oxydé circulant dans le contact (débit interne) est le responsable de la perte totale de conductivité électrique. Une fréquence et une amplitude de déplacement élevées vont favoriser l'éjection de ces petites particules (débit d'usure).

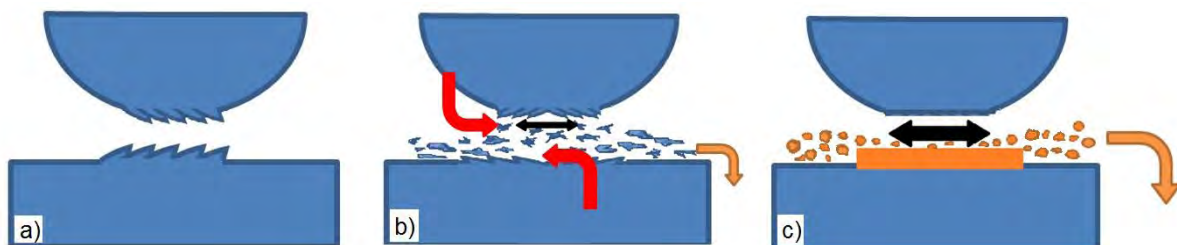


Figure 3.55 : Scénario d'usure et débits de matière pour un couple frottant CuSn6-CuSn6 ; Première phase : (a) formation du troisième corps par déformation plastique et (b) détachement des particules ; deuxième phase : (c) régime permanent avec lit de troisième corps oxydé cohésif.

## 2.5. Réponse électrique

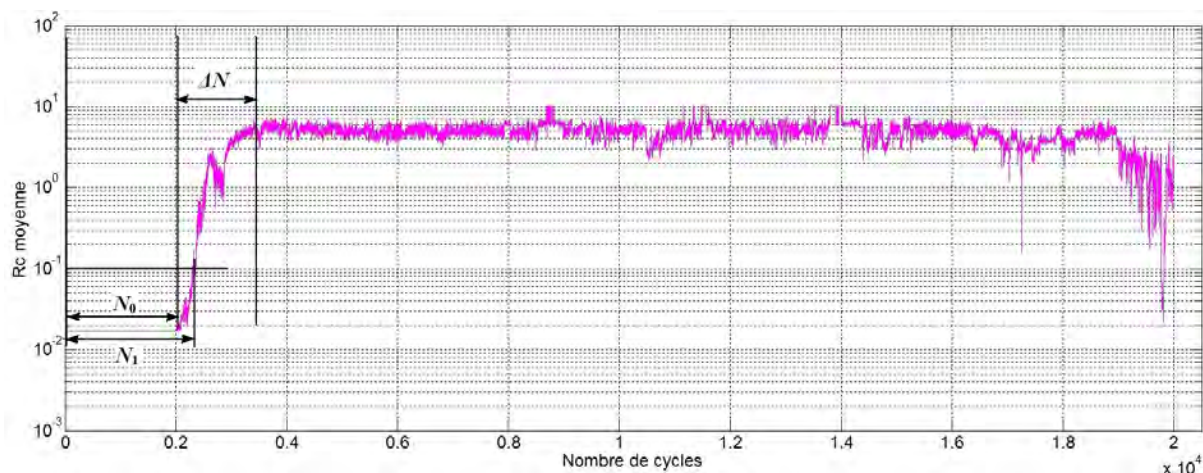
### Données expérimentales

Dans la première partie de ce chapitre (§1.6), les évolutions de la résistance électrique de contact  $R_c$  en fretting-usure pour un couple frottant CuSn4-CuSn4 ont été comparées à déplacement imposé  $\delta_i$  et à force d'actionneur imposée  $F_{ai}$ . Une durée de vie finie du contact électrique a été observée pour ces deux modes d'asservissement. Ce comportement est indépendant de la concentration d'étain dans le bronze.

Ainsi avec un couple CuSn6-CuSn6 à sec, on observe le même comportement de la résistance électrique du contact  $R_c$  en fonction des différentes conditions opératoires (amplitude de

déplacement, force normale, fréquence d'excitation et intensité de courant), défini par trois phases successives (Figure 3.56) clairement visibles pour tous les essais :

- Une phase initiale stable avec une valeur très faible de la résistance électrique (entre 15 et 20 mΩ). Le nombre de cycles  $N_0$  avant que la résistance électrique  $R_c$  n'enregistre sa première augmentation au-dessus de 20 mΩ, sert à définir un premier paramètre d'endurance électrique du contact.
- Une phase transitoire où se déclenche l'augmentation, parfois brutale, de la résistance de contact. Un deuxième paramètre d'endurance  $N_1$  est défini comme le nombre de cycles nécessaire pour atteindre un seuil  $R_c^* = 100$  mΩ lors de cette phase. Le nombre de cycles de la phase transitoire est noté  $\Delta N$  et correspond à un troisième paramètre d'endurance.
- Une phase stationnaire où le contact électrique est irréversiblement perdu, caractérisée par une valeur de résistance électrique du contact qui reste élevée. La résistance électrique moyenne de contact correspond à la résistance électrique enregistrée à chaque cycle et moyennée sur les  $20 \cdot 10^3$  cycles de l'essai. Cette valeur va dépendre principalement de l'intensité de courant utilisée.



**Figure 3.56 : Évolution temporelle de la résistance électrique de contact  $R_c$  d'un couple CuSn6-CuSn6 à déplacement imposé  $\delta_i = \pm 15$   $\mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  N,  $f = 10$  Hz,  $I = 100$  mA,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.**

Ces différentes phases de l'évolution de la résistance électrique du contact  $R_c$  en fretting ont été corroborées par de nombreux auteurs<sup>150,151,152</sup>. L'ensemble des résultats sur la campagne d'essai est rassemblé dans le Tableau 3.10.

<sup>150</sup> REN W., DU Y., CUI L., PENG W., JIANG S., Research on fretting regimes of gold-plated copper alloy electrical contact material under different vibration amplitude and frequency combinations, *Wear* 321, pp. 70-78, 2014.

<sup>151</sup> PARK Y. W., JOO H. G., LEE K. Y., Effect of intermittent fretting on corrosion behavior in electrical contact, *Wear* 268, n° 3, pp. 353-360, 2010.

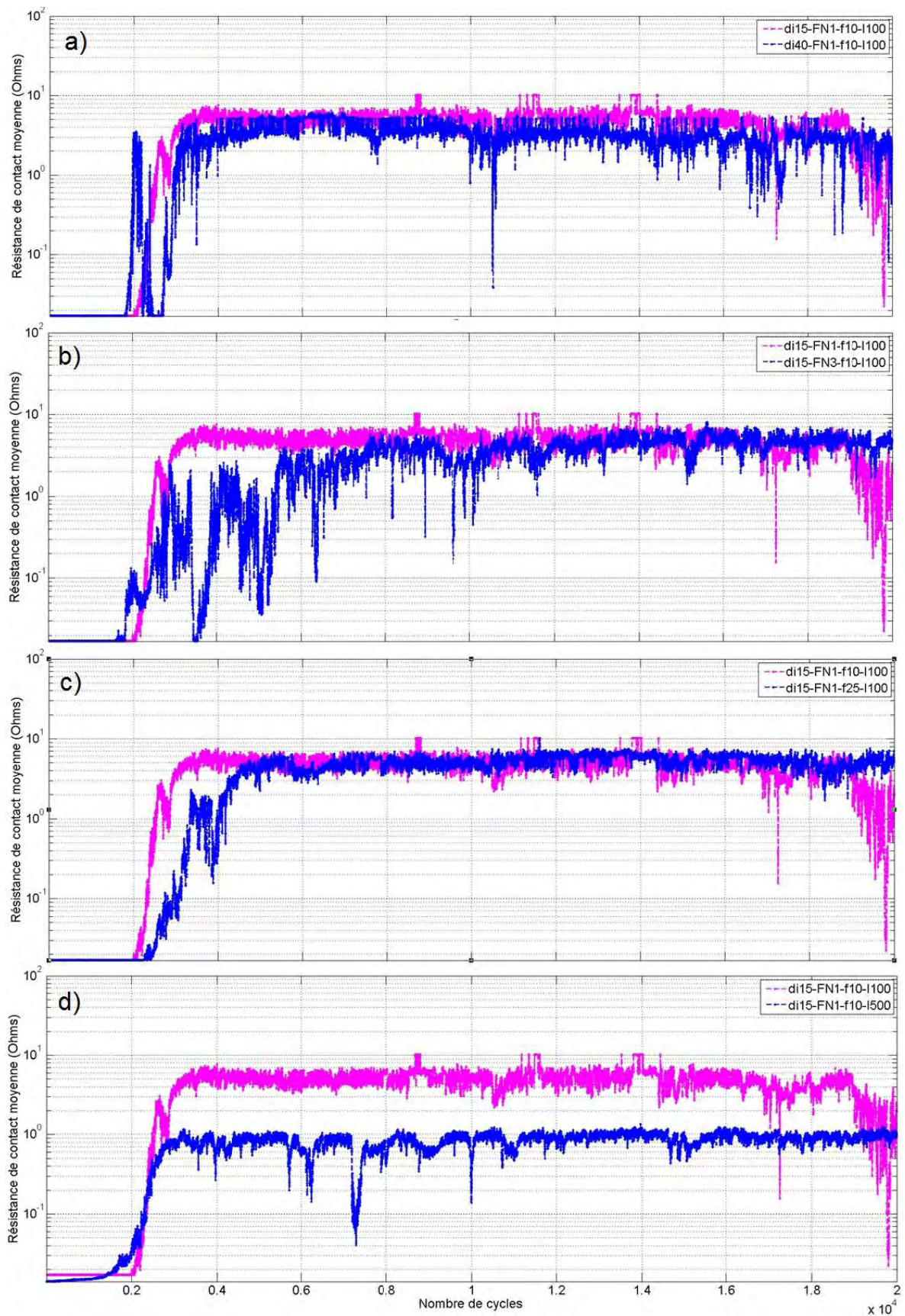
<sup>152</sup> BOUZERA A., CARVOU E., EL ABDI R., BEJEMAA N., TRISTANI I., ZINDIDE E. M., Study of minimum fretting for connectors used in automotive applications, *Electrical Engineering* 95 (3), pp. 201-208, 2013.

Dans un premier temps, la Figure 3.57 compare l'effet de l'amplitude de déplacement (essai 9), de la charge normale (essai 5), de la fréquence d'excitation (essai 3) et de l'intensité du courant (essai 2) à un essai de référence (essai 1).

- L'augmentation de l'amplitude de déplacement montre des évolutions de résistance assez proches en termes de seuil  $N_0$  et de durée de la phase transitoire  $\Delta N$  (Figure 3.57a), mais avec une plus forte instabilité au sein de la phase transitoire.
- L'augmentation de la charge normale allonge fortement la durée de la phase transitoire avec des reprises intermittentes du passage du courant (Figure 3.57b).
- L'augmentation de la fréquence retarde également l'apparition de la phase de perte définitive de conductivité du contact (Figure 3.57c).
- Enfin, l'augmentation de l'intensité du courant ne semble pas avoir une influence forte pour ces deux essais car la résistance finale du contact est dans le même rapport que les intensité de courant, soit un rapport proche de 5 (Figure 3.57d).

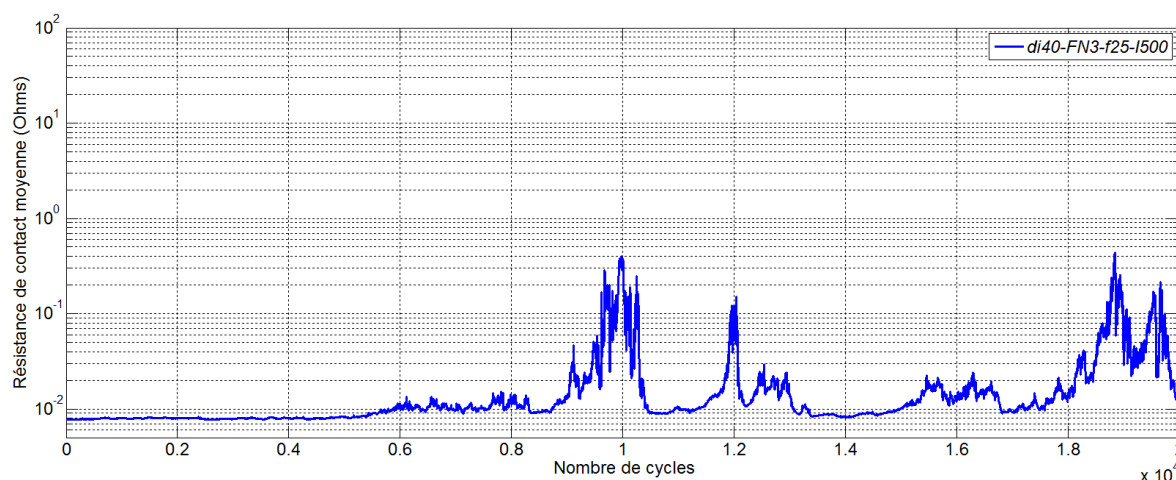
n°	$\delta_i$ ( $\mu\text{m}$ )	$F_N$ (N)	$f$ (Hz)	$I$ (mA)	$N_0$ (cycles)	$N_1$ (cycles)	$\Delta N$ (cycles)	$R_c$ ( $\Omega$ )
1	$\pm 15$	1	10	100	$2033 \pm 1$	$2033 \pm 1$	$1367 \pm 80$	$4,21 \pm 2,1$
2	$\pm 15$	1	10	500	$1339 \pm 3$	$2129 \pm 3$	$1889 \pm 76$	$0,75 \pm 0,3$
3	$\pm 15$	1	25	100	$2296 \pm 1$	$2665 \pm 1$	$2714 \pm 220$	$4,78 \pm 2,2$
4	$\pm 15$	1	25	500	$2269 \pm 3$	$2719 \pm 3$	$3330 \pm 114$	$0,78 \pm 0,4$
5	$\pm 15$	3	10	100	$1689 \pm 1$	$1897 \pm 1$	$5967 \pm 237$	$2,97 \pm 2,0$
6	$\pm 15$	3	10	500	$880 \pm 3$	$1545 \pm 3$	$2762 \pm 44$	$0,81 \pm 0,3$
7	$\pm 15$	3	25	100	$2451 \pm 1$	$2609 \pm 1$	$2185 \pm 54$	$3,35 \pm 1,8$
8	$\pm 15$	3	25	500	$1788 \pm 3$	$2157 \pm 3$	$1530 \pm 80$	$0,73 \pm 0,3$
9	$\pm 40$	1	10	100	$1856 \pm 1$	$1936 \pm 1$	$1624 \pm 70$	$2,85 \pm 1,5$
10	$\pm 40$	1	10	500	$2291 \pm 3$	$2916 \pm 3$	$2793 \pm 194$	$0,57 \pm 0,3$
11	$\pm 40$	1	25	100	$2802 \pm 1$	$2872 \pm 1$	$2900 \pm 81$	$3,67 \pm 1,8$
12	$\pm 40$	1	25	500	$2174 \pm 3$	$2418 \pm 3$	$1330 \pm 98$	$0,57 \pm 0,3$
13	$\pm 40$	3	10	100	$2386 \pm 1$	$2561 \pm 1$	$1773 \pm 196$	$1,90 \pm 1,4$
14	$\pm 40$	3	10	500	$1838 \pm 3$	$2348 \pm 3$	$1805 \pm 83$	$0,43 \pm 0,3$
15	$\pm 40$	3	25	100	$3846 \pm 1$	$4196 \pm 1$	$3883 \pm 46$	$1,21 \pm 1,2$
16	$\pm 40$	3	25	500	$5463 \pm 3$	$9576 \pm 3$	$4515 \pm 52$	$0,02 \pm 0,0$

Tableau 3.10 : Endurance et résistance électrique  $R_c$  moyenne pour le couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$  et  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.



**Figure 3.57 :** Influence des conditions opératoires sur l'évolution de la résistance électrique de contact en couple CuSn6-CuSn6 (a)  $\delta_i = \pm 15$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ , (b)  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ , (c)  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ , (d)  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ .





**Figure 3.58 : Évolution temporelle de la résistance électrique de contact  $R_c$ , essai à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 3 \text{ N}$ ,  $f = 25 \text{ Hz}$ ,  $I = 500 \text{ mA}$ .**

Pour la présente étude, parmi toutes les configurations testées, les conditions opératoires ayant conduit au meilleur comportement en endurance électrique ont été obtenues pour les conditions les plus élevées, c'est-à-dire pour une amplitude de déplacement  $\delta_i \pm 40 \mu\text{m}$ , une charge normale de 3 N, une fréquence de 25 Hz et une intensité de 500 mA (essai 16, Figure 3.58).

### *Paramètres prépondérants*

Afin de mieux déterminer les paramètres ayant les effets prépondérants sur l'endurance électrique du contact pour le couple CuSn6-CuSn6 en fretting-usure, une nouvelle analyse de variance a été menée sur l'ensemble des essais (Tableau 3.11).

Paramètres	$F(N_0)$	$p(N_0)$	$F(N_1)$	$p(N_1)$	$F(\Delta N)$	$p(\Delta N)$	$F(R_c)$	$p(R_c)$
$\delta_i$	<b>11,62</b>	<b>0,014</b>	4,19	0,087	2,34	0,177	<b>29,57</b>	<b>0,002</b>
$F_N$	0,95	0,366	1,13	0,329	1,21	0,314	<b>22,14</b>	<b>0,003</b>
$f$	<b>14,56</b>	<b>0,009</b>	3,53	0,109	0,69	0,437	0,52	0,497
$I$	1,00	0,355	0,22	0,657	0,13	0,734	<b>223,87</b>	<b>0,000</b>

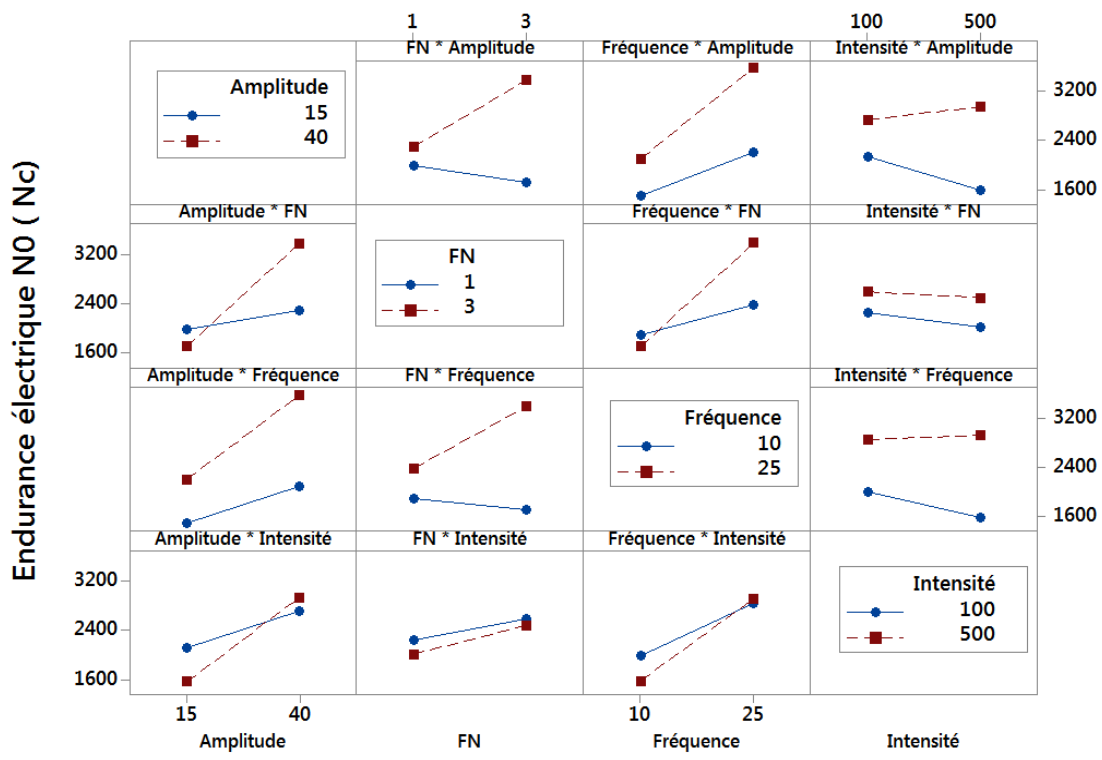
**Tableau 3.11 : Facteurs de variabilité  $F$  et  $p$  calculés pour les réponses en endurance électrique pour les quatre facteurs opératoires.**

Ainsi, la durée de la phase initiale conductrice  $N_0$  est fortement influencée par l'amplitude de déplacement  $\delta_i$  et la fréquence d'excitation  $f$  (facteurs de variabilité  $F > 1$  et  $p < 0,05$ ) mais peu par la charge normale  $F_N$ . En revanche, ni la durée  $N_1$  (seuil de résistance  $R_c^* = 0,1 \Omega$ ), ni la durée de la phase transitoire  $\Delta N$  ne semblent liées aux conditions opératoires. Enfin, la résistance électrique du contact dépend fortement de l'amplitude de déplacement et de la charge normale (facteurs de variabilité  $F$  très haut et  $p$  très bas). La dépendance très forte entre résistance électrique et intensité du courant n'est autre que le reflet de la loi d'Ohm : on retrouve un même rapport 5 entre courant et résistance pour une même tension.

**Evaluation des couplages**

L'analyse de la variance permet de déterminer également l'existence de couplage entre conditions opératoires. Cette analyse a d'abord été menée en considérant le premier paramètre d'endurance électrique du contact  $N_0$  avec la combinaison de deux facteurs (Figure 3.59).

Aucune interaction entre les paramètres opératoires sur l'endurance électrique n'est clairement apparue (les traits croisés montrent des interactions non significatives). Le calcul des facteurs de variabilité confirme qu'aucune des combinaisons étudiées ne satisfait les conditions  $F > 1$  et  $p < 0,05$  traduisant un couplage fort, ni pour le seuil de résistance  $N_1$ , ni pour la durée de la phase transitoire  $\Delta N$ , ou la résistance électrique du contact (Tableau 3.12).



**Figure 3.59 : Graphique des interactions entre deux conditions opératoires sur l'endurance électrique  $N_0$  d'un contact CuSn6-CuSn6 à sec.**

Couplages	$F(N_0)$	$p(N_0)$	$F(N_1)$	$p(N_1)$	$F(\Delta N)$	$p(\Delta N)$	$F(R_c)$	$p(R_c)$
$\delta_i$ et $F_N$	5,08	0,065	2,39	0,173	0,07	0,803	4,86	0,070
$\delta_i$ et $I$	1,92	0,216	1,86	0,222	0,16	0,704	0,80	0,406
$F_N$ et $f$	3,46	0,112	2,14	0,193	0,43	0,536	4,47	0,079
$F_N$ et $I$	0,01	0,919	0,44	0,530	2,11	0,196	3,97	0,093
$f$ et $I$	0,70	0,435	0,70	0,434	2,94	0,137	2,06	0,201

**Tableau 3.12 : Facteurs de variabilité  $F$  et  $p$  calculés pour les réponses en endurance électrique pour l'étude des couplages pour les quatre facteurs opératoires.**

### Discussion

Lorsque la charge normale  $F_N$  augmente, la pression de contact et l'aire de contact augmentent en favorisant la formation de jonctions métalliques entre les premiers corps conducteurs électriquement, garantissant ainsi le passage partiel ou total du courant électrique. Cet effet de la charge a été étudié par Braunovic<sup>153</sup> sur plusieurs couples métalliques frottants. Une force normale plus importante favorise également la fracturation d'un troisième corps oxydé et friable. Toutes ces conditions sont favorables au retardement de l'apparition de la phase non conductrice du courant. De même, une amplitude de déplacement importante conduit à un abaissement de la résistance électrique du contact en favorisant le débit d'usure par l'éjection des débris d'oxyde. Ren *et al.*<sup>154</sup>, pour des contacts dorées en fretting, notent une diminution de la résistance électrique lorsque l'intensité du courant augmente. Alamaraguy *et al.*<sup>155</sup>, pour des contacts étamés, trouvent que pour des intensités comprises entre 10 et 100 mA, la résistance électrique du contact  $R_c$  fluctue fortement, alors qu'au dessus de 100 mA les variations de résistance électrique sont faibles. Un tel comportement semble être associé à des effets électrostatiques dans la couche des débris d'oxyde. Park *et al.*<sup>156</sup> en étudiant l'effet du courant électrique sur des contacts étamés à charge normale constante ( $F_N = 0,5$  N) et à déplacement constant ( $\delta_i = \pm 25$   $\mu\text{m}$ ), montrent que la réduction de l'endurance électrique est associée à une accumulation importante des débris oxydés pour les fortes intensités ( $I = 3$  A). Cet effet serait lié à la destruction successive des couches d'oxydes et à l'oxydation accélérée du métal par des intensités importantes du courant. Des amplitudes de déplacement et des fréquences élevées vont avoir une incidence sur les mécanismes d'accommodation, en facilitant l'éjection de débris, en particulier lors des changements de sens de glissement. Selon Antler<sup>157</sup>, l'effet retardateur de la fréquence sur la perte de conductivité a été associé aux cinétiques d'oxydation : une faible fréquence va entraîner un taux d'oxydation plus important et favoriser la formation d'un troisième corps isolant.

### Synthèse partielle

Le comportement électrique en fretting-usure du couple CuSn6-CuSn6 à sec a une durée de vie limitée. L'augmentation de l'amplitude de déplacement et de la fréquence d'excitation favorise la durée de la phase initiale conductrice, exprimée en nombres de cycles par le paramètre d'endurance  $N_0$  (la charge a un effet retardateur uniquement à fortes amplitudes). En outre, l'amplitude de déplacement et la charge jouent sur la durée de la phase transitoire

---

<sup>153</sup> BRAUNOVIC M., Fretting corrosion between aluminum and different contact materials, *Proc. of 22<sup>nd</sup> Holm Conf. on Electrical Contacts, Chicago-USA*, pp. 223-231, 1977.

<sup>154</sup> REN W., WANG P., SONG J., ZHAI G., Effects of current load on wear and fretting corrosion of gold-plated electrical contacts, *Tribology Int.* 70, pp. 75-82, 2014.

<sup>155</sup> ALAMARGUY D., LÉCAUDÉ N., CHRÉTIEN P., NOËL S., TESTÉ P., Current effect on fretting degradation of hot dipped tin contacts, *Proc. of the 21<sup>st</sup> Int. Conf. on Electrical Contacts (ICEC)*, pp. 179-184, 2002.

<sup>156</sup> PARK Y. W., BAPU GNK R., LEE K.Y., The influence of current load on fretting of electrical contacts, *Tribology Int.* 42 (5), pp. 682-689, 2009.

<sup>157</sup> ANTLER M., Contact fretting of electronic connectors, *IEICE Transactions on Electronics*, 82, pp. 3-12, 1999.

(perte progressive de conductivité), caractérisée par le paramètre  $\Delta N$ , conformément à la littérature (Figure 3.60).

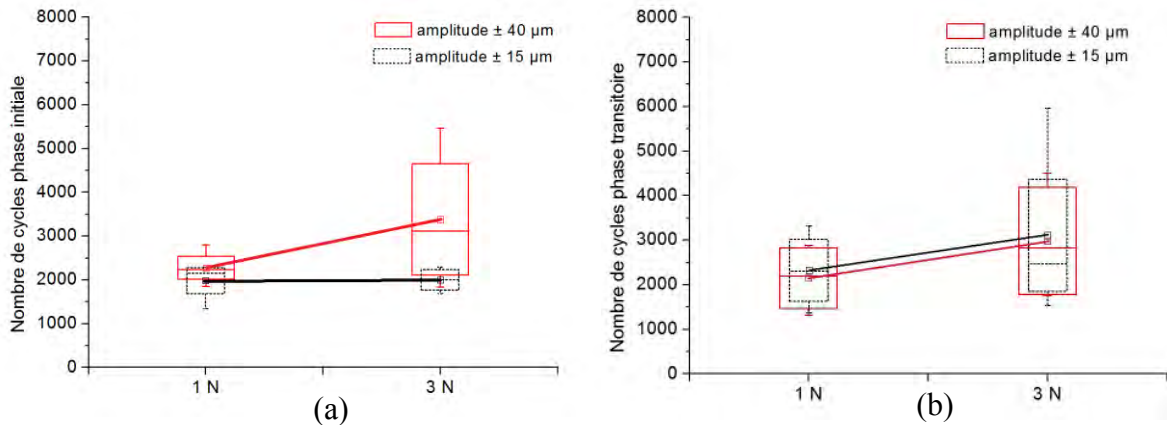


Figure 3.60 : Influence de la charge normale et de l'amplitude de déplacement sur les paramètres d'endurance de la phase initiale ( $N_0$ ) et de la phase transitoire ( $\Delta N$ ).

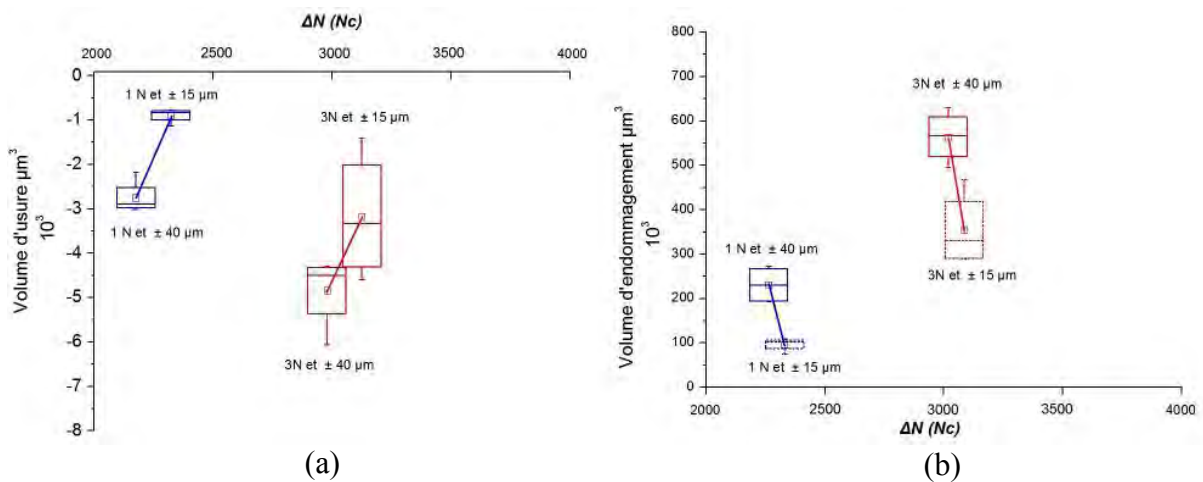


Figure 3.61 : Influence de la charge normale et de l'amplitude de déplacement sur les volumes d'usure et d'endommagement pour le paramètre d'endurance de la phase transitoire ( $\Delta N$ ).

L'augmentation de l'amplitude de déplacement et de la charge augmente également les volumes d'usure et d'endommagement, ce qui montre que l'extension des dommages est plutôt favorable au maintien de la conductivité électrique, en renouvelant les surfaces frottantes et en éliminant plus efficacement les particules oxydées hors du contact (Figure 3.61).

## 2.6. Réponse acoustique

Les signaux acoustiques (ondes élastiques) ne sont que la traduction en tension de l'excitation d'un capteur piézoélectrique  $s(t)$ . Ce signal est pré amplifié et filtré avant d'être numérisé par une centrale d'acquisition dédiée. Parmi les nombreux paramètres (vingt-deux) pouvant être extraits des signaux acoustiques par le logiciel NOESIS™, cinq paramètres ont été sélectionnés :

- la *fréquence du centroïde* ou fréquence du barycentre  $f_c$  (kHz), représentée par le pic d'amplitude maximale de la transformée de Fourier du signal  $s(t)$ ,

- l'amplitude acoustique moyenne  $A_{ea}$  (dB<sub>ea</sub>),
- le *nombre cumulé de coups (counts)*  $N_{counts}$ , nombre d'alternances qui dépassent le seuil de détection (28 dB<sub>ea</sub>) dans la salve acoustique,
- l'*énergie acoustique absolue*  $E_{abs}$  (aJ), calculée directement par le logiciel comme l'intégrale du signal  $s(t)$  au carré et normée par la résistance électrique de référence  $R_e$  du dispositif d'acquisition d'émission acoustique, sur la période de mesure,
- le *nombre cumulé de salves (hits)*  $N_{hits}$ , ce paramètre indique le niveau d'émissivité acoustique.

### ***Données expérimentales et analyse de la variance***

Les paramètres de réponse acoustique des 16 essais sont regroupés dans le Tableau 3.13.

n°	Fréquence du centroïde $f_c$ (kHz)	Amplitude moyenne EA (dB <sub>ea</sub> )	Nombre cumulé de coups $10^3$	Energie absolue cumulée ( $10^3$ aJ)	Nombre cumulé de salves $10^3$
1	278 ± 31	30,3 ± 2,7	3,1 ± 0,5	29 ± 0,8	0,82 ± 0,15
2	267 ± 33	31,0 ± 2,9	95 ± 11	200 ± 34	26,3 ± 3,5
3	295 ± 22	29,0 ± 1,5	22,9 ± 0,4	62 ± 11	20,3 ± 0,3
4	274 ± 34	30,8 ± 2,9	89 ± 11	190 ± 0,4	26,8 ± 5,9
5	278 ± 30	29,8 ± 2,1	1,8 ± 0,2	34 ± 0,4	0,57 ± 0,09
6	268 ± 32	30,8 ± 2,6	142 ± 16	300 ± 46	10,91 ± 0,52
7	300 ± 23	28,9 ± 1,4	15 ± 2	41 ± 4,7	9,84 ± 0,02
8	282 ± 30	30,2 ± 2,3	34 ± 4	74 ± 9,7	12,7 ± 3,8
9	270 ± 37	30,8 ± 3,0	59 ± 8	140 ± 31	10,92 ± 2,4
10	274 ± 32	30,5 ± 2,7	207 ± 28	450 ± 96	56,2 ± 6,5
11	249 ± 32	34,1 ± 3,6	2 720 ± 210	5 900 ± 530	67,7 ± 5,7
12	253 ± 33	32,8 ± 3,6	2 390 ± 270	5 200 ± 870	92 ± 18
13	290 ± 32	29,7 ± 2,2	70 ± 10	160 ± 33	21,7 ± 1,9
14	284 ± 30	29,7 ± 2,2	230 ± 40	630 ± 190	81 ± 10
15	212 ± 35	37,3 ± 3,7	4 680 ± 210	11 000 ± 510	47,4 ± 8,1
16	212 ± 33	37,1 ± 3,7	4 060 ± 180	9 300 ± 790	47 ± 10

**Tableau 3.13 : Paramètres de réponse acoustique, pour les essais du couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15$  et  $40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$  et  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.**

Une analyse de variance a été réalisée afin de déterminer les paramètres opératoires prépondérants sur la réponse acoustique, en s'appuyant sur les facteurs de discrimination  $F$  et  $p$  qui permettent d'établir une hiérarchie sur chacune de réponses acoustiques (Tableau 3.14).

Paramètres	$F(f_c)$	$p(f_c)$	$F(A_{ea})$	$p(A_{ea})$	$F(N_{hits})$	$p(N_{hits})$	$F(E_{abs})$	$p(E_{abs})$	$F(N_{counts})$	$p(N_{counts})$
$\delta_i$	<b>12,93</b>	<b>0,016</b>	<b>24,27</b>	<b>0,004</b>	<b>105,23</b>	<b>0,000</b>	<b>173,06</b>	<b>0,000</b>	<b>234,63</b>	<b>0,000</b>
$F_N$	0,48	0,518	0,59	0,477	5,48	0,066	2,78	0,156	2,31	0,189
$f$	<b>6,27</b>	<b>0,054</b>	<b>16,19</b>	<b>0,010</b>	<b>18,68</b>	<b>0,008</b>	<b>112,08</b>	<b>0,000</b>	<b>156,48</b>	<b>0,000</b>
$I$	0,89	0,389	0,43	0,539	<b>33,43</b>	<b>0,002</b>	1,13	0,337	2,61	0,167

**Tableau 3.14 : Facteurs de variabilité  $F$  et  $p$  calculés pour les réponses acoustiques pour les quatre facteurs opératoires.**

Les résultats de l'ANOVA montrent que tous les paramètres acoustiques semblent être sensibles à des variations de l'amplitude de déplacement et de la fréquence d'excitation. On s'attend donc à une génération d'émissions acoustiques à forte énergie associée à des grandes cinématiques liées à des vitesses plus importantes. En outre, la charge appliquée n'influencerait pas les paramètres acoustiques et la seule réponse acoustique influencée par l'intensité de courant de mesure est le nombre cumulé de salves.

Couplages	$F(f_c)$	$p(f_c)$	$F(A_{ea})$	$p(A_{ea})$	$F(N_{hits})$	$p(N_{hits})$	$F(E_{abs})$	$p(E_{abs})$	$F(N_{counts})$	$p(N_{counts})$
$\delta_i$ et $F_N$	1,50	0,275	2,54	0,172	1,07	0,349	<b>6,69</b>	<b>0,049</b>	<b>7,22</b>	<b>0,043</b>
$\delta_i$ et $f$	<b>19,82</b>	<b>0,007</b>	<b>28,13</b>	<b>0,003</b>	0,00	0,960	<b>106,98</b>	<b>0,000</b>	<b>139,98</b>	<b>0,000</b>
$\delta_i$ et $I$	1,00	0,364	1,95	0,221	0,19	0,680	0,15	0,715	0,73	0,431
$F_N$ et $f$	3,30	0,129	4,84	0,079	6,03	0,057	2,92	0,148	3,70	0,113
$F_N$ et $I$	0,01	0,913	0,04	0,854	0,73	0,433	0,14	0,728	0,22	0,659
$f$ et $I$	0,07	0,802	0,02	0,904	<b>17,03</b>	<b>0,009</b>	1,94	0,222	3,18	0,135

**Tableau 3.15 : Facteurs de variabilité  $F$  et  $p$  calculés pour les réponses en endurance électrique pour l'étude des couplages pour les quatre facteurs opératoires.**

Les couplages existants peuvent être identifiés par les facteurs discriminants  $F$  et  $p$  du Tableau 3.15. De fait, un couplage entre l'amplitude de déplacement et la fréquence d'excitation est observé pour la fréquence du centroïde et l'amplitude d'émission acoustique, ce qui suggère de nouveau que les mécanismes de dégradation dépendent de la cinématique du contact frottant indépendamment de la charge normale.

Bien que la charge normale n'ait pas d'influence directe ni sur l'énergie des salves acoustiques  $E_{abs}$  ni sur le nombre cumulé de coups  $N_{counts}$ , cette charge semble néanmoins couplée à l'amplitude de déplacement. Ainsi, l'énergie acoustique absolue  $A_{abs}$  semble n'être influencée que par des effets purement mécaniques (amplitude, fréquence et charge). Cette réponse s'avère cohérente, en considérant que l'énergie acoustique absolue constitue une des composantes de l'énergie dissipée par le contact frottant. Il faut cependant noter que les ordres de grandeur des valeurs de ces deux types d'énergie sont considérablement différents.

### *Analyse de l'influence des paramètres opératoires*

Les Figure 3.62 à Figure 3.64 comparent respectivement les valeurs du nombre cumulé de salves, de l'énergie acoustique absolue cumulée et de l'amplitude moyenne des EA pour les deux charges de 1 et 3 N. Les résultats sont classés par couleur selon les deux amplitudes de déplacement imposées  $\delta_i = \pm 15$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ , avec en abscisse les fréquences d'excitation  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$  et les valeurs d'intensité  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ .

#### *Nombre cumulé de salves*

Le nombre cumulé de salves (émissivité) enregistré lors des essais varie entre 567 salves (essai 5) et 92 046 salves (essai 12). Plus précisément, on observe que (Figure 3.62) :

- Le nombre cumulé de salves est d'autant plus important que l'amplitude de déplacement augmente. Cet effet est observé pour les deux charges. Cette observation est à nuancer dans la mesure où les distances parcourues varient dans un rapport de 2,7 entre les deux amplitudes de déplacement. Cependant, cet effet est notable.
- Les signaux acoustiques les plus émissifs sont captés à 1 N et non à 3 N, quelle que soit l'amplitude de déplacement, ce qui confirme le couplage entre l'amplitude de déplacement et la charge.
- L'effet de la fréquence d'excitation est différent selon la charge normale. L'augmentation du  $N_{\text{hits}}$  avec la fréquence d'excitation est plus fortement marquée pour la charge de 1 N.
- L'effet de l'intensité de courant est bien plus important pour la charge de 1 N et le déplacement de  $\pm 40 \mu\text{m}$  quelle que soit la fréquence d'excitation. La valeur maximale de  $N_{\text{hits}}$  est observée pour la charge de 1 N avec les conditions opératoires les plus élevées ( $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $25 \text{ Hz}$  et  $500 \text{ mA}$ ). A la charge de 3 N, l'influence du courant reste assez marquée à  $10 \text{ Hz}$  mais très faible à  $25 \text{ Hz}$ .

#### *Énergie absolue cumulée*

L'énergie absolue cumulée  $E_{\text{abs}}$  varie entre  $24 \cdot 10^3 \text{ aJ}$  (essai 1) et  $11 \cdot 10^6 \text{ aJ}$  (essai 15). On constate que (Figure 3.63) :

- Les salves acoustiques possèdent un niveau énergétique d'autant plus élevé que l'amplitude et la charge utilisées sont importantes.
- Il existe un effet direct de la fréquence d'excitation sur l'énergie absolue. Pour un débattement de  $\pm 15 \mu\text{m}$ , on observe une faible variation de l'énergie absolue quand le contact passe de  $10$  à  $25 \text{ Hz}$ , tandis qu'à  $\pm 40 \mu\text{m}$ , l'effet de passer de  $10$  à  $25 \text{ Hz}$  augmente l'énergie absolue dans un rapport 9.
- L'intensité du courant ne montre pas une influence significative sur l'énergie absolue  $E_{\text{abs}}$ . A une fréquence d'excitation de  $10 \text{ Hz}$ , l'intensité fait légèrement augmenter l'énergie absolue quels que soient le déplacement et la charge. A  $25 \text{ Hz}$  cette légère augmentation n'est observée qu'à  $\pm 15 \mu\text{m}$ , pour les deux charges, alors qu'à  $\pm 40 \mu\text{m}$ , l'augmentation du courant fait diminuer l'énergie absolue quelle que soit la charge.

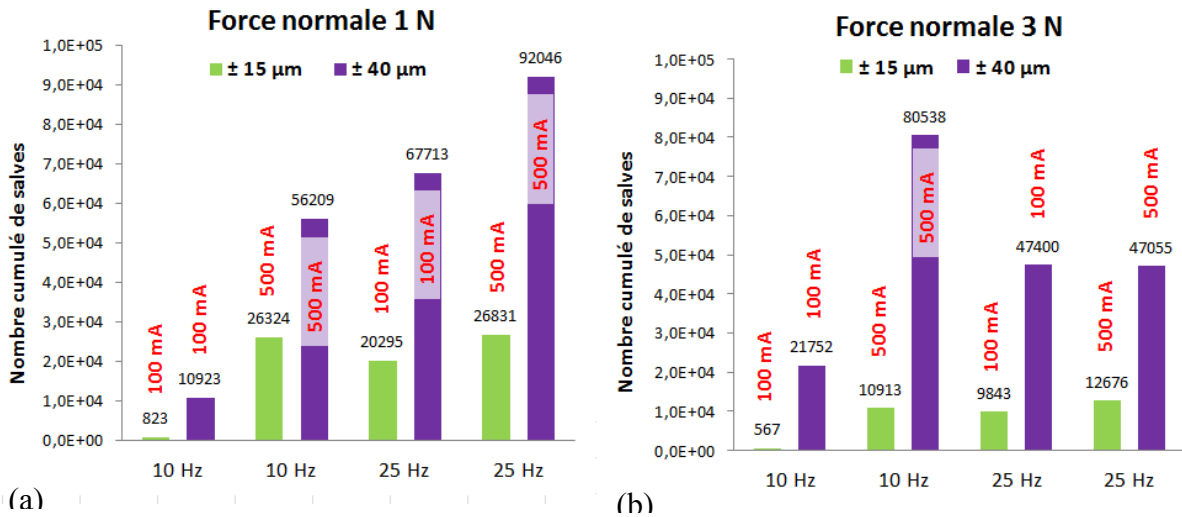


Figure 3.62 : Nombre cumulé de salves ; essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles (a)  $F_N = 1 \text{ N}$  et (b)  $F_N = 3 \text{ N}$ .

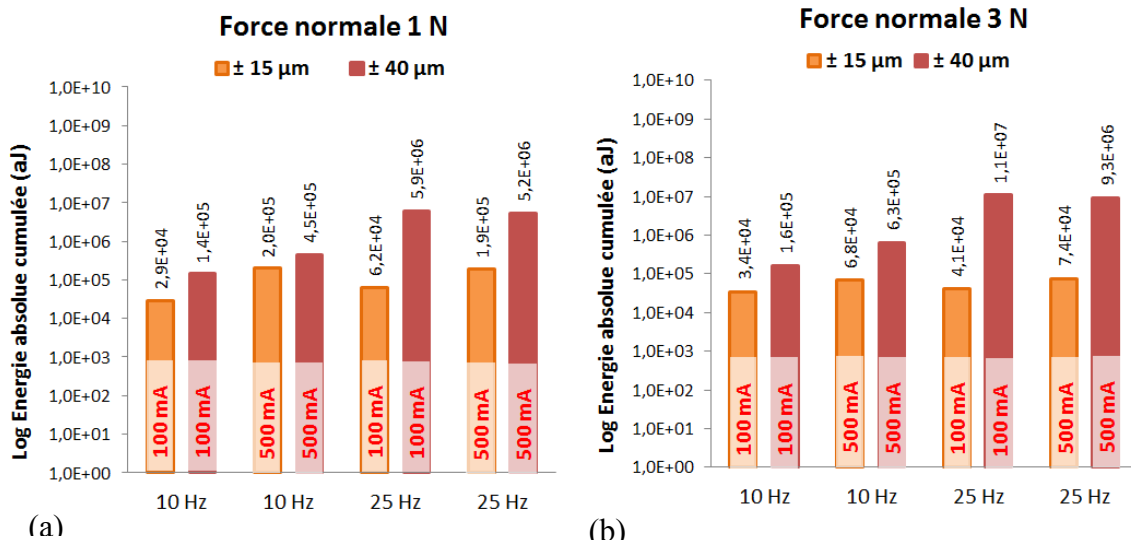


Figure 3.63 : Énergie absolue acoustique cumulée (aJ) ; essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles (a)  $F_N = 1 \text{ N}$  et (b)  $F_N = 3 \text{ N}$ .

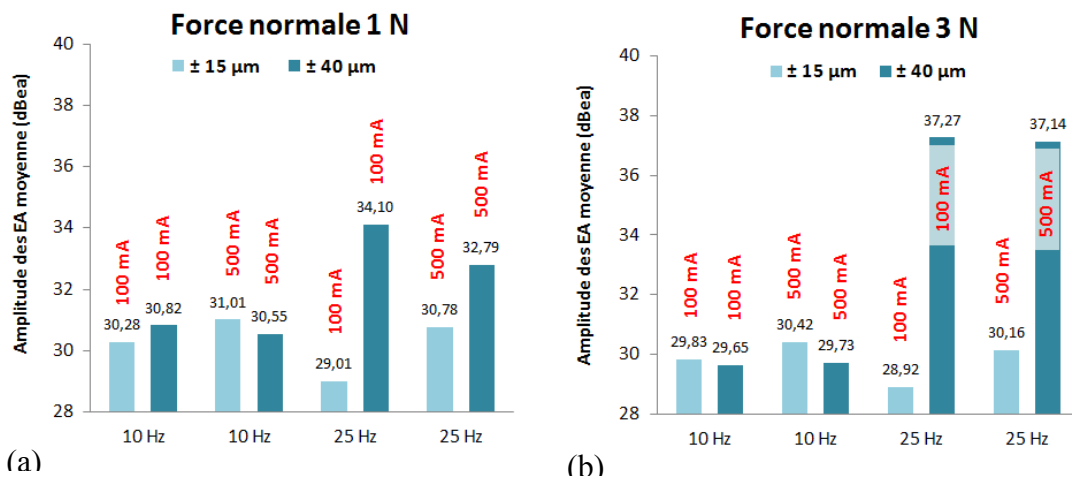


Figure 3.64 : Amplitude des EA (dB<sub>ea</sub>) ; essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles (a)  $F_N = 1 \text{ N}$  et (b)  $F_N = 3 \text{ N}$ .



### Amplitude moyenne des signaux EA

L'amplitude acoustique  $A_{ea}$  varie assez peu de 28,9 dB<sub>ea</sub> (essai 7) à 37,3 dB<sub>ea</sub> (essai 16). On note que (Figure 3.64) :

- Une augmentation de l'amplitude acoustique est observée avec une amplitude de déplacement de  $\pm 40 \mu\text{m}$ , pour les deux charges, mais uniquement pour une fréquence d'excitation de 25 Hz.
- Les amplitudes acoustiques sont légèrement plus importantes à la charge de 1 N par rapport à 3 N.
- Les amplitudes acoustiques sont les plus élevées pour la fréquence d'excitation de 25 Hz.

### Relations entre paramètres d'émission acoustique

On constate que la fréquence moyenne du centroïde de chaque essai varie assez faiblement entre 212 kHz (essai 16) et 300 kHz (essai 7). Cette fréquence du centroïde moyenne est bien corrélée à l'amplitude acoustique moyenne et varie de façon inversement linéaire avec elle (Figure 3.65a). Ainsi une dynamique plus importante du contact ( $\pm 40 \mu\text{m}$  et 25 Hz) semble avoir une influence sur l'amplitude moyenne des salves EA avec une faible décroissance de leurs fréquences moyennes du centroïde.

Le nombre cumulé de coups varie fortement entre  $1,8 \cdot 10^3$  coups (essai 5) et  $4,68 \cdot 10^6$  coups (essai 15). Ce paramètre suit le même comportement que l'énergie absolue cumulée pour tous les seize essais (Figure 3.65b). En fait, plus l'amplitude des salves acoustiques dépassent le seuil fixé (28 dB<sub>ea</sub>) à plusieurs fois (nombre de coups), plus l'énergie absolue acoustique s'incrémente.

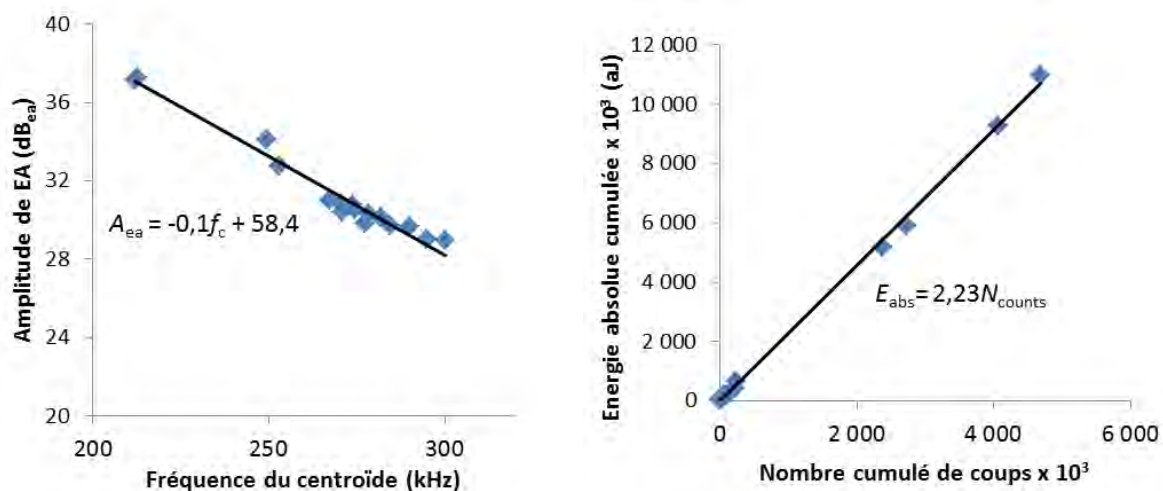


Figure 3.65 : a) amplitude moyenne en fonction de la fréquence moyenne du centroïde et b) énergie absolue cumulée en fonction du nombre cumulé de coups sur l'ensemble des essais (essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40$  et  $\pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

### Variations de l'émission acoustique à énergie dissipée totale constante

L'évolution des paramètres acoustiques en fonction de l'énergie dissipée totale se répartit systématiquement et par construction, en trois groupes correspondant aux essais (Figure 3.66) :

- à  $\pm 15 \mu\text{m}$  sous 1 N (essais 1 à 4 avec  $E_{dt} \approx 1,3 \text{ J}$ ),
- à  $\pm 15 \mu\text{m}$  sous 3 N et à  $\pm 40 \mu\text{m}$  sous 1 N (essais 5 à 12 avec  $E_{dt} \approx 3,4 \text{ J}$ ),
- à  $\pm 40 \mu\text{m}$  sous 3 N (essais 13 à 16 avec  $E_{dt} \approx 9,4 \text{ J}$ ).

On remarque ainsi que :

- L'émissivité des signaux acoustiques, caractérisée par le nombre de salves  $N_{hits}$  et l'énergie absolue  $E_{abs}$ , augmente avec l'énergie dissipée  $E_{dt}$ .
- A énergie dissipée constante, le nombre de salves et l'énergie absolue augmentent fortement avec la fréquence d'excitation  $f$  et plus modérément avec l'intensité électrique  $I$ .

Les valeurs maximales sont effectivement observées avec une fréquence d'excitation  $f = 25 \text{ Hz}$  et une intensité  $I = 500 \text{ mA}$ .

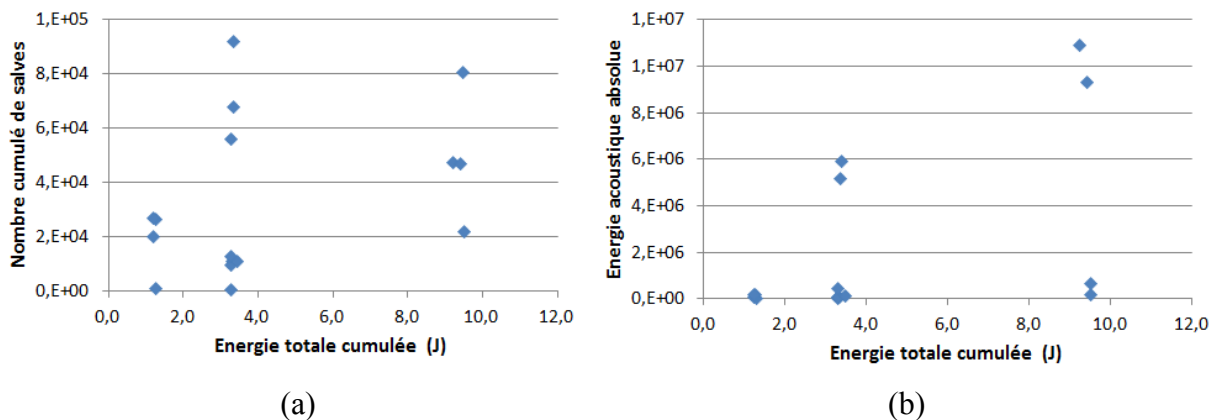


Figure 3.66 : a) Nombre total de salves et b) énergie absolue cumulée, en fonction de l'énergie dissipée totale (essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15$  et  $\pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3 \text{ N}$ ,  $f = 10$  et  $25 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

À la différence de l'énergie totale dissipée, calculée à partir de l'aire des cycles de fretting et qui dépend directement de la charge normale et de l'amplitude de déplacement, l'énergie acoustique absolue cumulée normalisée par la distance totale parcourue est plus sensible à l'amplitude et à la fréquence d'excitation. Lorsque le contact fonctionne avec une amplitude de  $\pm 40 \mu\text{m}$  et une fréquence d'excitation de  $25 \text{ Hz}$ , deux populations à 1 et 3 N font leur apparition où l'influence de l'intensité de courant est clairement mise en évidence sur l'énergie absolue  $E_{abs}$  (Figure 3.67).

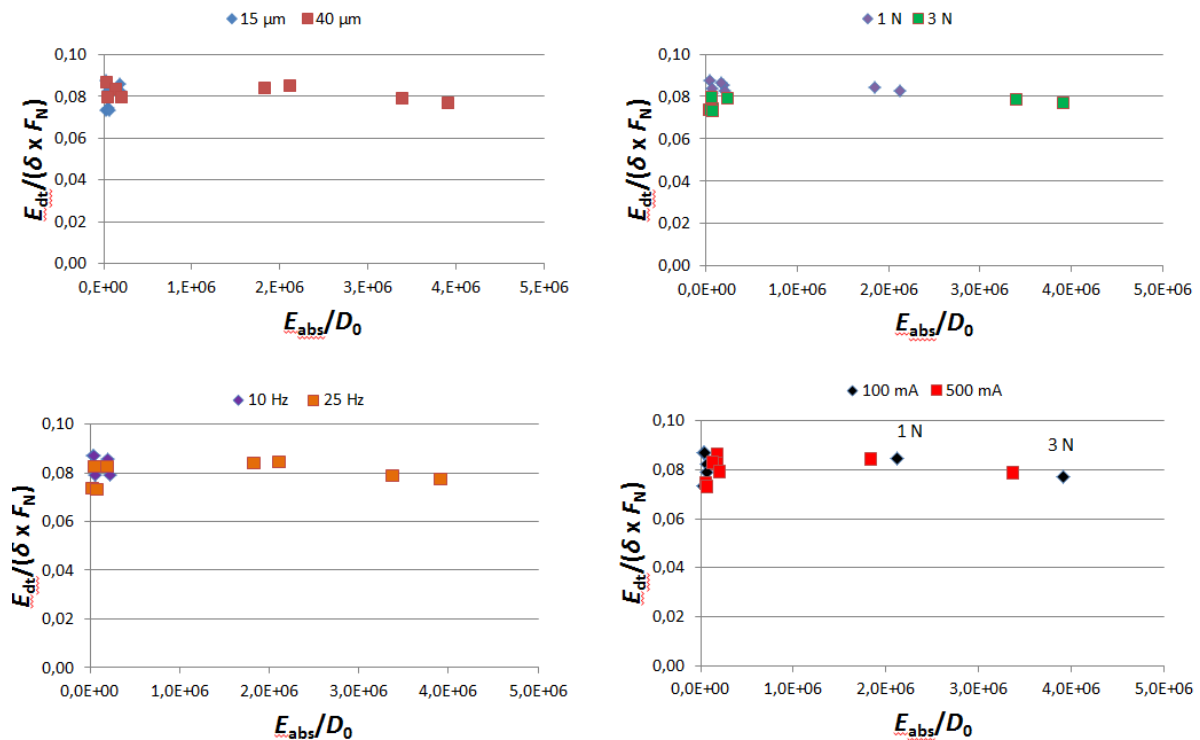


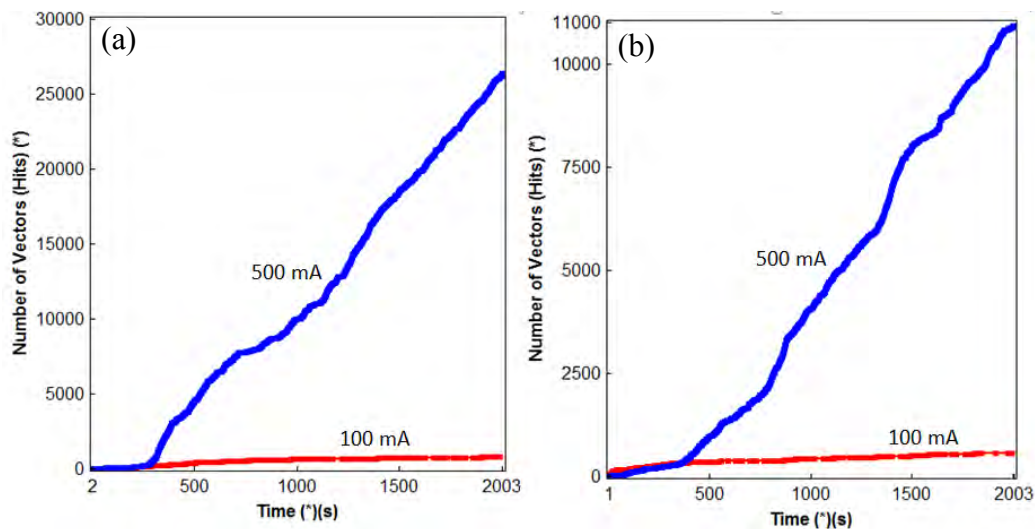
Figure 3.67 : Énergie absolue acoustique cumulée normalisée (aJ/m) en fonction de l'énergie totale dissipée normalisée; essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40$  et  $\pm 15$   $\mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  et  $3$  N,  $f = 10$  et  $25$  Hz,  $I = 100$  et  $500$  mA,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles.

### Analyse temporelle des signaux acoustiques

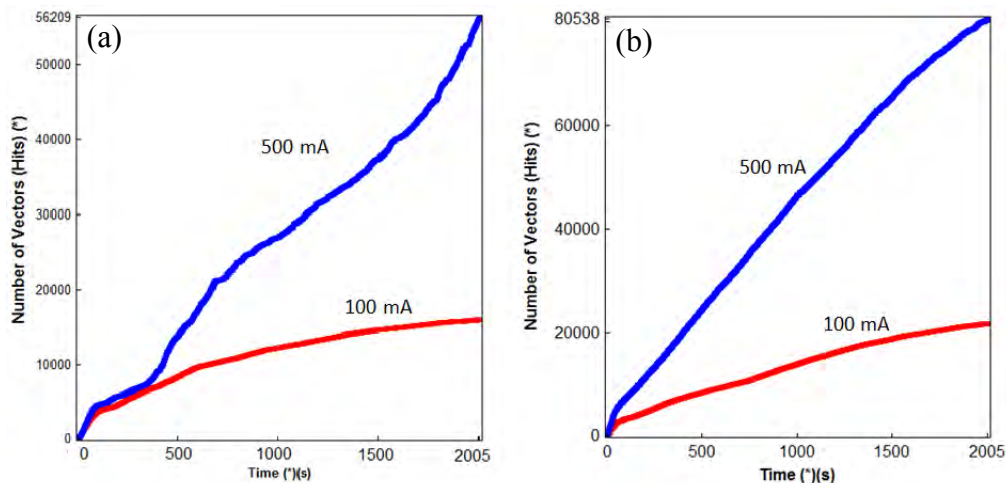
Les Figures 3.68 et 3.69 montrent la forte influence de l'intensité du courant sur l'émissivité acoustique : le nombre cumulé de salves acoustiques  $N_{\text{hits}}$  est toujours plus important avec un courant de 500 mA quelles que soient l'amplitude, la fréquence et la charge. L'évolution de ce paramètre acoustique s'observe clairement en fonction de l'amplitude de déplacement.

- Avec une amplitude de  $\pm 15$   $\mu\text{m}$  et une intensité de 100 mA, le nombre de salves  $N_{\text{hits}}$  cumulé reste stable avec des valeurs très faibles pendant toute la durée de l'essai aussi bien sous une charge de 1 N que de 3 N. Lorsque l'intensité passe à 500 mA, on observe deux phases distinctes quelle que soit la charge : une phase initiale de 250 secondes (pour 1 N) et de 400 secondes (pour 3 N) similaire au comportement à 100 mA, suivie d'une phase de très forte augmentation pendant le reste de l'essai (Figure 3.68).
- Avec une amplitude de  $\pm 40$   $\mu\text{m}$ , l'émissivité acoustique croît régulièrement pendant tout l'essai à 100 mA et reste très similaire entre 1 N et 3 N (Figure 3.69). Par contre, à 500 mA et pour la charge de 1 N, on retrouve une phase initiale comparable entre 100 et 500 mA pendant 400 secondes suivie d'une forte augmentation des signaux. Cette phase initiale n'est plus observée à la charge de 3 N où l'essai démarre directement avec un comportement à émissivité élevée.

Cette même influence de l'intensité de courant sur le nombre cumulé de salves  $N_{\text{hits}}$  a aussi été mise en évidence pour la fréquence d'excitation de 25 Hz, pour  $\pm 15$  et  $\pm 40$   $\mu\text{m}$  et les deux charges normales 1 et 3 N, respectivement.



**Figure 3.68 :** Comparaison du nombre cumulé de salves en fonction de l'intensité de courant, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20\,000$  cycles, (a)  $F_N = 1 \text{ N}$  et (b)  $F_N = 3 \text{ N}$ .



**Figure 3.69 :** Comparaison du nombre cumulé de salves en fonction de l'intensité de courant (essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100$  et  $500 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20\,000$  cycles), (a)  $F_N = 1 \text{ N}$  et (b)  $F_N = 3 \text{ N}$ .

### *Distribution des salves dans les cycles de fretting*

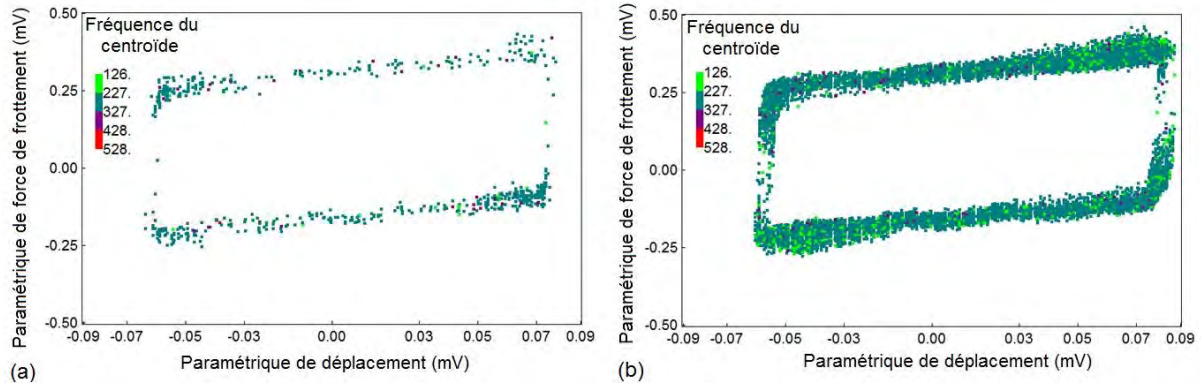
La représentation de la distribution des salves acoustiques dans les cycles de fretting permet de déterminer la position des points les plus émissifs.

La Figure 3.70 présente deux essais correspondant à un débattement  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ , sous une charge normale  $F_N = 1 \text{ N}$ , à une fréquence d'excitation  $f = 10 \text{ Hz}$  pour une durée  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles, soumis à une intensité de courant soit de  $I = 100 \text{ mA}$ , soit de  $I = 500 \text{ mA}$ . La totalité des salves acoustiques pour chaque essai est classée par couleur selon la fréquence du centroïde  $f_c$ . La forte influence de l'intensité du courant sur la quantité de salves acoustiques émises est évidente :

- à  $100 \text{ mA}$ , les salves acoustiques sont peu nombreuses et se localisent dans les zones (horizontales) de glissement,

- à 500 mA, les salves sont distribuées tout au long des zones de glissement mais aussi aux changements de sens.

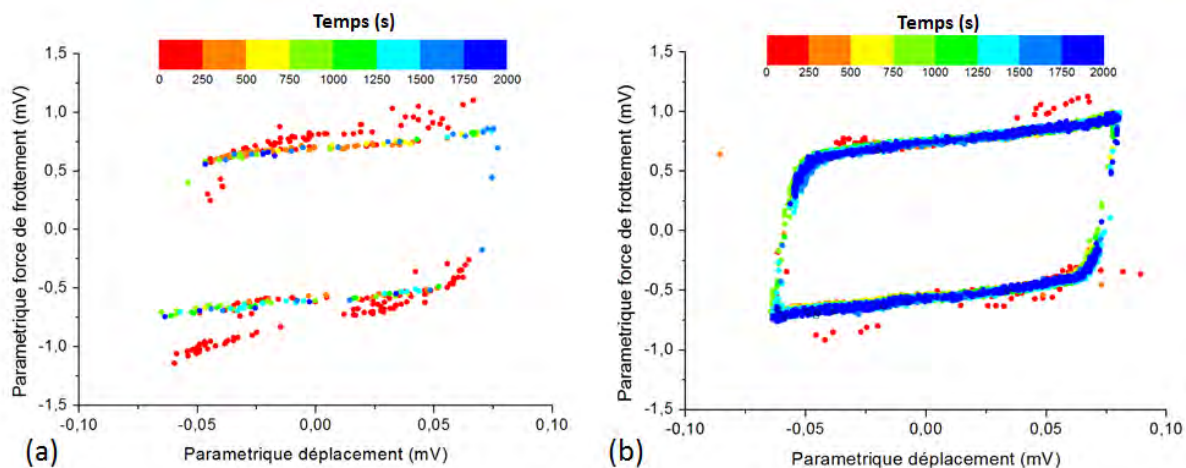
Par ailleurs, pour ces deux niveaux de courant, il n'existe pas de sites préférentiels associées à un certain niveau de fréquence du centroïde  $f_c$ .



**Figure 3.70: Distribution des salves acoustiques dans les cycles de fretting, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ , (a)  $I = 100 \text{ mA}$ , (b)  $I = 500 \text{ mA}$  sur l'ensemble des 20 000 cycles.**

L'influence de l'intensité de courant est aussi constatée à plus forte charge. La Figure 3.71 compare deux essais à un débattement  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ , sous une charge normale  $F_N = 3 \text{ N}$ , à une fréquence d'excitation  $f = 10 \text{ Hz}$  pour une durée  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles, soumis à un courant soit de  $I = 100 \text{ mA}$ , soit de  $I = 500 \text{ mA}$ . Le contact enregistre des efforts tangentiels  $F_T$  élevés dans les premiers cycles en formant des pointes aux extrémités des cycles (points rouges) puis le contact va se stabiliser avec des efforts tangentiels moins élevés (points bleus) :

- à 100 mA, le nombre de salves est limité et préférentiellement disposé dans les zones de glissement.
- à 500 mA, le nombre de salves est plus important et la répartition des salves dans le cycle est plus uniforme et comprend les extrémités où se produisent les changements de sens de glissement.



**Figure 3.71 : Distribution des salves acoustiques dans les cycles de fretting, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 3 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ , (a)  $I = 100 \text{ mA}$ , (b)  $I = 500 \text{ mA}$ .**

L'influence de la fréquence d'excitation est également constatée mais avec moins d'ampleur. La Figure 3.72 compare les cycles de fretting à un débattement  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ , sous une charge normale  $F_N = 1 \text{ N}$ , à une fréquence d'excitation  $f = 25 \text{ Hz}$  pour une durée  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles, soumis à un courant soit de  $I = 100 \text{ mA}$ , soit de  $I = 500 \text{ mA}$ . À  $f = 25 \text{ Hz}$ . L'influence de l'intensité du courant sur l'augmentation de l'émissivité n'est pas si importante comparée à celle à  $f = 10 \text{ Hz}$ . Le pic de la fréquence du centroïde  $f_c$  est décalé de 300 kHz à 280 kHz en passant de 100 à 500 mA. On observe une accommodation des efforts tangentiels de frottement au cours de ces deux essais. Néanmoins on constate des différences de localisation des salves sur les cycles :

- à 100 mA et 25 Hz, les événements acoustiques vont se localiser plutôt au début de chaque phase de glissement après le changement de sens,
- à 500 mA et 25 Hz, la distribution de salves sur les cycles est quasiment homogène, y compris aux extrémités.

Cette distribution des salves sur les cycles pour une fréquence d'excitation  $f = 25 \text{ Hz}$  a été vérifié pour des amplitudes de déplacement de  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ .

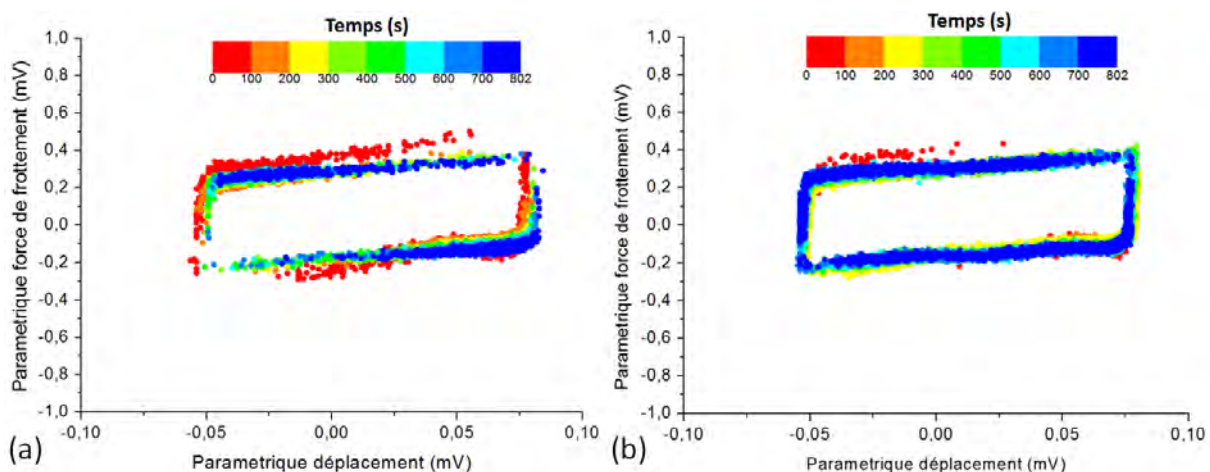


Figure 3.72: Distribution des salves acoustiques dans les cycles de fretting, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 25 \text{ Hz}$ , (a)  $I = 100 \text{ mA}$ , (b)  $I = 500 \text{ mA}$ .

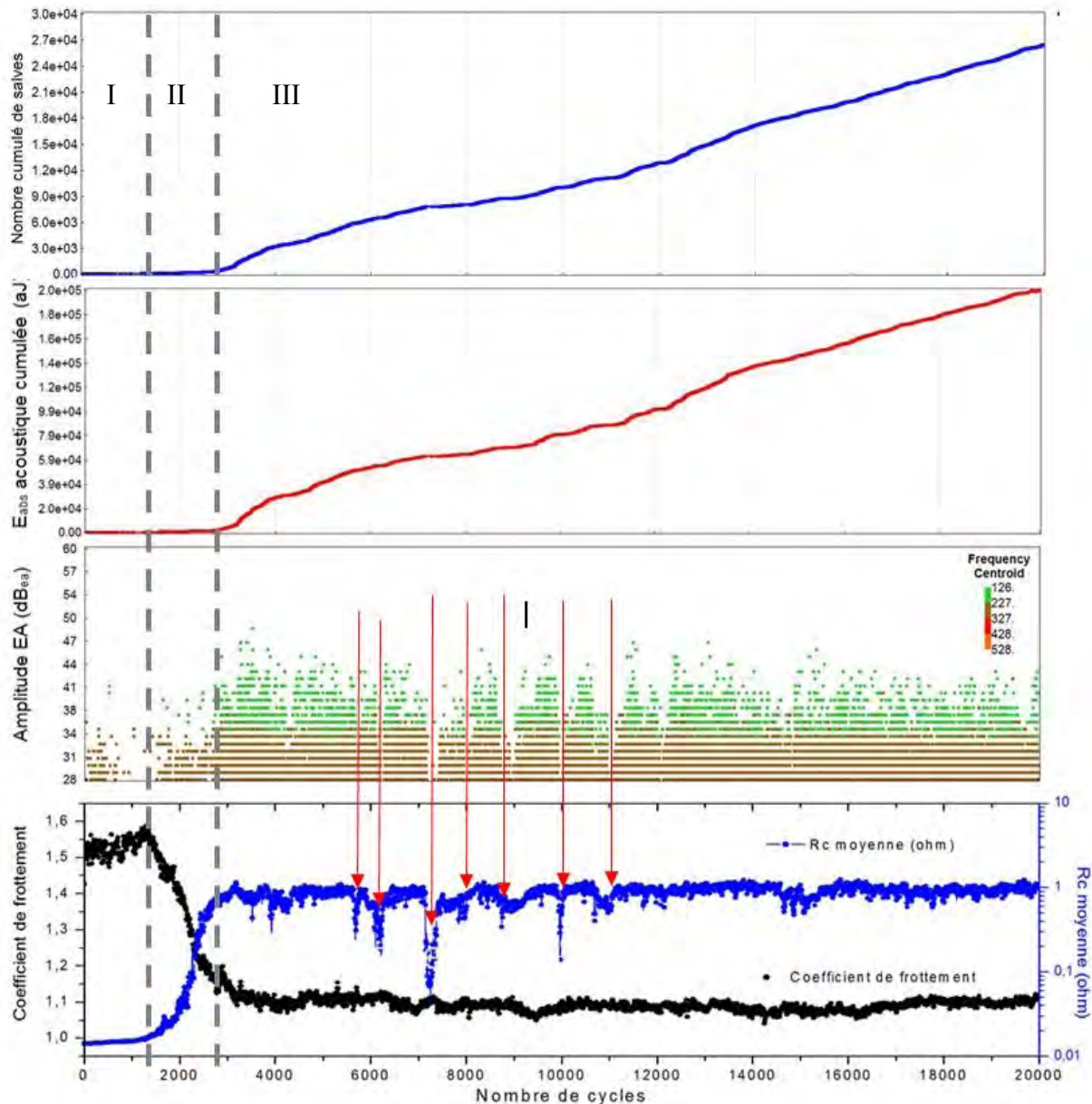
### *Corrélation entre réponses acoustiques, électriques et tribologiques*

Une représentation temporelle des paramètres acoustiques tels que l'amplitude acoustique  $A_{ea}$  (avec la fréquence du centroïde  $f_c$  en échelle de couleur) et l'énergie acoustique absolue  $E_{abs}$  a été choisie pour établir une corrélation avec les réponses tribologiques et électriques correspondantes. La Figure 3.73, issue d'un essai conduit à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$  et  $I = 500 \text{ mA}$ , permet de comparer chacune des trois étapes de l'évolution de la résistance électrique de contact et du coefficient de frottement avec l'enregistrement des signaux acoustiques associés.

- Dans la phase initiale (phase I, conductrice) d'environ 1400 cycles, le contact électrique est bien établi avec une très faible résistance électrique de contact  $R_c$ . Pendant cette phase, les efforts de frottement sont élevés au sein de contact ( $\mu \approx 1,5$ ) correspondant à de fortes interactions et déformations plastiques entre premiers corps.

Cependant, le signal acoustique reste à une très faible émissivité, avec quelques salves acoustiques de faible énergie et une fréquence du centroïde entre 200 et 300 kHz.

- Dans la deuxième phase (phase II, transitoire) d'environ 1300 cycles, la perte de conductivité commence à être évidente, avec une augmentation progressive de la résistance électrique de contact  $R_c$ , qui coïncide avec une réduction du coefficient de frottement ( $\mu \approx 1,1$ ). Pendant cette phase transitoire, l'activité en émissions acoustiques reste faible avec des amplitudes comprises entre 21 et 41 dB<sub>ea</sub> et des fréquences de centroïde entre 200 et 300 kHz, globalement du même ordre que la phase initiale.



**Figure 3.73 :** Correlations entre l'émissivité acoustique  $N_{hits}$ , l'amplitude acoustique  $A_{ea}$  et l'énergie absolue  $E_{abs}$  avec la résistance électrique du contact  $R_c$  et le coefficient de frottement  $\mu$  en fonction du temps (essais en couple CuSn6- CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 500 \text{ mA}$ ).

- Dans la troisième phase (phase III, résistive), la perte totale de la conductivité du contact est établie et la résistance électrique de contact  $R_c$  atteint le seuil maximal de  $1 \Omega$  jusqu'à la fin de l'essai. Un coefficient de frottement stable témoigne de la

présence d'un mécanisme d'accommodation par l'intermédiaire d'un troisième corps électriquement isolant, composé par des débris métalliques oxydés. C'est uniquement à partir de la perte totale de la conductivité électrique qu'une activité acoustique énergétique permanente et continue dans le temps se déclenche. Une bande de fréquences entre 100 et 200 kHz (points en vert) s'installe avec toute la gamme fréquentielle (points en marron).

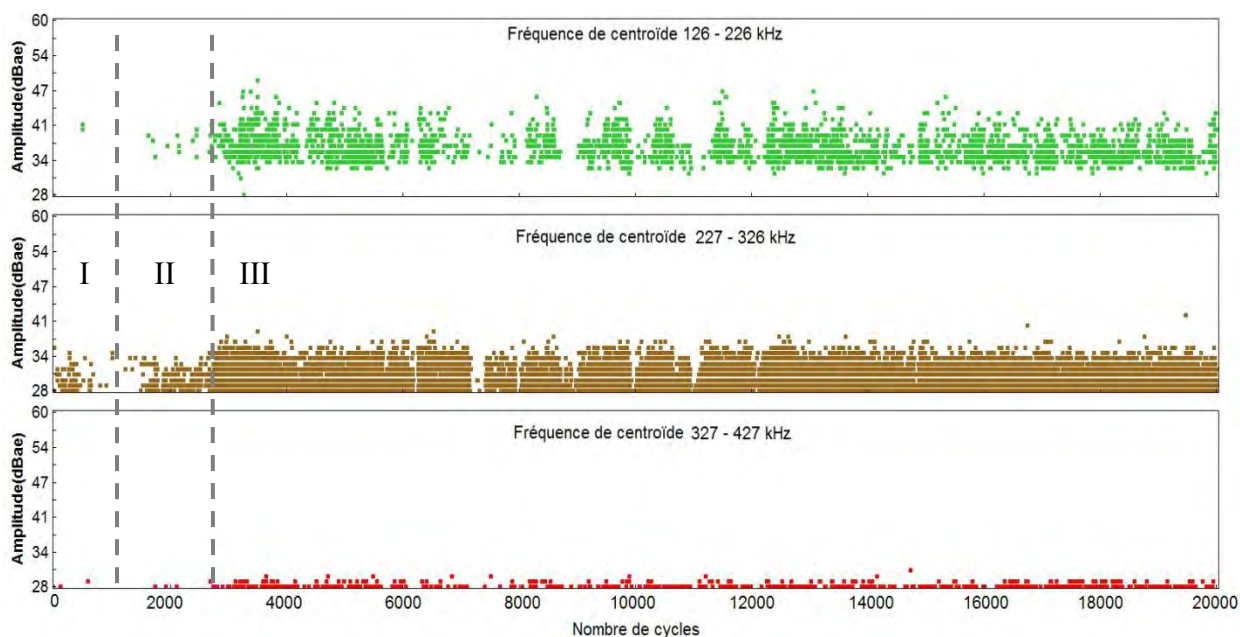
Lorsque la résistance électrique de contact  $R_c$  s'établit sur le plateau de la valeur maximale, on observe des chutes de résistance électrique de contact accompagnées par de faibles élévations du coefficient de frottement qui peuvent s'interpréter comme un rétablissement électrique partiel et bref avec la mise en contact directe d'aspérités métalliques non oxydées. La réduction du nombre de salves acoustiques pendant ces périodes de courte durée est cohérente avec la très faible émissivité acoustique constatée à la fin de la phase initiale.

### *Analyse de l'évolution de la fréquence du centroïde*

L'évolution de l'amplitude des émissions acoustiques peut donc être corrélée avec les différentes phases de la résistance électrique de contact  $R_c$ . Néanmoins, il est très important d'analyser les fréquences du centroïde associées aux salves acoustiques pendant la durée de l'essai. Ainsi, l'amplitude acoustique en fonction du temps a été divisée en trois bandes fréquentielles, respectivement entre 126 et 226 kHz, entre 227 et 326 kHz et entre 327 et 427 kHz (Figure 3.74).

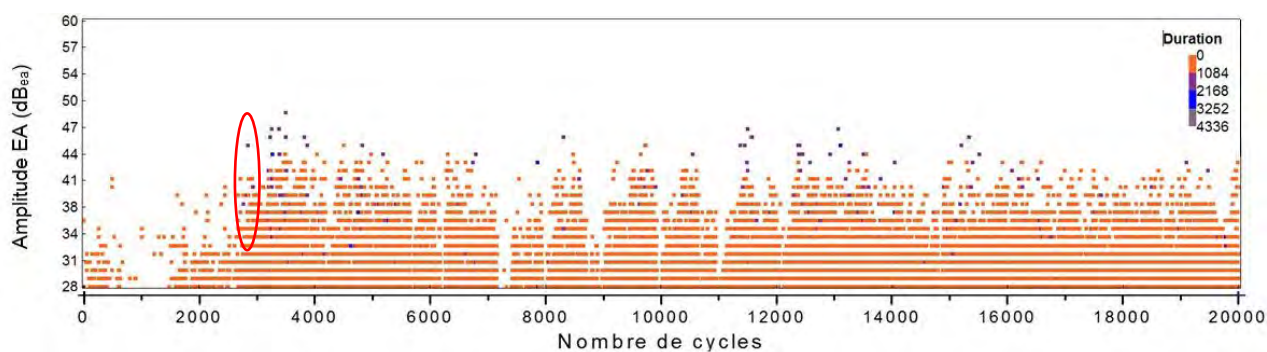
- Les bandes à fréquences du centroïde faible ( $126 \text{ kHz} < f_c \leq 226 \text{ kHz}$ ) et élevée ( $327 \text{ kHz} < f_c \leq 427 \text{ kHz}$ ) sont activées lorsque le contact électrique subit des dégradations liées à l'augmentation de la résistance électrique de contact  $R_c$ . Ces fréquences peuvent être associées à des phénomènes qui ont lieu dans le troisième corps isolant et qui dépendent du niveau de courant. L'amplitude des salves à faible fréquence du centroïde varie entre 34 et 50 dB<sub>ea</sub> et entre 28 et 30 dB<sub>ea</sub> pour celles à fréquence du centroïde élevées.
- La bande fréquentielle intermédiaire ( $227 \text{ kHz} < f_c \leq 326 \text{ kHz}$ ) est présente sur toute la durée de l'essai, avec des amplitudes acoustiques comprises entre 28 et 37 dB<sub>ea</sub>. Ces salves acoustiques peuvent être associées à des interactions purement mécaniques, comme c'est le cas dans la première phase, où les fortes interactions entre les surfaces métalliques, encore conductrices, conduisent à des déformations plastiques importantes.





**Figure 3.74 : Évolution temporelle de l'amplitude acoustique selon différentes fréquences du centroïde, essai à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 500 \text{ mA}$ .**

L'analyse de l'évolution de l'amplitude des signaux acoustiques permet de repérer un autre paramètre acoustique qui semble s'activer lorsque la perte de conductivité devient imminente (Figure 3.75). Ainsi, des salves acoustiques d'une durée supérieure à  $1000 \mu\text{s}$  font leur apparition avec la phase de perte totale de conductivité. Les salves générées pendant cette phase seraient donc associées à l'établissement de la couche isolante et aux mécanismes d'accommodation qui peuvent s'établir dorénavant.



**Figure 3.75 : Évolution temporelle de l'amplitude acoustique en fonction de la durée des salves, essai à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 500 \text{ mA}$ .**

L'ensemble de ces éléments (émissivité accrue associée à l'augmentation de l'amplitude et de l'énergie absolue, de salves acoustiques longues au moment de la perte de conductivité) en particulier lorsque l'intensité électrique dans le contact est la plus élevée, suggère l'activation de phénomènes électriques locaux de type micro-claquages à travers un lit discontinu de débris oxydés.

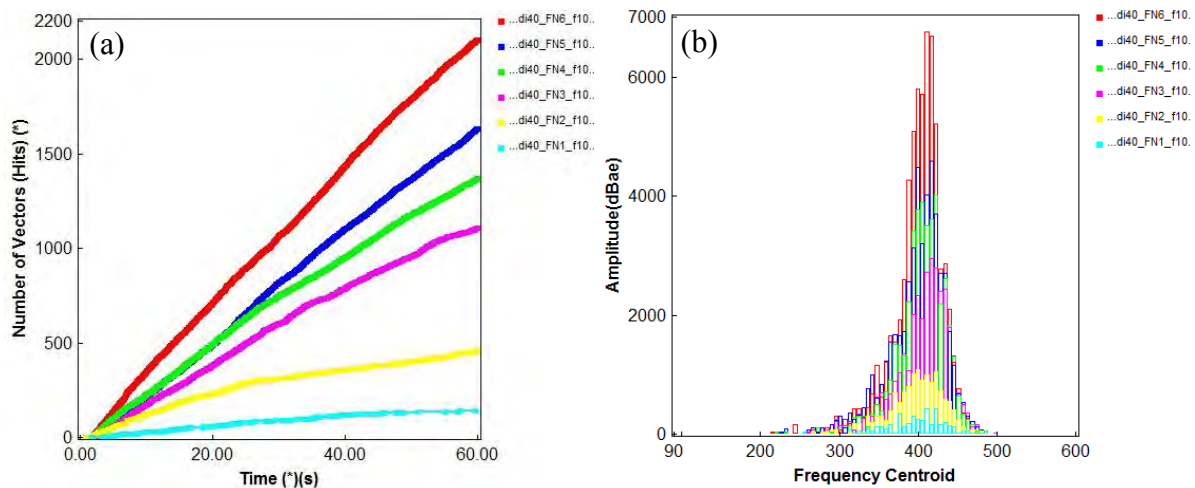
### *Essais interrompus*

Des essais courts (500 cycles) sous différentes charges normales comprises entre 1 et 6 N ont été réalisés en contact CuSn6-CuSn6 à sec, pour une amplitude de déplacement imposée de

$\pm 40 \mu\text{m}$ , sans passage de courant électrique. Les résultats (Tableau 3.16) montrent une relation directe entre le nombre de salves  $N_{\text{hits}}$  et la charge normale  $F_N$  (Figure 3.76a). L'amplitude acoustique  $A_{\text{ea}}$  dépend directement de la charge normale, mais la fréquence du centroïde en semble indépendante (Figure 3.76b).

Charge (N)	Fréquence du centroïde $f_c$ (kHz)	Amplitude moyenne EA (dB <sub>ea</sub> )	Nombre cumulé de coups ( $10^3$ )	Energie absolue cumulée ( $10^3$ aJ)	Nombre cumulé de salves ( $10^3$ )
1	403 $\pm$ 30	29,8 $\pm$ 2,2	5,2 $\pm$ 0,6	13,0 $\pm$ 1,6	12,96 $\pm$ 0,03
2	401 $\pm$ 35	30,2 $\pm$ 2,6	4,8 $\pm$ 0,6	11,1 $\pm$ 1,8	11,06 $\pm$ 0,03
3	405 $\pm$ 32	29,7 $\pm$ 2,2	3,4 $\pm$ 0,4	8,4 $\pm$ 1,2	8,45 $\pm$ 0,02
4	408 $\pm$ 34	29,7 $\pm$ 2,2	2,6 $\pm$ 0,3	5,7 $\pm$ 0,6	5,69 $\pm$ 0,01
5	400 $\pm$ 37	30,6 $\pm$ 2,7	1,4 $\pm$ 0,2	2,9 $\pm$ 0,4	2,89 $\pm$ 0,01
6	400 $\pm$ 37	30,5 $\pm$ 2,5	0,43 $\pm$ 0,04	0,8 $\pm$ 0,1	0,841 $\pm$ 0,002

**Tableau 3.16 : Paramètres de réponse acoustique, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $1 \text{ N} < F_N < 6 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$  et  $N_c = 500$  cycles.**



**Figure 3.76 : (a) Nombre cumulé de salves (b) fréquence du centroïde pour des essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $F_N = 1$  à  $6 \text{ N}$ ,  $N_c = 500$  cycles.**

## 2.7. Synthèse partielle

Cinq paramètres acoustiques (amplitude des signaux  $A_{\text{ea}}$ , énergie absolue  $E_{\text{abs}}$ , émissivité (nombre de salves)  $N_{\text{hits}}$ , nombre de coups  $N_{\text{counts}}$  et fréquence du centroïde  $f_c$ ) ont été étudiés pour le couple CuSn6-CuSn6 en fretting, en faisant varier quatre paramètres opératoires (amplitude de débattement  $\delta_i$ , charge normale  $F_N$ , fréquence d'excitation  $f$  et intensité du courant de mesure  $I$ ).

Dans les conditions étudiées, certaines corrélations ont pu être identifiées :

- L'émissivité, l'énergie absolue et l'amplitude acoustique augmentent lorsque l'amplitude de déplacement et la fréquence d'excitation augmentent et lorsque la charge normale diminue.
- L'énergie absolue est proportionnelle à l'émissivité et l'amplitude acoustique est une fonction décroissante de la fréquence du centroïde.
- Le courant électrique agit préférentiellement sur l'émissivité.

Vis-à-vis des réponses tribologiques associées, on peut noter :

- L'émissivité et l'énergie absolue augmentent quand l'énergie dissipée augmente.
- A énergie dissipée constante, l'émissivité et l'énergie absolue augmentent avec la fréquence d'excitation et l'intensité du courant.

Des corrélations avec la réponse électrique du contact ont également été observées :

- Une résistance électrique du contact faible (contact conducteur) est associée à un coefficient de frottement élevé alors qu'une résistance élevée (contact isolant) correspond à un coefficient de frottement plutôt modéré.
- L'amplitude acoustique semble être le paramètre d'émission acoustique le mieux à même de suivre l'évolution temporelle de la résistance électrique du contact. Cette corrélation est pertinente pour des intensités de courant de 500 mA qui vont générer des signaux acoustiques plus émissifs. Pour les faibles courants, cette corrélation devient difficile.
- La perte de conductivité électrique est associée à l'apparition de salves acoustiques avec une fréquence du centroïde  $f_c$  inférieure à 200 kHz et des salves avec une durée supérieure à 1000  $\mu$ s.

La distribution des salves acoustiques sur les cycles renseigne sur les lieux les plus émissifs. Le nombre de salves est localisé sur les zones de glissement pour l'intensité de courant faible alors que ces salves sont réparties de façon homogène sur tout le cycle pour l'intensité de courant plus élevée. L'effet du courant pourrait ainsi conditionner les mécanismes d'accommodation, principalement l'éjection du troisième corps.

Cette reconstitution des événements n'est possible que grâce au traitement des signaux d'émission acoustique. La détermination de la perte de conductivité du contact à partir de l'amplitude acoustique  $A_{ea}$  reste limitée au vu des différents couplages existants entre les paramètres opératoires et acoustiques. Néanmoins, pour les essais menés avec une intensité de courant de 500 mA, l'apparition d'un troisième corps formé de débris électriquement isolants et la perte consécutive de conductivité du contact peuvent être détectées en temps réel par le changement de pente apparaissant sur les enregistrements de l'émissivité, de l'amplitude acoustique ou de l'énergie acoustique absolue cumulée.

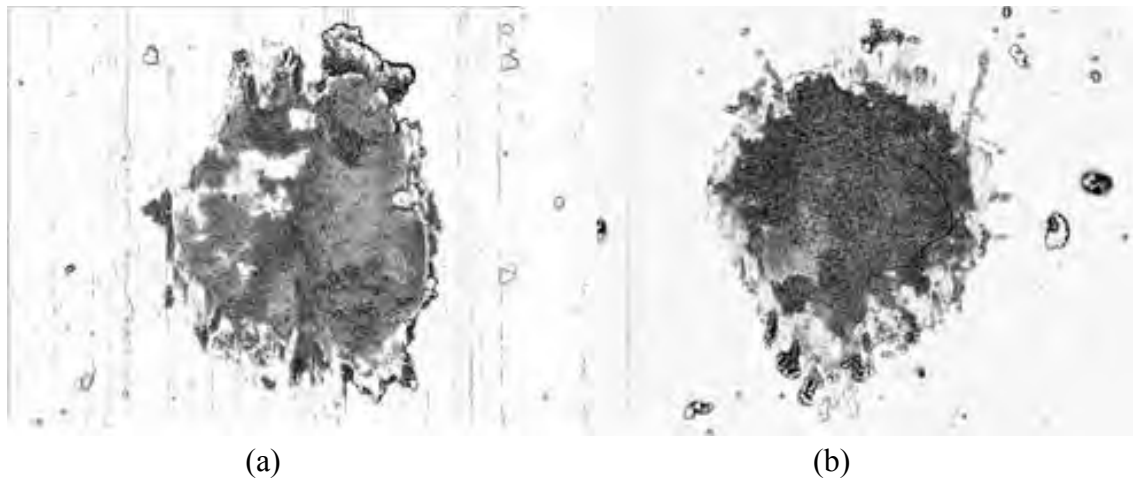


Figure 3.77 : Comparaison des micrographies BDS, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 3 \text{ N}$ ,  $f = 25 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20\,000$  cycles, (a)  $I = 100 \text{ mA}$  et (b)  $I = 500 \text{ mA}$ .

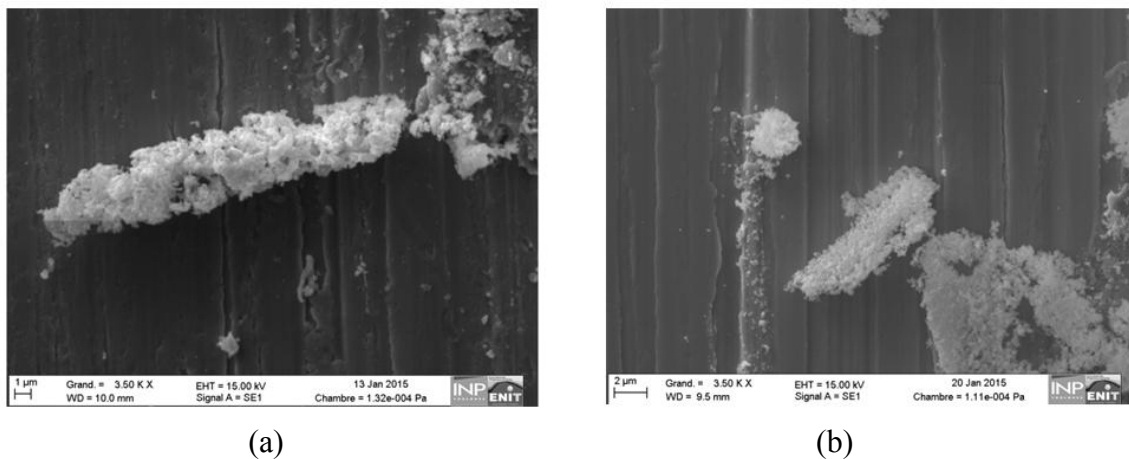


Figure 3.78 : Comparaison des micrographies, essais en couple CuSn6-CuSn6 à  $\delta_i = \pm 15 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 25 \text{ Hz}$ ,  $N_c = 20\,000$  cycles, (a)  $I = 100 \text{ mA}$  et (b)  $I = 500 \text{ mA}$ .

Ainsi, l'augmentation de l'émissivité acoustique est directement associée à l'intensité de courant la plus élevée (500 mA). Cependant, une des conséquences liée à l'augmentation de l'intensité du courant dans le contact est l'accélération des cinétiques d'oxydation. La Figure 3.77 montre les modifications de rhéologie du troisième corps pour deux essais dont la seule différence est l'intensité du courant. La Figure 3.78 montre un débit d'usure en bord de trace, plus fins et pulvérulents lorsqu'on utilise un courant de 500 mA. Ces résultats confortent l'apparition de phénomènes de micro-claquages au sein de la couche de troisième corps.

### 3. Influence du matériau sur la signature acoustique

Les travaux de recherche menés en fretting par les équipes de S. Noël<sup>158</sup> et S. Fouvry<sup>159</sup> sur des revêtements nobles (Au, Ag) et non nobles (Sn, Ni) déposés sur un substrat en laiton,

<sup>158</sup> NOËL S., ALAMARGUY D., BRÉZARD-OUDOTA A., GENDRE P., An investigation of fretting wear behaviour of nickel coatings for electrical contacts application in dry and lubricated conditions, *Wear* 301, pp. 551-561, 2013.

<sup>159</sup> HANNEL S., FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L., The fretting sliding transition as a criterion for electrical contact performance. *Wear* 249 (9), pp. 761-770, 2001.

CuZn37, ont été principalement focalisés sur les modes de dégradation, l'analyse fine de l'évolution physico-chimique des surfaces, la lubrification et l'optimisation de leur performance électrique.

Dans cette partie de la thèse, on va s'intéresser plus particulièrement à l'analyse des signaux acoustiques sur deux revêtements métalliques nobles (or et argent) et un revêtement non noble (nickel mat), afin de mieux identifier les signatures acoustiques associées au troisième corps responsable de la perte de conductivité électrique et valider les résultats obtenus avec le couple CuSn6-CuSn6 en fretting usure. Les principaux paramètres acoustiques ( $A_{ea}$ ,  $E_{abs}$ ,  $f_c$ ,  $N_{hits}$ ) seront analysés en cherchant des corrélations avec l'évolution de la réponse tribologique (coefficient de frottement) et électrique (mesure de la résistance de contact).

### 3.1. Propriétés des revêtements et réponses tribologiques

Les revêtements ont été déposés par électrolyse sur des coupons carrés en laiton CuZn37 (de 0,25 mm d'épaisseur) sans sous-couche préalable. Les bonnes propriétés mécaniques de ce substrat (module élastique  $E = 105$  GPa, dureté  $H = 100$  HV recuit) et son faible coût, permettent une utilisation étendue dans la fabrication des connecteurs électriques de bas niveau. Les épaisseurs, les propriétés électriques et mécaniques<sup>160</sup> et les valeurs moyennes de rugosité arithmétique  $R_a$  (à partir de 10 mesures de profilométrie optique) des revêtements utilisés et des substrats sont résumées dans le Tableau 3.17.

Substrat/Revêtement	Épaisseur ( $\mu\text{m}$ )	Résistivité ( $\mu\Omega \cdot \text{cm}$ )	Dureté (HV)	Module de Young $E$ (GPa)	Rugosité $R_a$ (nm)
CuSn6	-	7,5	260	120	$206 \pm 14$
CuZn37	-	6,4	163	112	$284 \pm 11$
Ni mat	2,0	7,8	150	213	$348 \pm 7$
Ag	1,2	1,6	100	82	$314 \pm 12$
Au	1,2	2,3	60	78	$275 \pm 5$

**Tableau 3.17 : Propriétés et caractéristiques des substrats et des revêtements métalliques utilisés.**

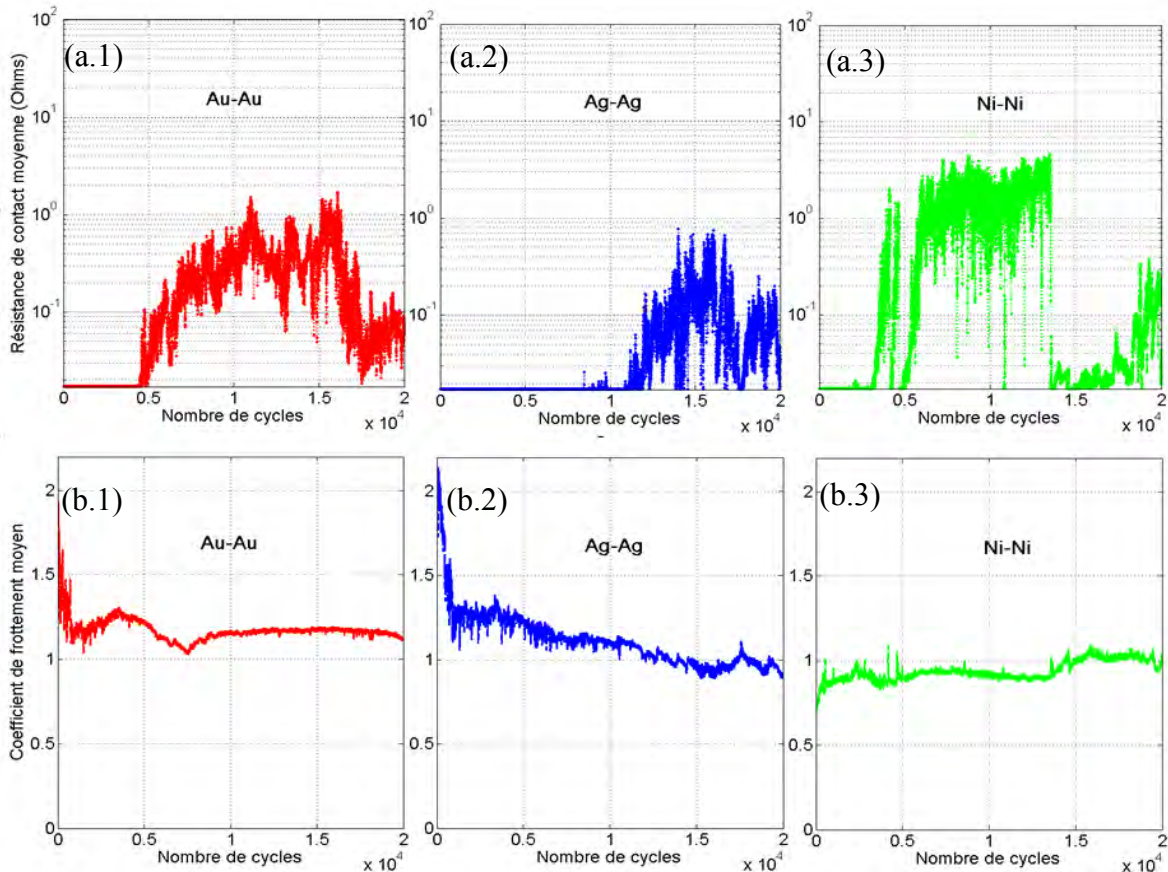
Tous les essais de fretting usure ont été réalisés en couple homogène à sec dans les mêmes conditions opératoires :

- Débattement imposé :  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,
- Force normale appliquée :  $F_N = 1 \text{ N}$ ,
- Fréquence d'excitation :  $f = 10 \text{ Hz}$ ,
- Intensité du courant :  $I = 100 \text{ mA}$ ,
- Nombre de cycles :  $20 \cdot 10^3$  cycles.

Pour les trois revêtements, les mesures de résistance de contact montrent une phase initiale parfaitement conductrice suivie d'une phase de perte de conductivité plus ou moins brutale (Figure 3.79a). Le Ni mat présente en outre des périodes de conductivités séparées par des

<sup>160</sup> CORREIA S., Étude des propriétés électriques, tribologiques et physico-chimiques de revêtements étamés pour des applications en connectique automobile, Thèse de doctorat, Université Paris 11, 2009.

périodes de résistance électrique bien marquées. En termes d'efforts de frottement, les deux revêtements nobles Au et Ag présentent une phase transitoire caractérisée par des fortes fluctuations, avec des efforts de frottement élevés au tout début de l'essai, suivie d'une difficile phase de stabilisation qui intervient au bout de  $10 \cdot 10^3$  cycles pour l'or et de  $15 \cdot 10^3$  cycles pour l'argent (Figure 3.79b). Le revêtement de Ni mat se distingue par une courte phase transitoire caractérisée cette fois-ci par des efforts de frottement plus faibles au tout début de l'essai. Ensuite, un régime permanent relativement stable est observé dans lequel les périodes conductrices se traduisent par une légère augmentation des efforts de frottement.



**Figure 3.79 :** Évolutions de (a) la résistance électrique moyenne, et (b) du coefficient de frottement moyen des revêtements métalliques (essais en fretting à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

Revêtement	Coefficient de frottement moyen $\mu$	Énergie totale dissipée $E_{dt}$ (J)	Résistance électrique moyenne $R_c$ ( $\Omega$ )	Endurance électrique $N_o$ (cycles)
Ni mat	$0,94 \pm 0,06$	3,25	4,62	2 230
Ag	$1,12 \pm 0,18$	3,73	0,77	8 500
Au	$1,18 \pm 0,07$	3,82	1,68	4 520

**Tableau 3.18 :** Coefficient de frottement, énergie totale dissipée, résistance électrique du contact moyenne et endurance électrique des revêtements métalliques (essais en fretting à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

Les réponses tribologiques (coefficient de frottement moyen et énergie totale dissipée) et électriques (endurance électrique  $N_o$  et résistance électrique moyenne du contact  $R_c$ ) sont

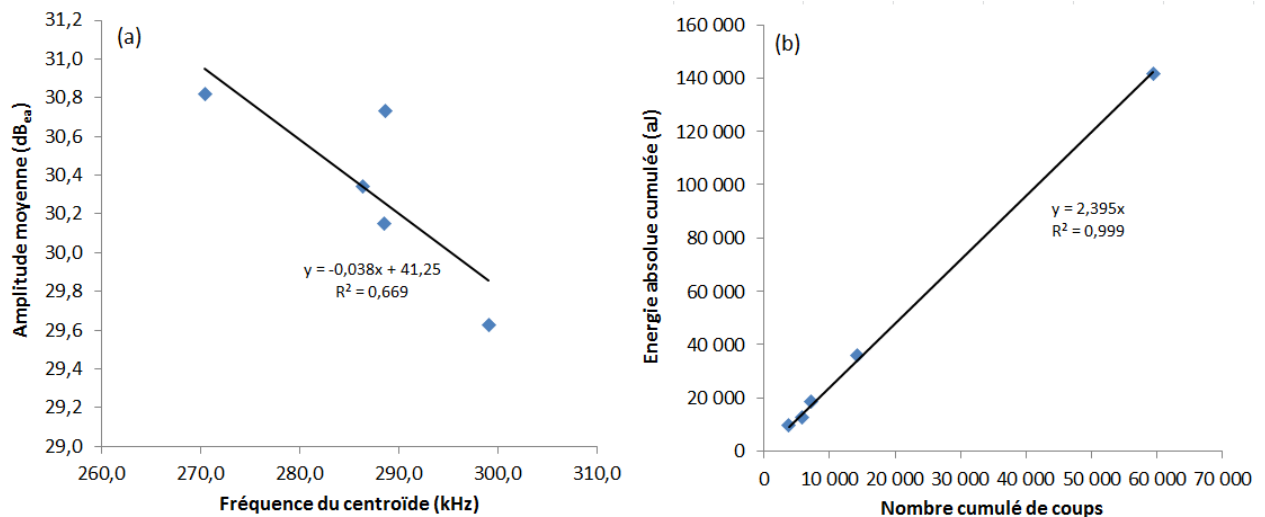
résumées dans le Tableau 3.18. L'argent (résistivité initiale la plus faible) montre la meilleure endurance électrique,  $N_0 = 8\,500$  cycles, associée à la plus faible résistance électrique du contact  $R_c = 0,77\ \Omega$ , suivi de l'or puis du Ni mat. Ces résultats sont à mettre en relation avec l'évolution des coefficients de frottement, l'établissement du troisième corps, la dégradation du revêtement et l'exposition du substrat de laiton permettant le passage partiel de courant avant de former à nouveau une couche isolante et la perte de la conductivité.

### 3.2. Analyse des réponses acoustiques

Les valeurs des paramètres acoustiques pour les deux substrats et les trois revêtements étudiés sont résumées dans le Tableau 3.19. Les amplitudes moyennes des émissions acoustiques sont très proches pour tous les métaux testés ( $A_{ea} \approx 30\ \text{dB}_{ea}$ ) y compris les deux substrats, ainsi que celles de la fréquence du centroïde (Figure 3.80) comme déjà noté précédemment (Figure 3.65). Les valeurs d'énergie absolue cumulée  $E_{abs}$  et du nombre cumulé de coups  $N_{counts}$  montrent le même comportement selon le type de matériau.

Matériau	Amplitude moyenne d'EA (dB <sub>ea</sub> )	Fréquence du centroïde (kHz)	Énergie absolue cumulée (aJ)	$N_{counts}$ cumulé
CuSn6 (substrat)	30,8 ± 3,0	270,4 ± 37	141 807	59 430
CuZn37 (substrat)	30,2 ± 2,6	288,5 ± 36	35 794	14 152
Ni mat	29,6 ± 2,4	299,1 ± 38	18 564	7 185
Ag	30,7 ± 2,9	288,6 ± 33	12 545	5 783
Au	30,3 ± 2,5	286,3 ± 34	9 606	3 763

**Tableau 3.19 : Comparaison des principales réponses acoustiques**  
(essais à  $\delta_i = \pm 40\ \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1\ \text{N}$ ,  $f = 10\ \text{Hz}$ ,  $I = 100\ \text{mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

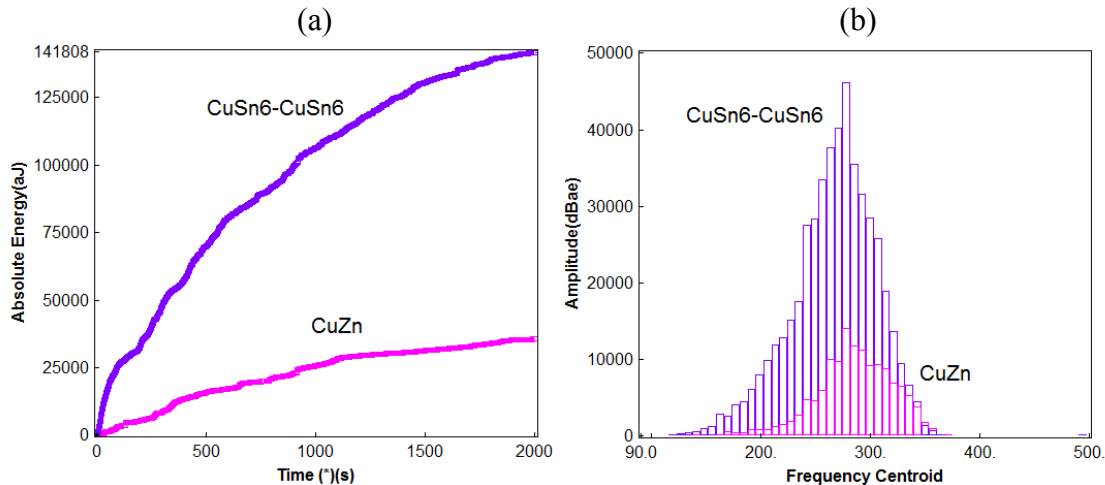


**Figure 3.80 : (a) amplitude moyenne en fonction de la fréquence du centroïde et (b) énergie absolue cumulée en fonction du nombre cumulé de coups sur l'ensemble des essais substrats et revêtements**  
( $\delta_i = \pm 40\ \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1\ \text{N}$ ,  $f = 10\ \text{Hz}$ ,  $I = 100\ \text{mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).

#### Comparaison des substrats

Les valeurs d'énergie absolue cumulée et d'émissivité (nombre de coups) correspondant au substrat bronze CuSn6 sont quatre fois plus élevées que celles du laiton CuZn37.

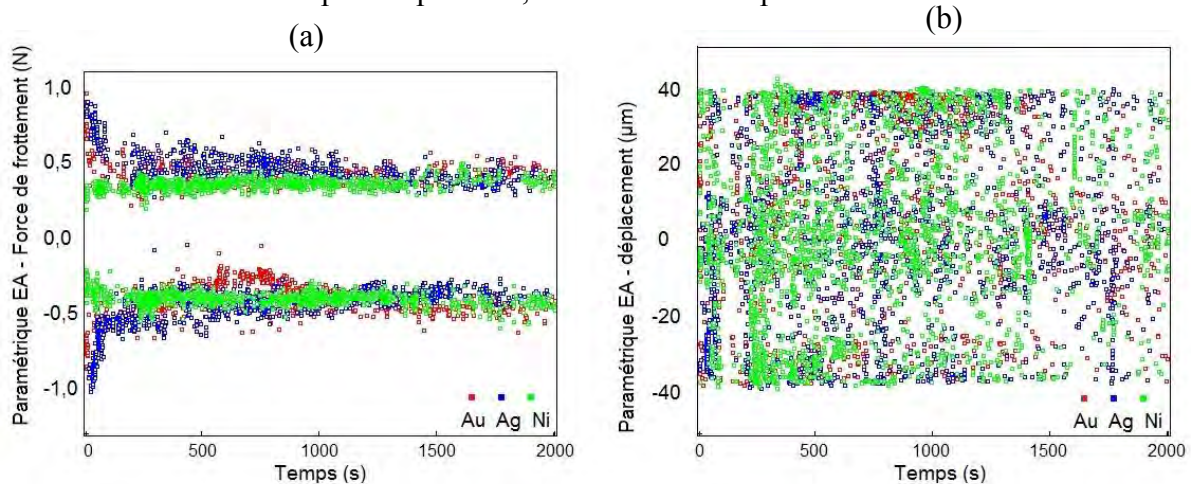
La Figure 3.81 montre l'évolution de l'énergie acoustique absolue cumulée et la distribution de la fréquence du centroïde pour les deux substrats. L'énergie absolue cumulée montre dans les deux cas, une allure parabolique sans accidents majeurs. La fréquence du centroïde renseigne sur le mécanisme d'endommagement existant : les spectres fréquentiels sont du même ordre (avec un seul pic) à  $270,4 \pm 37$  kHz pour le CuSn6 et à  $288,5 \pm 36$  kHz pour le CuZn37, indiquant la présence d'un seul mécanisme de dégradation *a priori* par déformation plastique.



**Figure 3.81 : (a) énergie acoustique absolue cumulée (aJ) et (b) fréquence du centroïde (kHz) pour les substrats en couples CuSn6-CuSn6 et CuZn37-CuZn37 (essais à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  N,  $f = 10$  Hz,  $I = 100$  mA).**

### Comparaison des revêtements

L'émissivité acoustique (nombre de salves), comme l'énergie acoustique absolue cumulée, du revêtement Ni mat est la plus importante, et celle de l'or la plus faible.

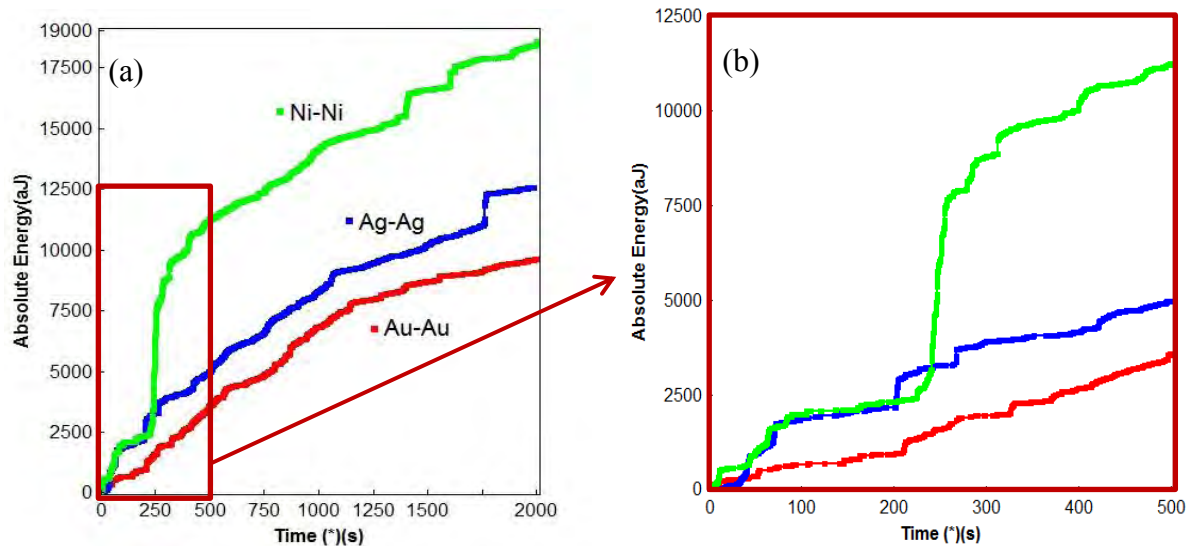


**Figure 3.82 : Évolution des salves acoustiques paramétrées en (a) force de frottement et (b) déplacement pour les trois revêtements Au, Ag, Ni mat (essais à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1$  N,  $f = 10$  Hz,  $I = 100$  mA,  $N_c = 20 \cdot 10^3$  cycles).**

Dans la Figure 3.82 chaque point correspond à une salve acoustique paramétrée en force de frottement et en amplitude de déplacement, respectivement. L'une des principales caractéristiques des salves acoustiques obtenues pour ces trois revêtements est leur répartition



homogène dans toute la zone de glissement et de façon continue pendant la durée de l'essai, avec toutefois une réduction du nombre de salves acoustiques dans le cas du nickel à partir de 1500 s (Figure 3.82b). Pour les couples Ag-Ag et Au-Au, on constate une phase initiale d'environ 1000 cycles où les efforts de frottement sont élevés, suivie d'une deuxième phase stabilisée (Figure 3.82a).



**Figure 3.83 :** Énergie acoustique absolue cumulée (aJ) (a) à  $20 \cdot 10^3$  cycles (b) à  $5 \cdot 10^3$  cycles pour les trois revêtements Au, Ag, Ni mat (essais à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ).

En outre la présence des salves est prépondérante uniquement dans des bandes positive et négative de la force de frottement, confirmant la disposition préférentielle des salves d'émission acoustique uniquement lors de la phase de glissement ; les signaux acoustiques aux changements de sens étant pratiquement nuls.

En analysant l'évolution des trois revêtements sur les  $5 \cdot 10^3$  premiers cycles, c'est-à-dire les 500 premières secondes (Figure 3.83), on constate que l'énergie acoustique absolue  $E_{\text{abs}}$  augmente assez régulièrement pour le revêtement en or, alors que les deux autres revêtements montrent des montées brutales suivies de paliers : les premiers interviennent vers 500 et 800 cycles (50 et 80 s), communs pour l'argent et le nickel mat, puis après  $2 \cdot 10^3$  cycles (200 s) pour l'argent et un peu plus tard et de façon beaucoup plus forte à environ  $2,5 \cdot 10^3$  cycles (250 s) pour le nickel mat. Ces paliers de  $E_{\text{abs}}$  sont directement liés aux efforts tangentiels au sein du contact.

La fréquence du centroïde montre, comme pour les substrats, l'existence d'un spectre fréquentiel avec un pic principal pour les deux revêtements nobles (Figure 3.84) avec une valeur moyenne de  $287 \pm 34 \text{ kHz}$ , très proche de celle du laiton CuZn37. Cette information indique la présence, principalement, d'un mécanisme de dégradation par déformation plastique commun au substrat. La fréquence du centroïde pour le revêtement de nickel mat montre cette fois deux populations autour d'une valeur de 300 kHz : une population proche de 280 kHz comme les autres revêtements, et l'autre proche de 330 kHz.

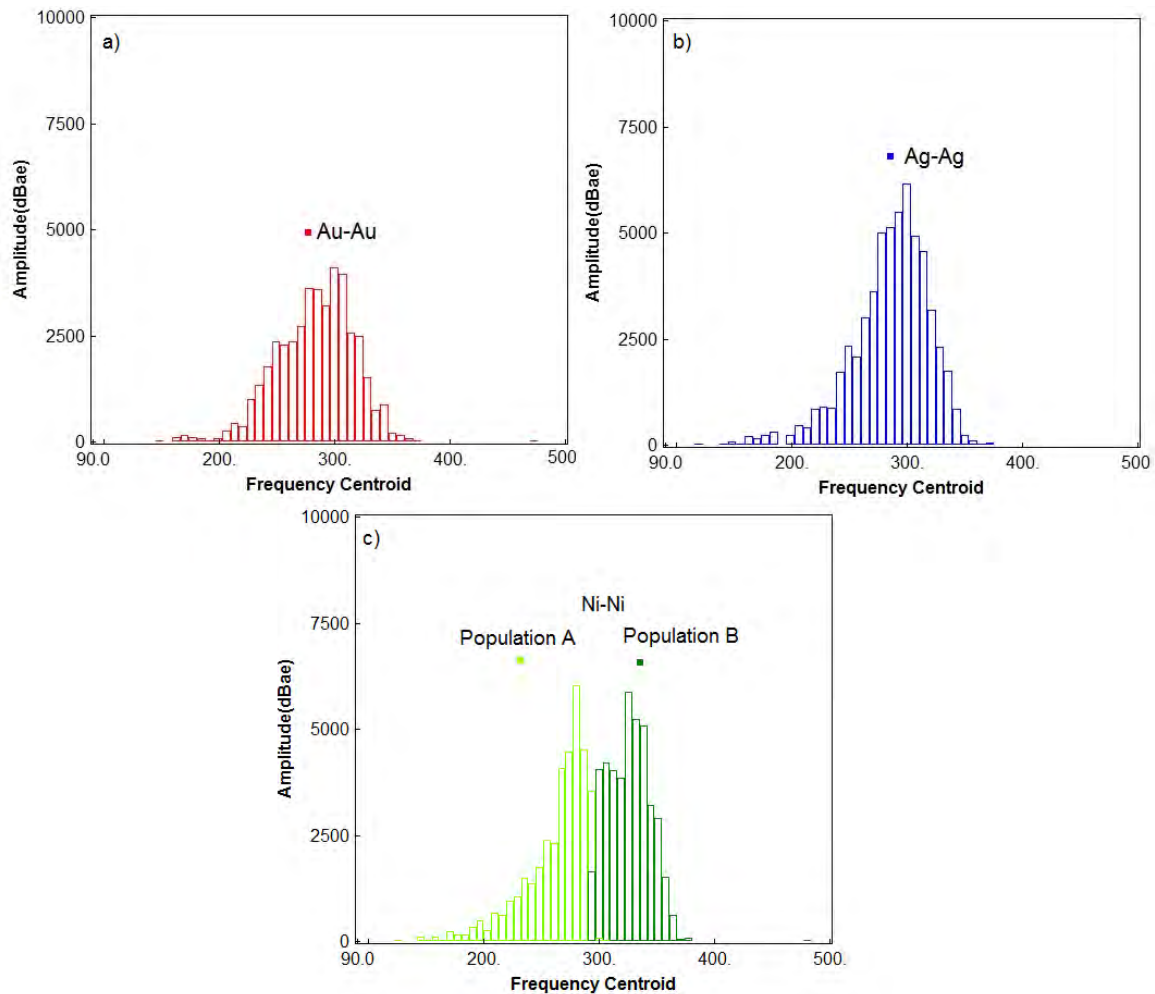


Figure 3.84 : Fréquence du centroïde pour les trois revêtements (a) Au-Au; (b) Ag-Ag; (c) Ni-Ni (essais à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$ ).

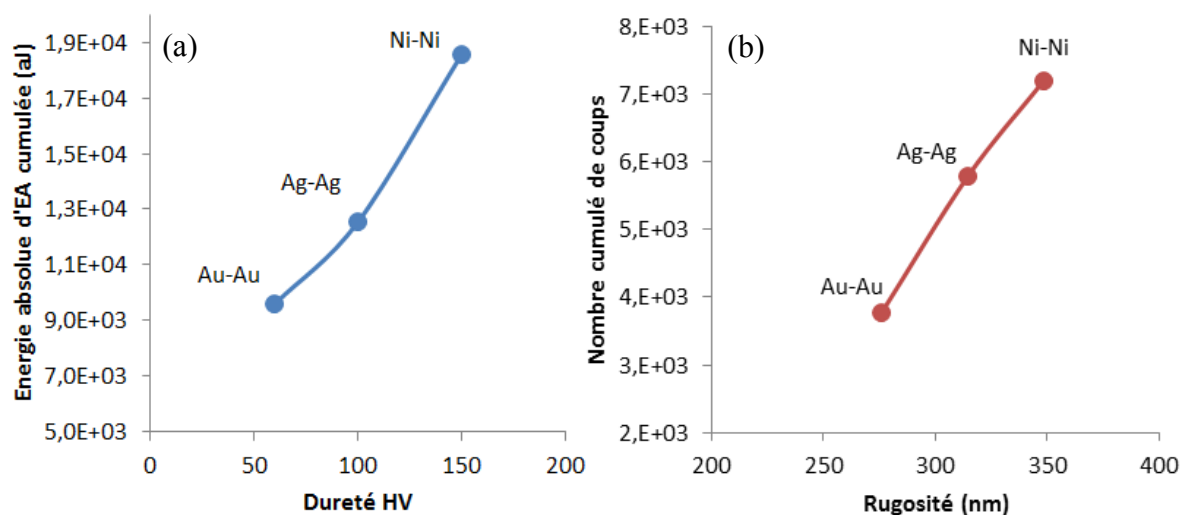


Figure 3.85 : (a) Énergie EA absolue cumulée en fonction de la dureté HV et (b) nombre cumulé de coups en fonction de la rugosité des surfaces frottantes.

Enfin, l'énergie acoustique absolue  $E_{\text{abs}}$  et  $N_{\text{counts}}$  montrent une bonne corrélation avec la dureté et la rugosité  $R_a$  du matériau (Figure 3.85). D'après Baranov<sup>161</sup>, la dureté et la rugosité sont des facteurs renforçant l'intensité des signaux d'émission acoustique.

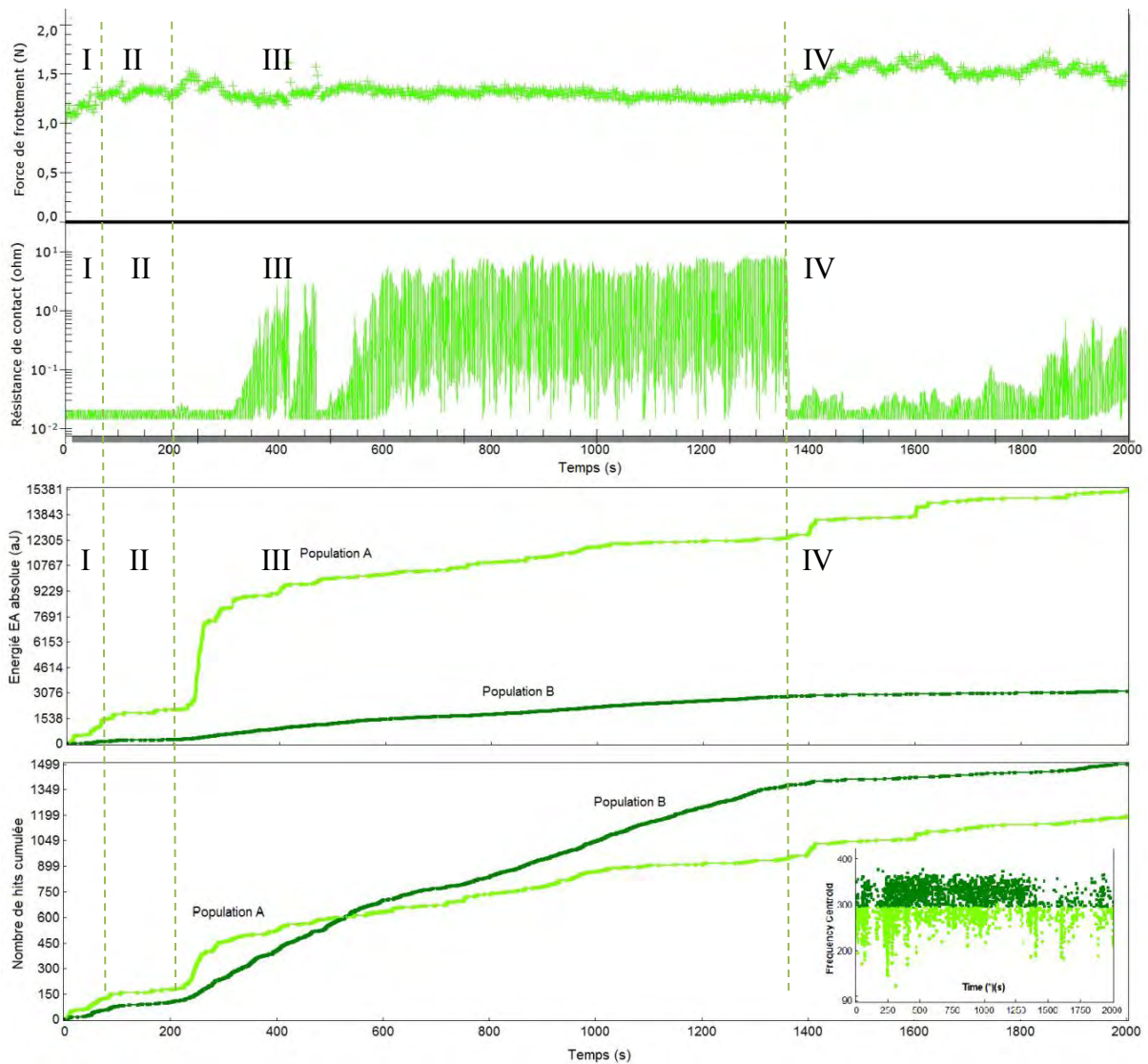
### **3.3. Corrélation entre paramètres d'émission acoustique, résistance électrique du contact et force tangentielle de frottement pour des contacts revêtus**

A partir du double pic de fréquence du centroïde observé pour le revêtement en nickel mat, une analyse par *clusters*, ou classement par populations de salves d'émission acoustique, a été réalisée avec l'algorithme *K-means* (outil du software NOESIS). La première population identifiée a été appelée A avec des fréquences du centroïde  $f_c$  supérieures à 300 kHz et la deuxième population a été appelée B avec des  $f_c$  inférieures à 300 kHz.

En comparant simultanément la force de frottement  $F_T$ , la résistance électrique de contact  $R_c$ , l'énergie acoustique absolue cumulée  $E_{\text{abs}}$  et le nombre de salves  $N_{\text{hits}}$  au cours de temps (Figure 3.86), quatre phases ont été identifiées :

---

<sup>161</sup> BARANOV V. M., KUDRYAVTSEV E. M., SARYCHEV G. A., SCHAVELIN V. M., *Acoustic emission in friction* 53, 2011, Elsevier.



**Figure 3.86 : Corrélation entre efforts de frottement  $F_T$ , résistance électrique du contact  $R_c$ , énergie acoustique cumulée  $E_{abs}$  et émissivité  $N_{hits}$  pour le couple Ni-Ni (essai à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$ ).**

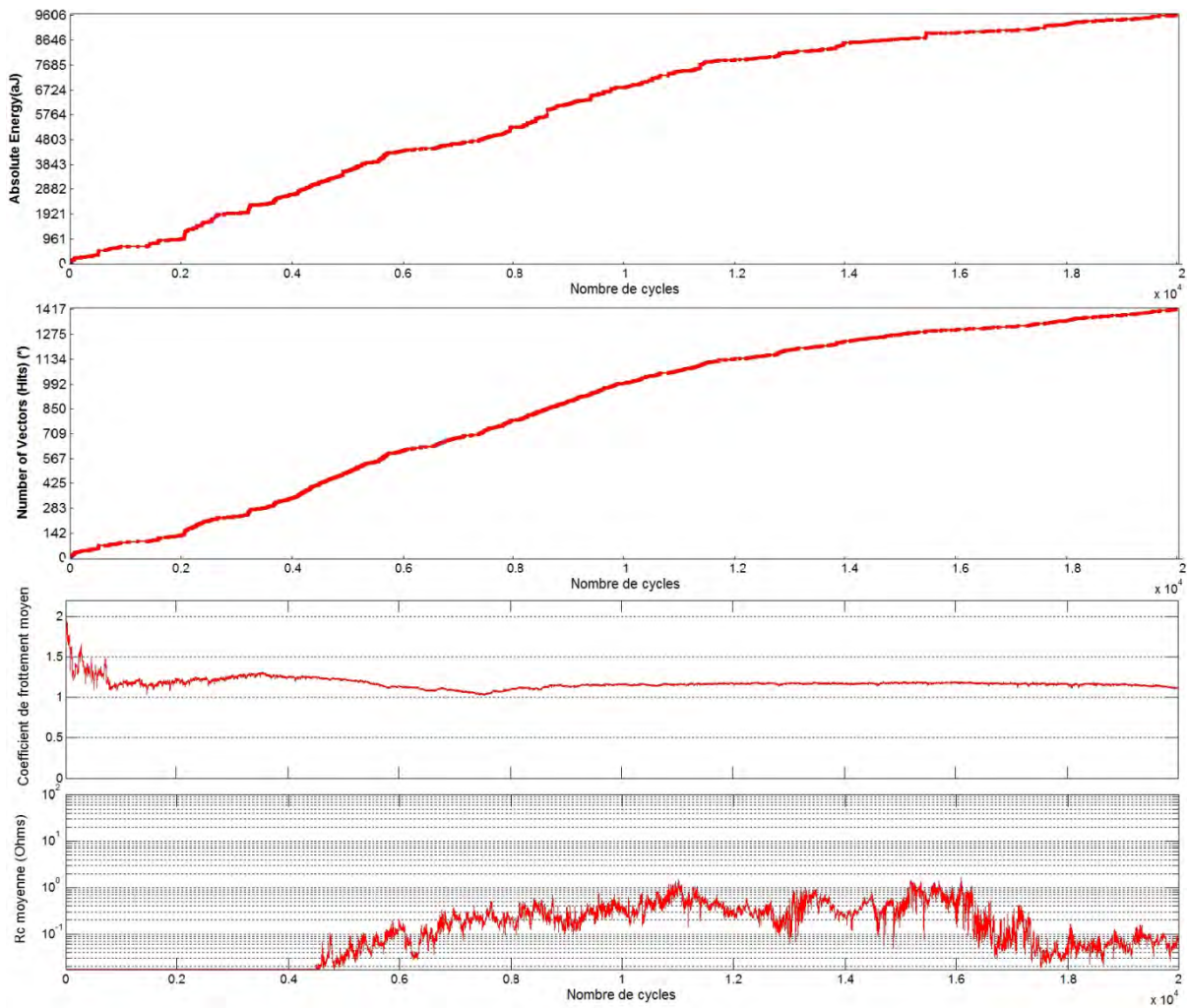
- Une première phase (I) transitoire d'environ 500 cycles (50 s) où les efforts de frottement et l'émissivité acoustique augmentent de façon constante, lié probablement à un accroissement de l'aire de contact, mais où l'intimité du contact garantit la conductivité électrique.
- Une deuxième phase (II) située entre 500 et 2000 cycles, où la force de frottement est plutôt stable et associée à une très faible activité acoustique. Le contact électrique est toujours établi.
- Une troisième phase (III), située entre  $2 \cdot 10^3$  et  $13,5 \cdot 10^3$  cycles, débute par une augmentation des efforts de frottement qui s'accompagne d'une hausse brutale de l'émissivité et de l'énergie absolue de la population A. Durant cette courte période d'environ 50 s (soit environ 500 cycles), la conductivité électrique reste maintenue malgré une dégradation manifeste des surfaces, probablement suivant un mécanisme d'enlèvement de matière. A l'issue de cette période, le contact devient résistif ce qui traduit la circulation d'un troisième corps devenu isolant, composé de débris oxydés.

Dès l'établissement du troisième corps et de la perte de conductivité électrique, l'émissivité de la population B montre une franche augmentation, sans toutefois présenter de seuil comme la population A, mais en se maintenant à un niveau bien supérieur à celle de la population A. On peut noter durant cette période une forte variation de la résistance du contact comprise entre  $0,03 \Omega$  et  $6 \Omega$ .

- Une quatrième phase (IV) à partir de  $13,5 \cdot 10^3$  cycles, où la résistance électrique du contact  $R_c$  chute, avec un rétablissement partiel du courant qui s'accompagne d'une nouvelle montée des efforts de frottement. Puis cette résistance électrique du contact augmente de nouveau en fin d'essai. Durant cette phase, l'émissivité et l'énergie acoustique cumulée  $E_{abs}$  de la population A retrouvent une croissance par palier alors que l'activité acoustique de la population B est fortement réduite, excepté en fin d'essai.

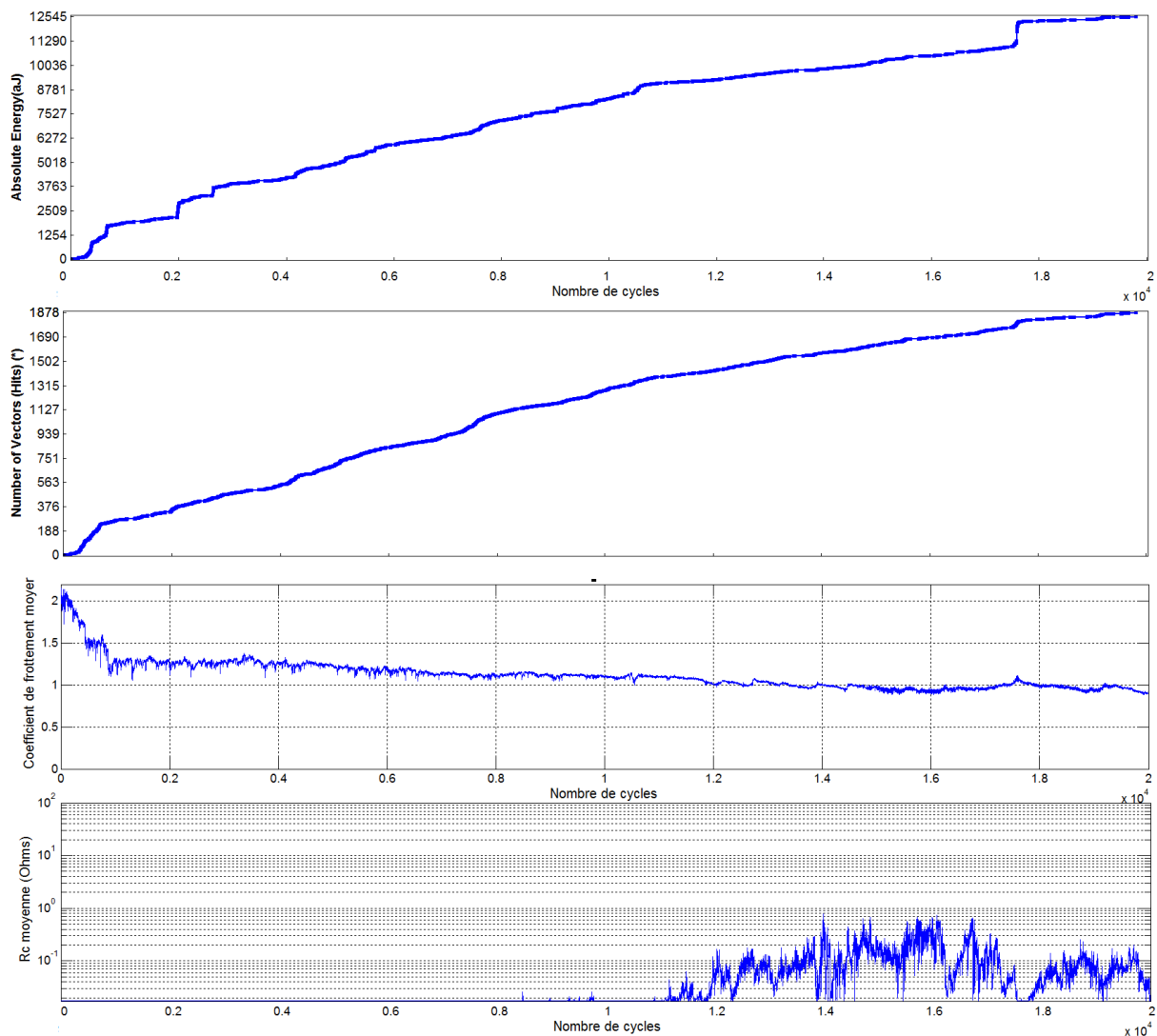
L'évolution énergétique des deux populations A (forte) et B (faible) ainsi que leur émissivité (nombre de hits) permettent de distinguer deux mécanismes distincts dans le contact.

- La population A est présente pendant toute la vie du contact : elle a été associée aux mécanismes continus de déplacement et d'enlèvement de matière.
- La population B, stable lorsque la résistance électrique du contact  $R_c$  est faible et croissante lorsqu'un troisième corps isolant empêche le passage de courant, est ainsi associé à des mécanismes activés uniquement lors de la perte de conductivité dans l'interface (débris oxydées) dans la zone III et à la fin de la IV.



**Figure 3.87 : Corrélation entre énergie acoustique cumulée  $E_{abs}$ , émissivité  $N_{hits}$ , coefficient de frottement moyen et résistance électrique du contact  $R_c$ , pour le couple Au-Au (essai à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$ ).**

Pour le cas de l'or et de l'argent (Figure 3.87 et Figure 3.88), une activité acoustique relativement continue est observée pendant les essais. L'énergie acoustique absolue  $E_{abs}$  et l'émissivité  $N_{hits}$  montrent sensiblement le même comportement. Les phases décrites précédemment sont très atténuées mais toujours présentes. Ainsi, la phase de perte de conductivité intervient même pour ces revêtements nobles, pour lesquels les débris restent conducteurs, lorsque leur dégradation fait apparaître le substrat. La perte de conductivité de l'argent est la plus tardive en raison de ses meilleures propriétés mécaniques, en particulier sa dureté, comparées à l'or.



**Figure 3.88 : Corrélation entre énergie acoustique cumulée  $E_{abs}$ , émissivité  $N_{hits}$ , coefficient de frottement moyen et résistance électrique du contact  $R_c$ , pour le couple Ag-Ag (essai à  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$ ).**

## 4. Synthèse partielle

Les paramètres acoustiques (énergie absolue  $E_{abs}$ , émissivité  $N_{hit}$  et fréquence du centroïde  $f_c$ ) issus d'essais de fretting en couples homogènes ont été comparés pour les conditions suivantes :  $\delta_i = \pm 40 \mu\text{m}$ ,  $F_N = 1 \text{ N}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 100 \text{ mA}$ ,  $N_c = 20 \cdot 10^3 \text{ cycles}$ .

- Les couples CuSn6 avaient préalablement permis d'identifier que l'émissivité acoustique est associée à l'intensité du courant. L'énergie absolue cumulée et l'émissivité sont très élevées. L'augmentation de l'activité acoustique avait été associée à l'établissement d'un troisième corps isolant et à l'apparition de micro-claquages. La fréquence du centroïde avait montré un pic prépondérant autour de 300 kHz attribué à des phénomènes mécaniques de type déformation plastique et enlèvement de matière.
- Dans le cas des couples de revêtements de métaux nobles (Au et Ag), l'énergie absolue cumulée et l'émissivité sont beaucoup plus faibles. Un seul mécanisme lié à la déformation a été identifié avec une fréquence du centroïde centrée autour de

$290 \pm 35$  kHz. L'énergie acoustique absolue cumulée  $E_{abs}$  va dépendre de la dureté du matériau.

- Dans le cas du couple de revêtement nickel (Ni mat), l'énergie absolue cumulée et l'émissivité sont plus élevées que pour les métaux nobles mais très inférieures aux substrats. Deux populations à fréquences du centroïde différentes ont été clairement identifiées vers 280 et 330 kHz. La population centrée sur 280 kHz est associée aux mécanismes de déformation plastique et de déformation de matière qui interviennent tout au long de l'essai, tandis que celle à 330 kHz, moins énergétique mais plus émissive, apparaît lorsqu'une couche isolante de débris oxydés se constitue.

Ces différentes observations renforcent l'hypothèse que lorsqu'une couche isolante se développe au sein d'un contact soumis à un courant électrique, un phénomène physique de micro-claquage s'active favorisant probablement l'émission de débris oxydés. Ceci se traduit par une émissivité accrue en EA.



# CONCLUSION GÉNÉRALE

La littérature décrit de nombreux dispositifs de fretting et présente une grande diversité dans la forme des cycles de fretting enregistrés. Les écarts observés ont été analysés par rapport à un cycle idéal de forme quadratique et mettent en évidence les trois échelles définies par le triplet tribologique : la rigidité du système et les conditions opératoires (échelle du dispositif), la rigidité du contact et la nature des matériaux (échelle des premiers corps), et les modes d'endommagement (échelle du troisième corps).

L'étude s'est ainsi d'abord orientée vers la caractérisation précise de la signature du dispositif de fretting du laboratoire avec en particulier l'effet du mode de génération du mouvement (asservissement par débattement imposé ou force d'actionneur imposée) et l'influence de la modification de complaisance du système par l'introduction d'une mesure de résistance électrique du contact. La complaisance réelle du contact a été évaluée par une approche semi-expérimentale et une analyse vibratoire du système a montré que les fréquences de résonance sont peu sensibles à la fréquence d'excitation.

Les deux différents modes de génération du mouvement ont été comparés grâce à des essais par cumul de charges et interprétés en termes de coefficients de frottement, d'énergie dissipée, de stabilité des régimes de glissement et des modes d'endommagement.

- En déplacement imposé, le contact conserve un régime de glissement total puisque la force d'actionneur reste toujours supérieure à la force de frottement. Le coefficient de frottement reste stable et l'énergie dissipée augmente proportionnellement à la charge appliquée : plus les efforts à vaincre sont importants, plus le système augmente la force de l'actionneur pour maintenir invariant l'amplitude consigne.
- En force d'actionneur imposée, le contact passe progressivement d'un régime de glissement à un régime de grippage lorsque la valeur de la force tangentielle atteint celle de la force actionneur : le contact adapte ses déplacements selon les efforts de frottement. Le rapport  $F_T/F_N$  décroît alors avec la charge normale et l'énergie dissipée reste à peu près constante.

Ces différentes adaptations du contact en force et en déplacement ont aussi été suivies par émission acoustique en reconstituant les cycles de fretting à partir des signaux acoustiques. Globalement, l'activité acoustique est plus importante à déplacement imposé. Ainsi, les deux modes de génération du mouvement sont cinématiquement équivalents, produisant des types d'endommagement et des évolutions de la résistance électrique du contact proches. Cependant ils se distinguent, d'une part, par des différences aux extrémités des cycles (changements de direction du mouvement) où l'activité acoustique est plus soutenue à déplacement imposé et la production de débris de morphologie différente, d'autre part, par des pertes de conductivité retardées à déplacement imposé, traduisant des mécanismes d'accommodation spécifiques entre ces deux modes d'asservissement.

L'influence de la nature des matériaux sur la forme des cycles de fretting a également été étudiée en comparant dans les mêmes conditions des échantillons respectivement ductiles, durs et fragiles ou peu adhérents (bronze CuSn6, alumine  $Al_2O_3$ , polymère PTFE).

Une étude complète de l'influence des conditions opératoires (débattement, charge appliquée, fréquence d'excitation, intensité du courant) sur les réponses tribologiques, électriques et acoustiques, pour un couple CuSn6-CuSn6 à sec et à déplacement imposé a été ensuite menée en utilisant un plan d'expériences à deux niveaux, optimisé à seize essais. Une analyse de la variance (ANOVA) a permis d'illustrer les grandes tendances de comportement, d'identifier les paramètres prépondérants ainsi que les couplages existant entre paramètres opératoires et réponses tribologiques (coefficient de frottement, énergie dissipée, taux d'usure, mode d'endommagement), électriques (résistance du contact, seuil de conductivité) et plus particulièrement acoustiques (amplitude acoustique, émissivité, nombre de coups, énergie acoustique absolue, fréquence du centroïde).

En termes de réponse tribologique, les résultats montrent que :

- Le coefficient de frottement moyen reste peu dépendant des conditions opératoires établies et une bonne reproductibilité des essais a été observée en comparant les efforts de frottement en fonction des charges utilisées.
- L'énergie dissipée semble être la réponse la plus représentative des interactions dans le contact : l'énergie dissipée est essentiellement proportionnelle à l'amplitude de déplacement et à la charge.
- Malgré une assez grande variabilité des résultats, les taux ainsi que les coefficients énergétiques d'usure et d'endommagement restent globalement constants, ce qui illustre des mécanismes d'accommodation similaires sur le domaine étudié.
- La reconstitution du circuit tribologique a confirmé les scénarios d'endommagement proposés dans la littérature avec une première phase liée à la naissance du troisième corps par déformation plastique des surfaces en contact avec fortes interactions adhésives entre surfaces métalliques, suivie par une seconde phase liée à l'oxydation du troisième corps avec la formation de débris de petite taille broyées et oxydées.

En termes de réponse électrique, il a été remarqué que :

- L'amplitude de déplacement, la fréquence d'excitation et la charge jouent un rôle sur la durée de la phase initiale où la conductivité électrique est maintenue. L'amplitude de déplacement est le paramètre principal qui va favoriser l'élimination des débris oxydés et ainsi retarder la perte de la conductivité électrique. La fréquence d'excitation intervient également à partir du moment où la vitesse de croissance des couches d'oxydes devient plus lente que la fréquence de rafraichissement des surfaces.
- Une résistance électrique du contact faible (contact conducteur) est associée à un coefficient de frottement élevé alors qu'une résistance élevée (contact isolant) correspond à un coefficient de frottement modéré.

En termes de réponse acoustique, il a été constaté que :

- Parmi les cinq paramètres acoustiques étudiés, on constate que l'émissivité, l'énergie absolue et l'amplitude acoustique augmentent lorsque l'amplitude de déplacement et la fréquence d'excitation augmentent et lorsque la charge normale diminue.
- L'émissivité et l'énergie absolue sont proportionnelles à l'énergie dissipée lorsque la charge augmente ; néanmoins le courant électrique est capable d'entraîner une augmentation de l'émissivité acoustique.
- Une corrélation entre l'amplitude des signaux acoustiques et la résistance électrique du contact a été identifiée. Cette corrélation est pertinente pour des intensités de courant de 500 mA qui vont générer des signaux acoustiques plus émissifs, mais elle devient délicate pour les faibles courants.
- La perte de conductivité électrique s'accompagne de l'apparition de salves acoustiques dont la fréquence du centroïde semble dépendre de la nature du matériau (de l'ordre de 200 kHz avec le CuSn6 et de 330 kHz avec le Ni).
- La fréquence du centroïde est modifiée lorsque le contact est soumis au passage d'un courant électrique : celle-ci est décalée vers les basses fréquences lorsque l'intensité augmente, plus particulièrement quand le débattement est faible.

L'ensemble de ces résultats, associé à l'observation des faciès d'usure, l'oxydabilité du métal et l'activité acoustique caractéristique lors de la constitution des couches d'oxydes, suggère l'intervention de phénomènes de micro-claquage au sein de la couche de troisième corps oxydé.

## PERSPECTIVES

Les travaux concernant la problématique des défaillances électriques par fretting visent à l'amélioration de l'endurance électrique soit par le contrôle des conditions opératoires et/ou par la modification des matériaux des interfaces, soit par l'introduction d'un troisième corps sous forme de lubrifiant ayant pour but de retarder la perte de conductivité, inéluctable pour les matériaux non nobles.

À partir des corrélations obtenues entre réponses acoustiques, tribologiques et électriques pour un contact CuSn6-CuSn6, ce travail introduit la possibilité d'utiliser la technique d'émission acoustique comme moyen de surveillance vis-à-vis de la perte de conductivité des contacts électriques dans le domaine du fretting-usure où précisément le contact électrique montre une durée de vie électrique finie.

L'influence de l'intensité de courant sur l'émissivité acoustique et son association aux dynamiques d'oxydation du troisième corps reste encore difficile à expliquer. De futurs travaux pourront être approfondis en utilisant d'autres matériaux conducteurs et en faisant varier l'intensité de courant, facteur opératoire qui semble avoir une influence déterminante sur la signature acoustique lors de l'apparition d'un troisième corps isolant. En particulier, une étude plus locale avec des techniques spécifiques, permettrait d'approfondir et de préciser les conditions d'apparition des phénomènes de micro-claquages électriques au sein d'un contact parcouru par un courant faible.



**ANNEXES**



---

## ANNEXE 1

---

### Régimes de contact

Lorsqu'on considère une configuration de type sphère plan, selon le chargement dans l'axe normale au point de contact, sont distingués trois types de contacts :

- Contact élastique dans lequel les déformations sont réversibles, l'approche de Hertz permet de calculer les pression, l'indentation et l'aire de contact, dans le domaine élastique, soit ponctuel ou linéique.
- Contact élastoplastique, où la plastification concerne uniquement une zone interne en dessous des surfaces en contact.
- Contact plastique, dans lequel l'écoulement plastique irréversible du massif atteint la surface en contact.

### Contact Élastique-Théorie du contact de Hertz

Les contacts ponctuels et linéiques font partie de la famille de contacts hertziens, pour lesquels la théorie proposée par Heinrich Hertz<sup>162,163</sup> permet de comprendre et d'évaluer ces contacts en déterminant l'aire de contact, le champ et la distribution des contraintes induits par des chargements normaux appliqués. A partir de ces informations, il est possible d'estimer, de façon réaliste, le comportement de matériaux afin de ne pas dépasser la limite élastique et prévoir les possibles endommagements et les déformations surfaciques.

Avant de résoudre la problématique du contact entre deux solides, la théorie de Hertz, considère les hypothèses suivantes :

- Les matériaux doivent avoir un comportement élastique, c'est-à-dire suivre une relation linéaire entre contraintes et déformations, caractérisés par leur module d'élasticité  $E$  et leur coefficient de Poisson  $\nu$ .
- Les solides doivent être homogènes et isotropes.
- Les surfaces libres des deux solides doivent être continues et lisses, cette hypothèse implique un état surfacique libre de rugosité.
- Les rayons de courbure au voisinage du point de contact doivent être définis.
- La dimension de l'aire de contact lorsque la mise en contact est réalisée, doit être négligeable par rapport aux rayons de courbure des solides :  $a \ll R^*$ .
- La force normale appliquée doit être perpendiculaire au plan tangent commun aux deux solides. La théorie reste valide pour des contacts sans frottement.

Pour le cas particulier d'un contact sphère/plan, l'aire de contact est un cercle de rayon  $a$  :

---

[1] JOHNSON K. L., « One hundred years of Hertz contact », *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers*, 196 (1), pp. 363-378, 1982.

[2] 163 HERTZ H., *Ueber die Berührung fester elastischer Körper*, *J. Reine Angew Math* 92, pp.156-171, 1882

$$a = \left( \frac{3F_N \cdot R^*}{4 \cdot E^*} \right)^{1/3}$$

Avec :

$F_N$ , la force normale sous le contact (N)

$R^*$ , le rayon équivalent des massifs en contact (m)

$$R^* = \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1}$$

Pour un contact sphère-plan,  $R_2 \rightarrow \infty$ , d'où  $R^* = R_1$

$E^*$  est le module d'élasticité effectif (MPa), calculé selon la relation suivante :

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

La répartition de pression sur l'axe de symétrie du contact dans un repère polaire s'exprime par :

$$p(r) = p_{\max} \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2}}$$

Avec la pression maximale  $p_{\max}$  (GPa) :

$$p_{\max} = \frac{3F_N}{2\pi \cdot a^2}$$

La pression moyenne  $p_m$  (GPa) :

$$p_m = \frac{3 \cdot p_{\max}}{2}$$

Le rapprochement maximal des surfaces au centre de la sphère par rapport au plan  $d_0$ , s'exprime :

$$d_0 = \frac{a^2}{R^*} = p_{\max} \frac{\pi a}{2E^*}$$

Le matériau travaillera dans le domaine élastique (sans déformation permanente) jusqu'à que le chargement atteigne la limite d'élasticité  $R_e$ , c'est-à-dire quand la pression moyenne de hertz atteint  $p_m = 1,1 \cdot R_e$ <sup>164</sup>, la valeur de la contrainte maximale évaluée en cisaillement  $\tau_{\max}$ , qui dépend de la pression maximale de Hertz  $p_{\max}$  et se situe sur l'axe perpendiculaire au plan tangentiel de contact, à une profondeur (en fonction de  $a$ ) en traversant le point initial de contact, appelé point de Hertz<sup>165</sup> (Figure A.1a). Au-delà d'une certaine charge avec une

<sup>164</sup> BIG-ALABO A., HARRISON P., CARTMELL M.P., Contact model for elastoplastic analysis of half-space indentation by a spherical impactor, *Computers & Structures* 151, pp. 20-29, 2015.

<sup>165</sup> INGLEBERT G., DA SILVA BOTHELO T., LEMARIE CARON I., Théorie du contact de Hertz-contacts ponctuels ou linéiques, « *Techniques de l'Ingénieur* », 2011.



$p_{\max} > 1,6 \cdot R_e$  ou  $p_m > 1,1 \cdot R_e$ , le matériau sous la surface entre dans un état plastique autour du point le plus sollicité (Figure A.1.b), régime élastoplastique. Le volume plastifié s'étend irréversiblement à toute la zone du contact, lorsque  $p_{\max} = 3 \cdot R_e$  (Figure A.1c). La pression de contact de déformation plastique  $p_e$  est voisine de la dureté mesurée avec une bille (dureté Brinell HB  $\sim 3R_e$ )<sup>166</sup>.

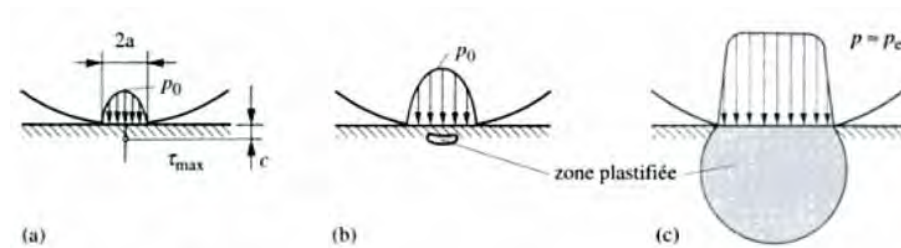


Figure A.0.1 Contact sphère-plan (a) régime élastique (b) régime élastoplastique (c) régime plastique d'après SPINLER<sup>167</sup>

$$\tau_{\max} \sim 0,31 p_{\max} \leq \begin{cases} \frac{R_e}{2} \text{ (Critère selon Tresca)} \\ \frac{R_e}{\sqrt{3}} \text{ (Critère selon von Mises)} \end{cases}$$

### Influence de la rugosité sur la déformation plastique

Kubiak<sup>168</sup> *et al.* montrent l'influence de la rugosité avec sept états de surface dans des cartes de fretting. En utilisant un couple sphère AISI 52100 ( $\sigma_{y(0.2\%)}=1700$  MPa)-plan AISI 1034 ( $\sigma_{y(0.2\%)}=350$  MPa), les pressions maximales de Hertz varient entre 500 et 1000 MPa. L'application de ces pressions résultent en une déformation plastique localisée dans la partie centrale du cercle de contact ; néanmoins les déformations plastiques peuvent être assimilées, selon la rugosité, par des aspérités des surfaces<sup>169</sup>. La charge normale va déterminer l'aire de contact selon les rugosités des surfaces. Pour des surfaces à faible rugosité, l'aire de contact est plus importante par rapport aux surfaces rugueuses. Les efforts tangentiels vont augmenter aussi avec la charge normale. Dans cette configuration, le frotteur (plus dur) ne montre pas des dégradations importantes. Cependant la morphologie de la trace d'usure sur l'échantillon plan montre une cavité en U avec une zone centrale fortement usée et une zone périphérique où la déformation plastique est prédominante.

<sup>166</sup> BRAKE M. R., An analytical elastic-perfectly plastic contact model, *Int. Journal of Solids and Structures* 49 (22), pp. 3129-3141, 2012.

<sup>167</sup> SPINLER G., Conception des machines: principes et applications. Dimensionnement, *PPUR Presses Polytechniques*, 3, pp. 15-18, 1998.

<sup>168</sup> KUBIAK K. J., MATHIA T. G., FOUVRY S., Interface roughness effect on friction map under fretting contact conditions. *Tribology Int.*, 43 (8), pp.1500-1507, 2010.

<sup>169</sup> ZAHOUANI H., VARGIOLU R., LOUBET J.-L., Fractal models of surface topography and contact mechanics, *Mathematical and Computer Modeling* 28 (4), pp. 517-534, 1998.



## Calibration du capteur sans contact

Une des recommandations importantes du fabricant est de réaliser la calibration du capteur en utilisant le même matériau qui sera utilisé comme cible. Donc, ce capteur a été recalibré avec la même nacelle en aluminium anodisé utilisé dans le dispositif de fretting, face à une de ses extrémités planes (Figure A2.0.1). En suivant la procédure de calibration donnée par le constructeur, la cible a été fixée dans une plateforme mobile activée par une vis micrométrique de façon à contrôler les micro-déplacements. La tension de sortie sur le module électronique KD 2306 a été récupérée à l'aide d'un voltmètre (Figure A2.0.2).

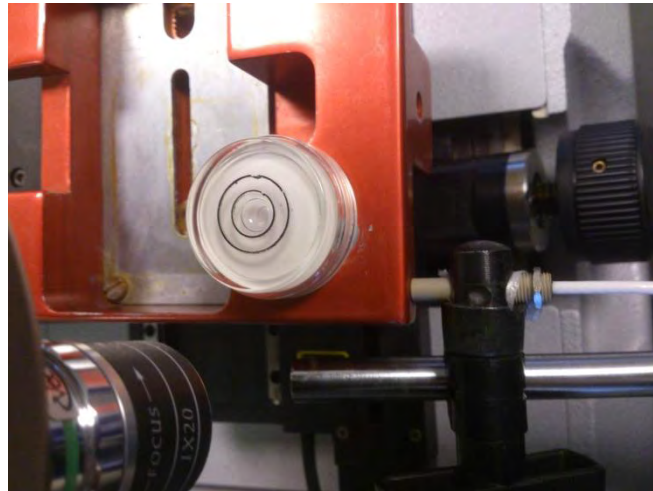


Figure A2.0.1: Mise en position du capteur de déplacement sans contact lors de sa calibration

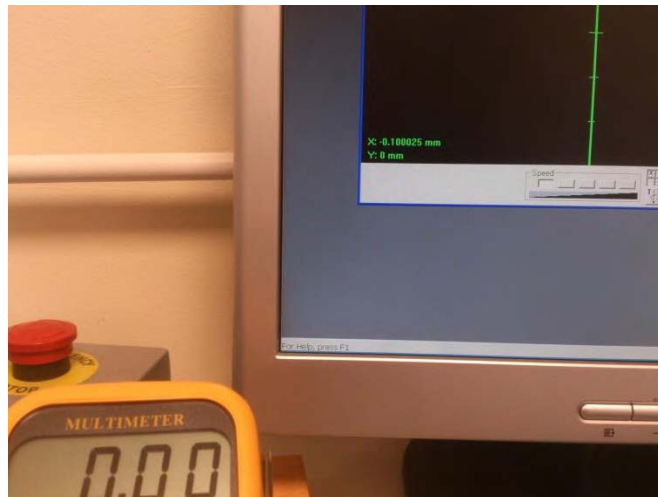
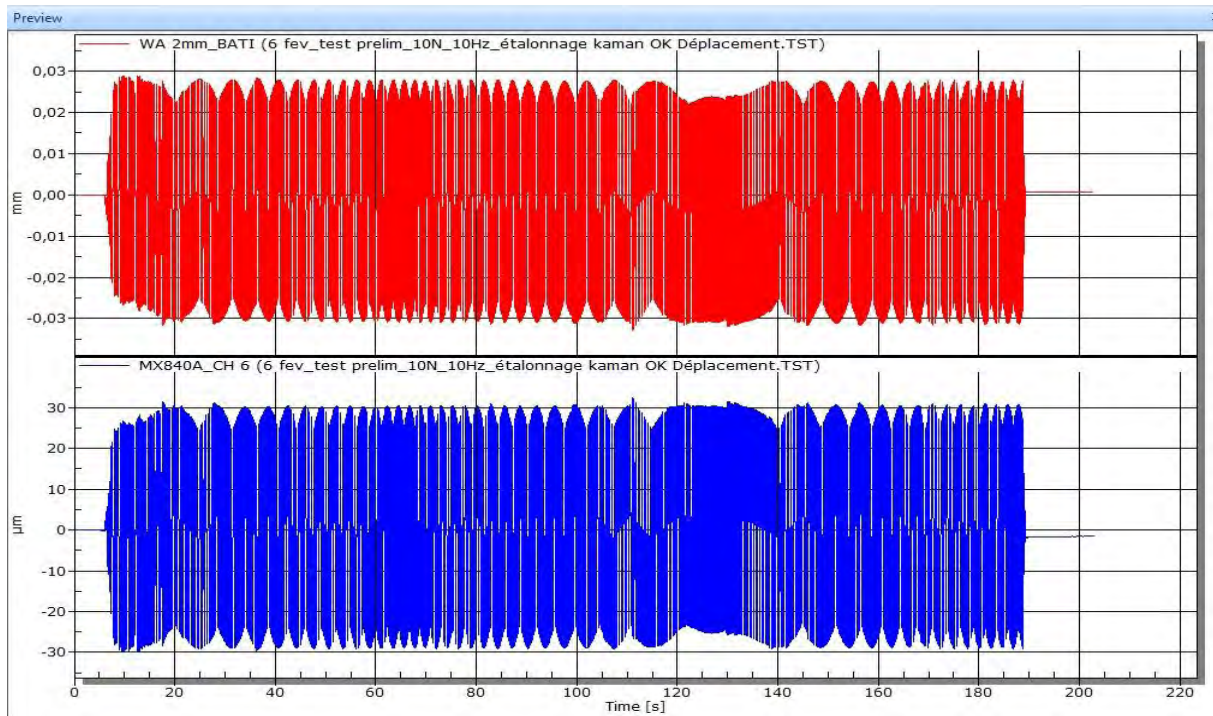


Figure A2.0.2: Lecture de la tension de sortie lors de la calibration du capteur sans contact

Après étalonnage du système sans contact (capteur + module électronique), un essai à déplacement imposé à  $\pm 30 \mu\text{m}$  et une fréquence d'excitation  $f = 10 \text{ Hz}$  montre une bonne corrélation entre les deux signaux bruts de déplacement obtenus (Figure A2.0.3).

La calibration débute à une distance de 10 % de l'étendue de mesure ; ainsi,  $100 \pm 0,25 \mu\text{m}$  correspond à  $0 \pm 0,01 \text{ Vcc}$  de tension de sortie. A l'étape suivante, la plateforme se déplace de

600  $\mu\text{m}$  et la tension est corrigée à 5 Vcc et finalement à 1100  $\mu\text{m}$  avec une tension de 10 Vcc. Cette procédure doit être reproduite jusqu'à avoir une stabilité des valeurs de tension.



**Figure A2.0.3 : Comparaison entre mesures de déplacement capteur fixé au bati (rouge) et capteur sans contact (bleu) essai à  $\delta_i = \pm 30 \mu\text{m}$  et  $f = 10 \text{ Hz}$**

---

## Mesure de la résistance électrique de contact

### Modèle de Holm

Le modèle de Holm permet de calculer de manière simple la résistance électrique d'un contact, en considérant que sur un contact de matériau conducteur, d'aire apparente de rayon  $a$ , la résistance totale s'obtient par la mise en série de l'ensemble des  $n$  résistances élémentaires en parallèle ( $\rho/2na_s$ ), des spots circulaires de rayon  $a_s$  avec une résistance d'interaction ( $\rho/2na$ ). Donc la formule de la  $R_c$ , en considérant des spots de taille identique répartis de façon homogène dans l'aire de contact ( $a$ ), est la suivante :

$$R_c = \frac{\rho}{2} \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{na_s} \right)$$

Il s'agit de mesurer la variation de *résistance électrique* de contact due à l'effet de transduction. Un transducteur est un composant qui fournit comme signal de sortie une grandeur physique utilisable en réponse à une autre grandeur physique spécifiée comme signal d'entrée.

D'abord, on sait que l'effet résistif d'un fil cylindrique de longueur  $L$  et de section  $S$  est défini par sa valeur de résistance électrique  $R$ , caractéristique pour chaque matériau:

$$R = \rho \frac{L}{S}$$

Avec:

- $R$  : la résistance en  $\Omega$ ,
- $\rho$ : la résistivité du matériau en  $\Omega.m$  pour une température donnée,
- $L$  : la longueur du conducteur en m et
- $S$  : la section du conducteur en  $m^2$ .

Il est important de noter que la variation de la température du matériau entraîne dans tout montage une variation de sa résistance électrique. En effet, la résistance d'un fil est liée, entre autres, à sa longueur, mais aussi à sa température. Principe de montage à 2 fils :

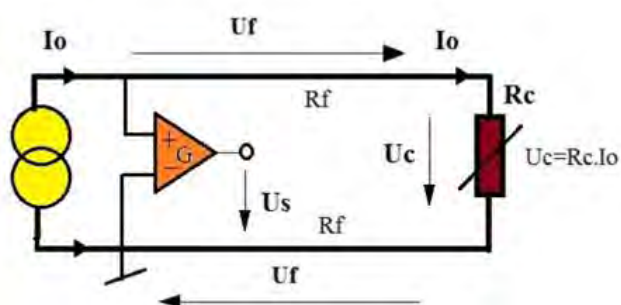


Figure A3.0.1: Circuit de mesure de  $R_c$  à 2 fils

Si on engage un courant  $I_0$  aux bornes de la résistance variable, circuit de la Figure A3.0.1, il est possible de récupérer une valeur de tension de sortie à travers un amplificateur de tension de gain  $G$  branché en parallèle dans le circuit de mesure. Mais si la résistance  $R_f$  des fils est du même ordre de grandeur que la  $R_c$ , la sensibilité de la mesure peut se réduire. Il faut donc un montage qui n'inclut pas dans la mesure les résistances dues à la longueur des câbles avec  $R_f \ll R_c$ .

### Principe de montage à quatre fils

Le montage à 4 fils permet de rendre négligeable l'influence des résistances de ligne. Deux fils servent à la circulation du courant (rouge et bleu) et les deux autres à la mesure de la tension aux bornes de la sonde (jaune et noir, Figure A3.0.2). Les quatre fils ayant la même longueur, ils ont tous la même résistance de ligne, notée  $R$  sur le schéma<sup>170</sup>.

$$R = \frac{V_{MN}}{I}$$

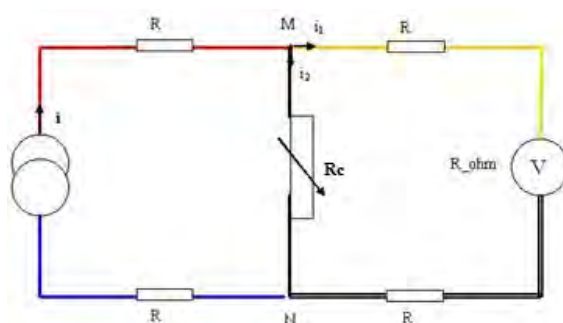


Figure A3.0.2 : Circuit de mesure de  $R_c$  à quatre fils

On applique un courant  $I = 1 \text{ mA}$  dans le circuit.

D'après la loi des nœuds :

$$I = I_1 + I_2$$

Comme on mesure la différence de potentiel entre les bornes MN, la tension  $U_{MN}$  est la même dans les deux branches (loi des mailles).

<sup>170</sup> <http://www.cirris.com/testing/resistance/fourwire.html>

On utilise alors la loi d'Ohm :

Dans la branche comportant le voltmètre, on a :

$$V_{MN} = (2R + R_{ohm}) \cdot I_1$$

Dans la branche comportant la résistance du contact, on a :

$$V_{MN} = R_c \cdot I_2$$

La résistance du voltmètre étant très élevée (de l'ordre du  $M\Omega$ ), le courant circulant dans sa branche  $I_1$  est très faible, il est donc négligeable par rapport à  $I_2$ . On en déduit la valeur du courant  $I = I_2$ , en considérant que  $I_1 \ll I_2$ , et donc la différence de tension entre MN :

$$V_{MN} = R_c \cdot I$$

Dans ce type de montage, on effectue une mesure de tension pour déterminer la valeur de résistance et non une mesure directe de la résistance électrique. La mesure de la tension permet de déterminer la valeur de la résistance de la résistance du contact sans aucune autre influence.

### Mise en œuvre du circuit de mesure de résistance de contact

Sachant l'efficacité du montage à 4 fils, un circuit imprimé a été fabriqué pour reproduire le principe théorique (Figure A3.0.3). Le but est de pouvoir récupérer une tension en continu entre 0 et 10 V, provenant de la résistance variable de contact entre le frotteur et l'échantillon plan de notre dispositif de fretting.

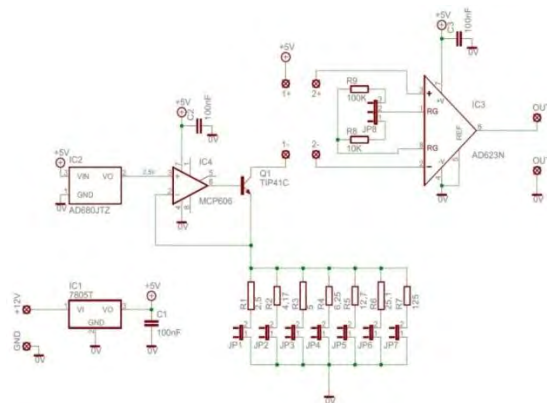


Figure A3.0.3 : Schéma du circuit à 4 fils

Ce circuit utilise une tension  $12 V_{cc}$  transformée à partir de  $230 V_{CA}$  grâce à un transformateur CA-CC de 1A de capacité ; la tension est ensuite abaissée à  $5V_{cc}$  en utilisant un régulateur de tension 7805T ; puis un voltage de référence est fixé à  $2,5V_{cc}$  avec une précision de  $\pm 5 mV$  à l'aide du AD680JTZ ; enfin un amplificateur opérationnel MCP606 toujours alimenté en  $2,5$

$V_{cc}$  permet de sélectionner le courant en fonction de la résistance choisie (« cavaliers JP1 à JP7 ») : soit la valeur minimale de 50 mA pour une résistance de 125 ohms, soit la valeur maximale de 1000 mA pour une résistance de 2,5 ohm, pourront être fixées par l'utilisateur. Le courant sera collecté et commuté par un transistor de puissance bipolaire TIP41C pour être injecté sur les échantillons en contact sur les bornes + 1 et - 1 du circuit.

La tension électrique du circuit est récupérée aux points +2 et -2 et traitée dans un amplificateur de tension AD623N qui permet de sélectionner le gain d'amplification, soit 10 ou soit 100 selon les résistances R8 (11 k $\Omega$ ) ou R9 (1,02 k $\Omega$ ) respectivement. Le choix du gain se fait à l'aide du « cavalier JP8 » qui va relier une des deux résistances selon les besoins de l'utilisateur (Figure A3.0.4).

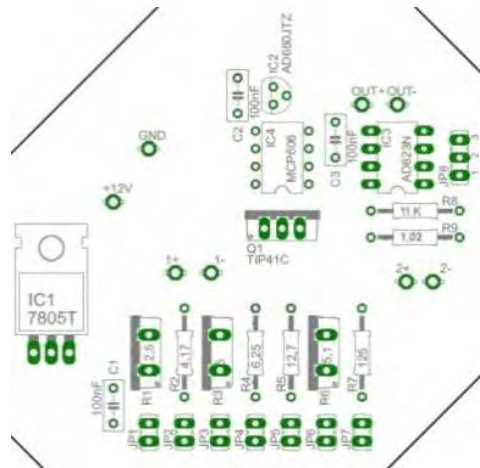


Figure A3.0.4 : Disposition des éléments électroniques dans la plaque du circuit à 4 fils



### Routine de traitement de données

La routine présentée a été élaborée en utilisant le logiciel MATLAB™. Toutes les données sont d'abord exportées du logiciel d'acquisition CATMAN™ avant filtrage, traitement et élaboration des graphiques. Certaines lignes du code peuvent varier selon, la fréquence d'échantillonnage, la fréquence d'excitation, le nombre de cycles, la charge normale utilisée et l'intensité de courant.

Le code type ci-dessous présenté est applicable pour le traitement et la génération de graphiques d'un essai échantillonné à 1200 Hz, avec une durée de 60 cycles.

```
%Créer vecteur temps;
T1 = Channel_1_Data(:,1);
%Filtrage de valeurs;
T1 = Channel_1_Data((1:72001),1);%Vérification du longueur du vecteur
T1=(T1); %Retour au temps réel en secondes
T1=(T1*10);%Temps en fonction du nombre de cycles (T1*fréquence d'essai);
%Créer vecteur Force actionneur;
Fa1 = Channel_2_Data((6000:78000),1);
%Déterminer longueur du vecteur Force actionneur;
s13 = length(Fa1);
%Tableau temps, Min et Max Force actionneur :
TailleMinMax = (s13/120);
t1 = zeros(TailleMinMax, 1);
FaMin1 = zeros(TailleMinMax, 1);
FaMax1 = zeros(TailleMinMax, 1);
FaMoy1 = zeros(TailleMinMax, 1);
bnc = 1;
for anc = 1:120:(s13-120)
    t1(bnc,1) = (T1(anc, 1));
    FaMin1(bnc, 1) = min(Fa1(anc:(anc+120), 1));
    FaMax1(bnc, 1) = max(Fa1(anc:(anc+120), 1));
    FaMoy1(bnc, 1) = (abs(FaMax1(bnc, 1)) + abs(FaMin1(bnc, 1)))/2;
    bnc = bnc + 1;
end
FaRMSMax1 = (FaMax1)/ (sqrt(2));
FaRMSMin1 = (FaMin1)/ (sqrt(2));
%Plot Force actionneur complète et RMS;
figure(1);
plot(T1,Fa1, '-r', t1, FaRMSMax1, '-b', t1, FaRMSMin1, '-b');
```

```

grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Force actionneur (N)');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
%Set color fond;
%set(gcf, 'Color', [1,0.4,0.6]);
%Plot Force actionneur moyenne
figure(2);
plot (t1,FaMoy1);
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Force actionneur moyenne (N)');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
%Plot Force actionneur Max et Min
figure(3);
plot(t1,FaMax1,t1,FaMin1);
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Force actionneur max et min
(N)');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
%*****
%*****
Fp1 = Channel_3_Data((6000:78000),1);
%Déterminer longueur du vecteur Force de frottement;
s13 = length(Fp1);
%Tableau temps, Min et Max Force de frottement:
TailleMinMax = (s13/120);
t1 = zeros(TailleMinMax, 1);
FpMin1 = zeros(TailleMinMax, 1);
FpMax1 = zeros(TailleMinMax, 1);
FpMoy1 = zeros(TailleMinMax, 1);
bnc = 1;
for anc = 1:120:(s13-120)
    t1(bnc,1) = (T1(anc, 1));
    FpMin1(bnc, 1) = min(Fp1(anc:(anc+120), 1));
    FpMax1(bnc, 1) = max(Fp1(anc:(anc+120), 1));
    FpMoy1(bnc, 1) = (abs(FpMax1(bnc, 1)) + abs(FpMin1(bnc, 1)))/2;

```

```

        bnc = bnc + 1;
end
FpRMSMax1 = (FpMax1)/ (sqrt(2));
FpRMSMin1 = (FpMin1)/ (sqrt(2));
%Coefficient de frottement moyen;
figure (4);
plot (t1,(FpMoy1/1));
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{14} Coefficient de frottement moyen
');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{14} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{14} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
%*****
%*****
%Plot Force de frottement ;
figure (5);
%FppMoy = FpMoy-fix(FpMoy)
plot(T1,Fp1,'-v',t1,FpRMSMax1,'-r',t1,FpRMSMin1,'-r');
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Force de frottement (N)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
%Plot force de frottement moyenne
figure (6);
plot (t1,FpMoy1);
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Force de frottement moyenne
(N)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
%Plot force de frottementMax et Min
figure (7);
plot(t1,FpMax1,t1,FpMin1);
grid on

```

```

ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Force de frottement max et min
(N)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
    Fpstd = std(FpMoy1);
boxplot(FpMoy1);figure(gcf);
%*****
%*****
%Créer vecteur Déplacement HBM;
D1 = (Channel_4_Data((6000:78000),1))*1000;
%Déterminer longueur du vecteur Déplacement;
s13 = length(D1);
%Tableau temps, Min et Max Déplacement:
TailleMinMax = (s13/120);
t1 = zeros(TailleMinMax, 1);
DMin1 = zeros(TailleMinMax, 1);
DMax1 = zeros(TailleMinMax, 1);
DMoy1 = zeros(TailleMinMax, 1);
DC1 = zeros(TailleMinMax, 1);
%DT = zeros(TailleMinMax, 1);
bnc = 1;
for anc = 1:120:(s13-120)
    t1(bnc,1) = (T1(anc, 1));
    DMin1(bnc, 1) = min(D1(anc:(anc+120), 1));
    DMax1(bnc, 1) = max(D1(anc:(anc+120), 1));
    DMoy1(bnc, 1) = (abs(DMax1(bnc, 1)) + abs(DMin1(bnc, 1)))/2;
    DC1(bnc, 1) = (abs(DMax1(bnc, 1)) + abs(DMin1(bnc, 1)))*2;
    bnc = bnc + 1;
end
%DT = zeros(TailleMinMax, 1);
%pnc = 2;
%for j = 1: ((s2/120)-1);
%DT(pnc,1) = cumsum (DC((1:(j+1)),1));
%pnc = pnc +1;
%end
%Distance totale cummulée;
DT1 = cumsum (DC1,1);
DRMSMax1 = (DMax1)/ (sqrt(2));
DRMSMin1 = (DMin1)/ (sqrt(2));

```

```

%Plot Déplacement cycles complets;
%DDMoy = DMoy-fix(DMoy);
figure (9);
plot(T1,D1,'-b',t1,DRMSMax1,'-r',t1,DRMSMin1,'-r');
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on

%Plot Déplacement moyen;
figure (10);
plot (t1,DMoy1);
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Déplacement moyen ( $\mu\text{m}$ )');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on

%Plot Déplacement Max et Min
figure (11);
plot(t1,DMax1,t1,DMin1);
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Déplacement max et min ( $\mu\text{m}$ )');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on

%Plot distance totale parcourue;
figure (12);
plot (t1,DT1,'-r');
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Distance totale parcourue ( $\mu\text{m}$ )');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on

%*****
%*****
%Créer vecteur Déplacement KAMAN;

```

```

DK = Channel_7_Data((6000:78000),1);
%Déterminer longueur du vecteur Déplacement;
s13 = length(DK);
%Tableau temps, Min et Max Déplacement:
TailleMinMax = (s13/120);
t1 = zeros(TailleMinMax, 1);
DKMin = zeros(TailleMinMax, 1);
DKMax = zeros(TailleMinMax, 1);
DKMoy = zeros(TailleMinMax, 1);
DCK = zeros(TailleMinMax, 1);
bnc = 1;
for anc = 1:120:(s13-120)
    t1(bnc,1) = (T1(anc, 1));
    DKMin(bnc, 1) = min(DK(anc:(anc+120), 1));
    DKMax(bnc, 1) = max(DK(anc:(anc+120), 1));
    DKMoy(bnc, 1) = (abs(DKMax(bnc, 1)) + abs(DKMin(bnc, 1)))/2;
    DCK(bnc, 1) = (abs(DKMax(bnc, 1)) + abs(DKMin(bnc, 1)))*2;
    bnc = bnc + 1;
end
DTK = cumsum (DCK,1);
DTK =DTK/1000000;
DKRMSMax = (DKMax)/ (sqrt(2));
DKRMSMin = (DKMin)/ (sqrt(2));
%Plot Déplacement cycles complets;
%DDMoy = DMoy-fix(DMoy);
figure (13);
plot(T1,DK, '-b',t1,DKRMSMax, '-r',t1,DKRMSMin, '-r');
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Déplacement (µm)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
    %Plot Déplacement moyen;
figure (14);
plot (t1,DKMoy);
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Déplacement moyenne (µm)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');

```

```

set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
    %Plot Déplacement Max et Min
figure (15);
plot(t1,DKMax,t1,DKMin);
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Déplacement max et min ( $\mu\text{m}$ )');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
    %Plot distance totale parcourue;
figure (16);
plot (t1,DTK,'-r');
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Distance totale parcourue (m)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
%*****
%*****
%Créer vecteur Résistance de contact;
V = Channel_5_Data((6000:78000),1);
Rc = (V/(0.1*10));
    %Déterminer longueur du vecteur Résistance de contact;
s13 = length(Rc);
%Tableau temps, Min et Max Résistance de contact :
TailleMinMax = (s13/120);
t1 = zeros(TailleMinMax, 1);
RcMin = zeros(TailleMinMax, 1);
RcMax = zeros(TailleMinMax, 1);
RcMoy = zeros(TailleMinMax, 1);
bnc = 1;
for anc = 1:120:(s13-120)
    t1(bnc,1) = (T1(anc, 1));
    RcMin(bnc, 1) = min(Rc(anc:(anc+120), 1));
    RcMax(bnc, 1) = max(Rc(anc:(anc+120), 1));
    RcMoy(bnc, 1) = (abs(RcMax(bnc, 1)) + abs(RcMin(bnc, 1)))/2;
    bnc = bnc + 1;

```

```

end
%Plot Résistance de contact + Moy (f) du temps;
figure(17);
plot(T1,Rc,'-g',t1,RcMoy,'-b');
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Résistance de contact (Ohms)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
%Plot Résistance de contact Moy (f) de la distance totale parcourue;
figure(18);
plot(DT1,RcMoy,'-b');
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Résistance de contact (Ohms)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Distance totale parcourue ( $\mu$ m)');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 1500000]);
hold on
%Plot Résistance de contact moyenne en fonction du temps;
%Plot Résistance de contact moyenne en fonction de Nc;
figure(19);
plot (t1,RcMoy);
grid on
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Résistance de contact moyenne (Ohms)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Nombre de cycles ');
%xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{15} Temps (s)');
set(gca, 'FontSize', 13, 'fontName','Hevetica','XLim',[0 600]);
hold on
%set(gcf, 'Color', [1,0.4,0.6]);
%*****
%*****
%Données chaque 10 cycles c'est à dire 2000 cycles sur 20K ;
b = 1;
step = 120;
s = length(Fa1);
%a =0;
for j = 0:1200:(s-120)
for i = 1:step;

```



```

    Faa1(b,1) = Fa1((j+i),1);
    Ta1(b,1) = T1((j+i),1);
    Fpp1(b,1) = Fp1((j+i),1);
    Dd1 (b,1) = D1((j+i),1);
    DKk1 (b,1) = DK((j+i),1);
    b = b+1;
end
end
%Données  chaque 100 cycles c'est à dire 200 cycles sur 20K ;
b = 1;
step = 120;
s1 = length(Faa1);
%a =0;
for j= 0:1200:(s1-120);
for i = 1:step
    Faa2(b,1) = Faa1((j+i),1);
    Ta2(b,1) = Ta1((j+i),1);
    Fpp2(b,1) = Fpp1((j+i),1);
    Dd2 (b,1) = Dd1((j+i),1);
    DKk2 (b,1) = DKk1((j+i),1);
    b = b+1;
end
end
%%*****;
%Plot en continu des 500 cycles
s3 = length(DKk1);
taille = floor(s3/120);
%a=0;
for n = 1:1200:(s3-120);
    d1= DKk1((n:(n+120)),1);
    f1= Fpp1((n:(n+120)),1);
    figure(taille);plot(-d1,f1);
end
%Plot en continu des 50 cycles
s3 = length(DKk2);
taille = floor(s3/120);
%a=0;
for n = 1:1200:(s3-120);
    d1= DKk2((n:(n+120)),1);
    f1= Fpp2((n:(n+120)),1);

```

```

    figure(taille);plot(-d1,f1);
end
%*****
%*****
%Plot 3D de 200 cycles de 20K cycles
figure(1);
plot3(D1,T1,Fp1,'MarkerSize',5,'Marker','.', 'LineStyle','none','Color',[0
0.6 0]); grid on;
xlabel('Déplacement (µm)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Déplacement (µm)');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Nombre de cycles');
zlabel('Force Tangentielle (N)');
zlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
hold on;
figure(2); plot3(-
DK,T1,Fp1,'MarkerSize',5,'Marker','.', 'LineStyle','none','Color',[0
0.498039215803146 0]); grid on;
xlabel('Déplacement (µm)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Déplacement (µm)');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Nombre de cycles');
zlabel('Force Tangentielle (N)');
zlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
%-----%%-----%%
%Plot 250 cycles superposés
figure(3);
plot(D1,Fp1,'MarkerSize',5,'Marker','.', 'LineStyle','none','Color',[1 0.5
0.3]); grid on;
xlabel('Déplacement (µm)');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Déplacement (µm)');
ylabel('Force Tangentielle (N)');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Force Tangentielle(N)');
zlabel('Force Tangentielle (N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica','XLim', [-50 50]);
hold on
figure(4); plot(-
DK,Fp1,'MarkerSize',5,'Marker','.', 'LineStyle','none','Color',[0
0.498039215803146 0]); grid on;
%plot(-DKk2((1200:12000),1),Fpp2((1200:12000),1));
%plot(-DKk2((12000:18000),1),Fpp2((12000:18000),1));

```

```
%xlabel('Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
%ylabel('Force Tangentielle (N)');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{16} Force Tangentielle(N)');
%zlabel('Force Tangentielle (N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica','XLim', [-50 50]);
hold on
%*****
%*****
%Cycles de fretting 2D screen
subplot(4,3,1);
%Plot cycle # 100
plot(D1(7200:7320),Fp1(7200:7320));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 100')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,2);
%Plot clycle # 200
plot(D1(7320:7440),Fp1(7320:7440));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 200')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,3);
%Plot clycle # 500
plot(D1(48001:48241),Fp1(48001:48241));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 500')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,4);
%Plot clycle # 1000
plot(D1(96001:96241),Fp1(96001:96241));
```

```

title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 1000')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,5);
%Plot clycle #2000
plot(D1(192001:192241),Fp1(192001:192241));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 2000')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,6);
%Plot clycle # 5000
plot(D1(480001:480241),Fp1(480001:480241));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 5000')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,7);
%Plot clycle # 7000
plot(D1(672001:672241),Fp1(672001:672241));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 7000')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,8);
%Plot clycle # 10000
plot(D1(960001:960241),Fp1(960001:960241));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 10000')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');

```

```
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,9);
%Plot clycle #12000
plot(D1(1152001:1152241),Fp1(1152001:1152241));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 12000')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,10);
%Plot clycle # 15000
plot(D1(1412001:1440241),Fp1(1412001:1440241));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 15000')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,11);
%Plot clycle # 18000
plot(D1(1728001:1728241),Fp1(1728001:1728241));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 18000')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
subplot(4,3,12);
%Plot clycle # 20000
plot(D1(1920001:1920241),Fp1(1920001:1920241));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 20000')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
%*****
%*****
```

```

%Sélection d'un seule cycle
plot(D1(577:673),Fp1(577:673));
title ('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Cycle 100')
grid on
xlabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Déplacement ( $\mu\text{m}$ )');
ylabel('Nombre de cycles');
ylabel('\fontname{Helvetica}\fontsize{11} Force Tangentielle(N)');
set(gca, 'FontSize', 20, 'fontName','Hevetica');
%*****
%*****
%%AREA DE CHAQUE CYCLE DE FRETTING (ENERGIE EN  $\mu\text{J}$ ) POUR LE VECTEUR
%%Déplacement KD ET FP
s3 = length(Fp1);
TailleMinMax = (s3/120);
x = zeros(TailleMinMax,1);
y = zeros(TailleMinMax,1);
AREA4 = zeros(TailleMinMax,1);
%ratioOn = zeros(TailleMinMax,1);
%squareArea = zeros(TailleMinMax,1);
bnc = 1;
for anc = 1:120:(s3-120);
    x = -DK((anc:(anc+120)),1);
    y = Fp1((anc:(anc+120)),1);
    minmaxXY = [min(x) max(x) min(y) max(y)];
    myFig = figure('Color','w'); axis off
    patch(x,y,'k','EdgeColor','none')
    axis(minmaxXY)
    figIm = getframe(gca);
    close(myFig)
    ratioOn = nnz(figIm.cdata==0) / numel(figIm.cdata)
    squareArea = diff(minmaxXY(1:2)) * diff(minmaxXY(3:4));
    AREA4(bnc,1) = (squareArea * ratioOn);
    bnc = bnc+1;
end
%énergie totale cumulée
A = cumsum(AREA4);
ETC = max(A);

```

Plans de la matrice de pliage des échantillons

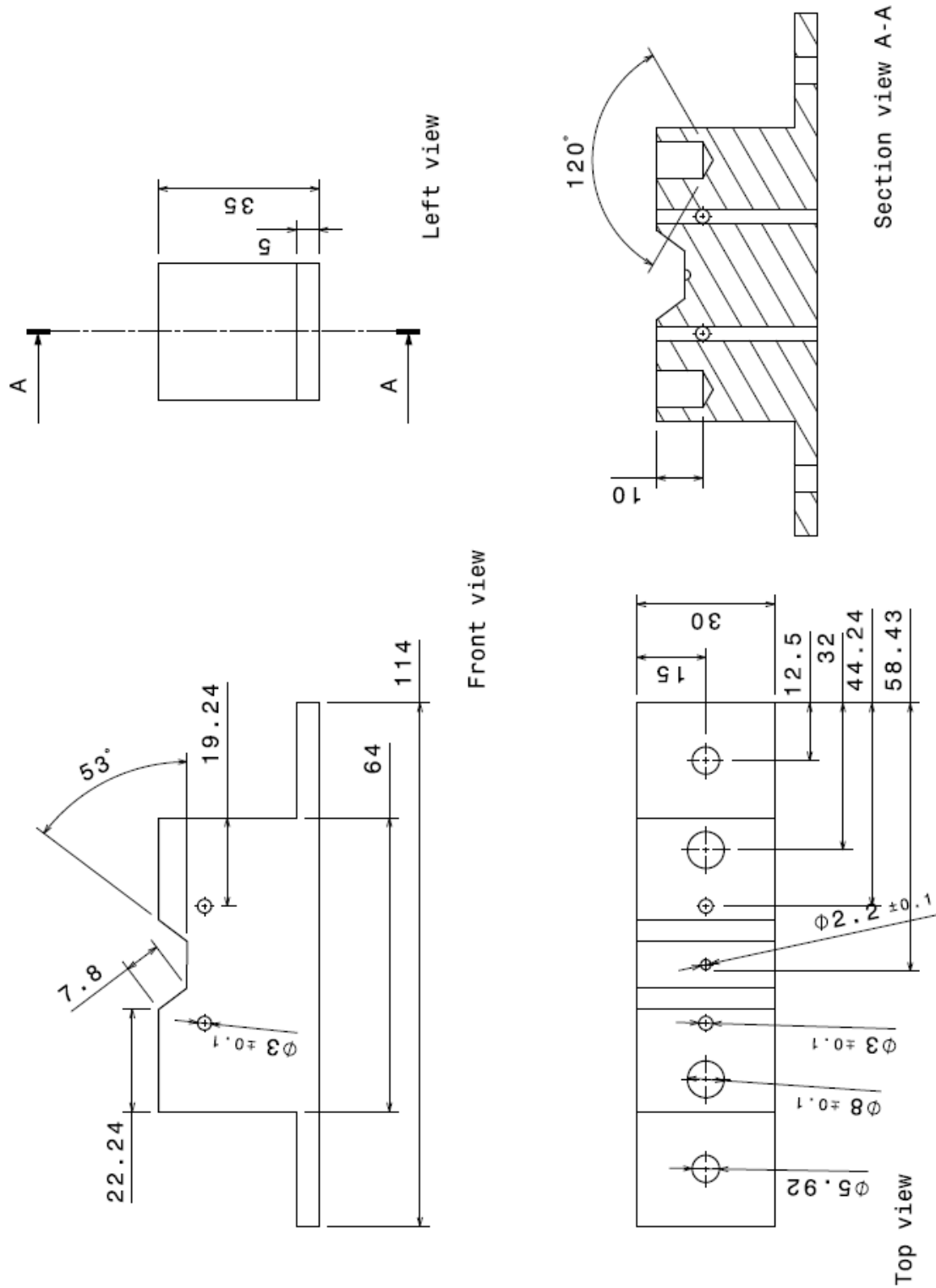


Figure A5.1 : Plan partie femelle de la matrice de pliage, usinage en aluminium

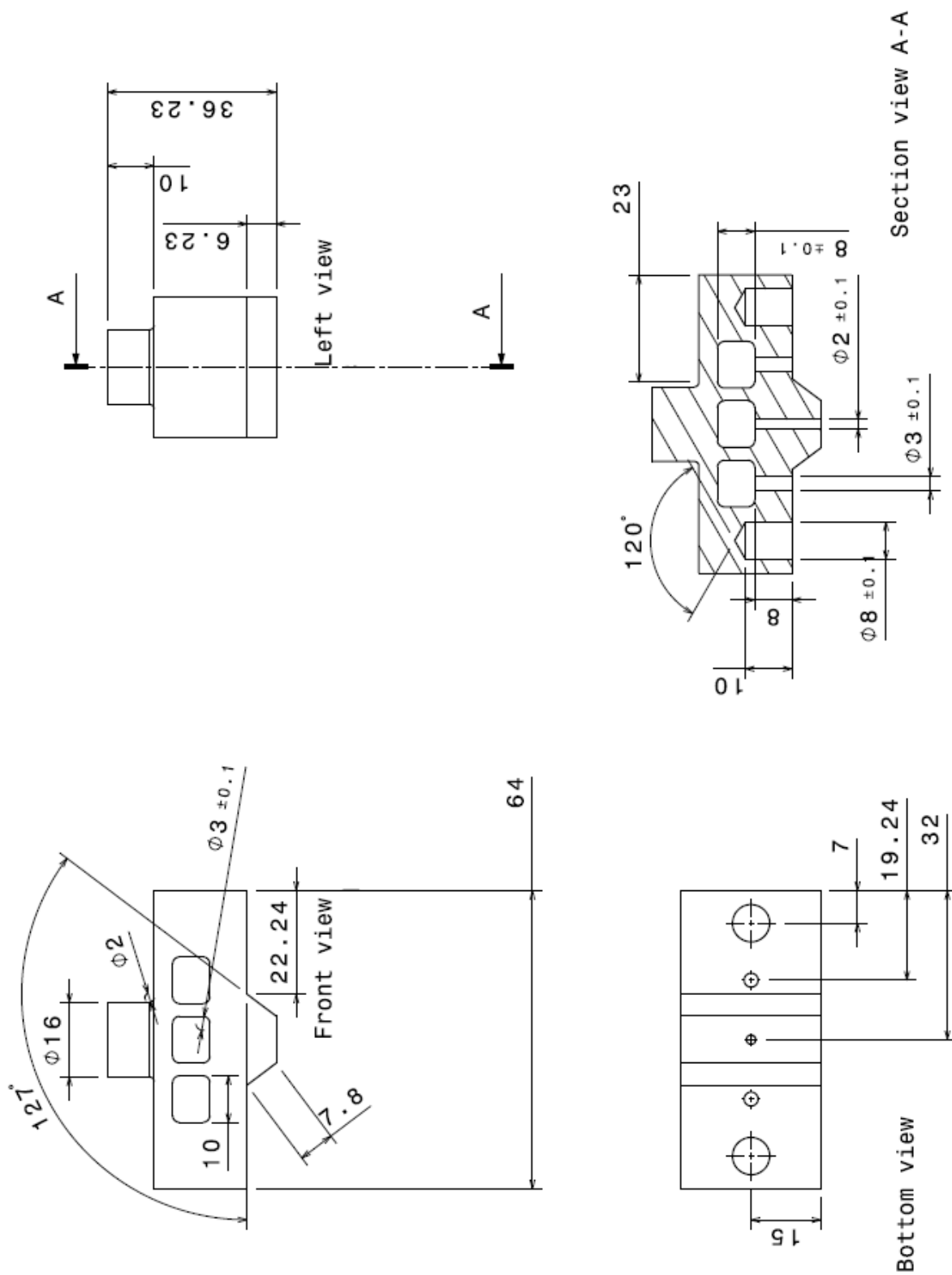


Figure A5.2 : Plan partie mâle de la matrice de pliage, usinage en aluminium



## Système de contrôle-commande du dispositif de fretting

L'asservissement en temps réel du pot électrodynamique se fait à partir d'un signal de pilotage appelé drive, assignable selon le capteur, et amplifié par l'amplificateur de puissance avant d'être communiqué à la bobine du pot (signal de vibration). Un algorithme d'asservissement calcule la fonction de transfert de la boucle et compense le signal de sortie (drive) de telle sorte que le signal de vibration soit conforme à la consigne prédéfinie en fréquence et en niveau.

Tous les signaux délivrés par les capteurs sont d'abord reçus par le frontal d'acquisition QUANTUM MX840A™. Ce module synchronise et retransmet en mode analogique toute l'information vers le frontal QUANTUM MX878™. A partir de ce point, 4 voies (choisies par l'utilisateur) sont retransmises avec une cadence de 1200 Hz vers le frontal de pilotage VibPilot™. Une interface Ethernet et une autre USB connectent les modules d'acquisition et de pilotage aux logiciels CATMAN™ et VibControl™ dans un ordinateur dédié. Le schéma général de la boucle de contrôle est montré à la Figure A6.1

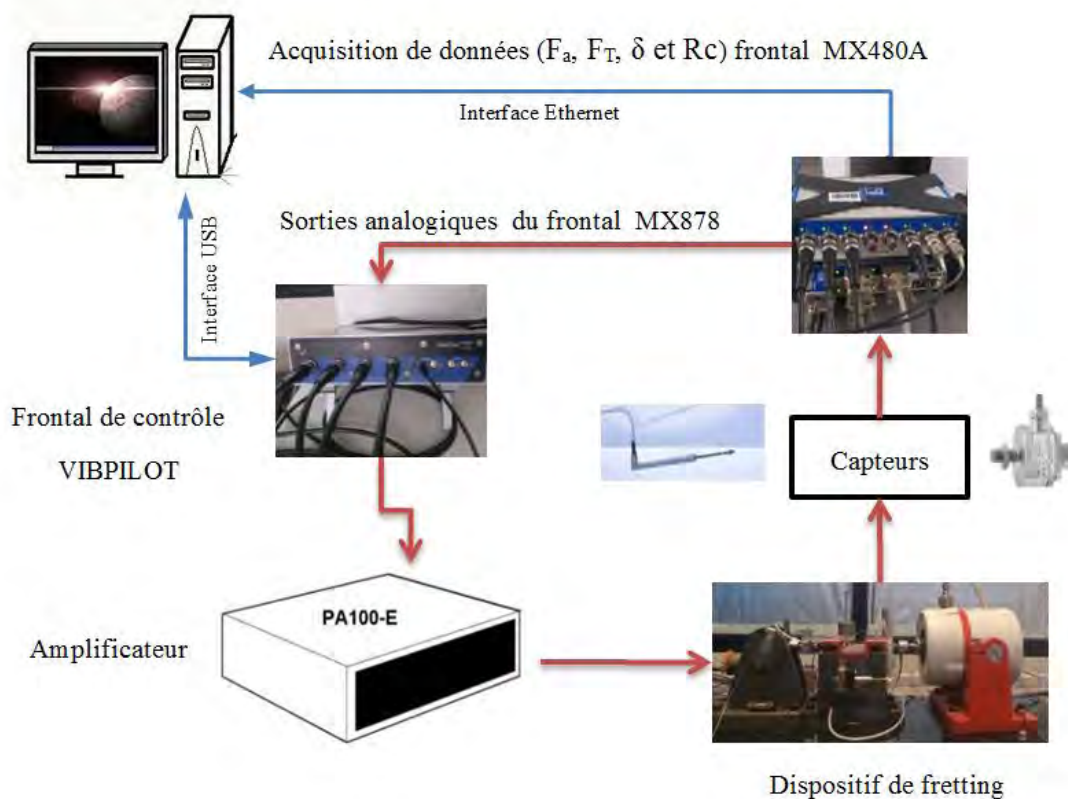


Figure A6.1 : Schéma général du système de contrôle du dispositif de fretting.

L'assignation de la voie de contrôle et la configuration du signal de vibration (la fréquence du signal, la durée de l'asservissement, le niveau des alarmes et des arrêts de sécurité...) se réalisent à travers le software VibEdit™. Toutes les campagnes expérimentales ont été réalisées en utilisant un signal sinusoïdal à fréquence constante. L'incertitude de la fréquence imposée par ce boîtier est de 0,01 Hz. Les temps de démarrage et d'arrêt ont été fixés à 1 s respectivement.

Un autre facteur important doit être pris en compte pendant le paramétrage : il s'agit du niveau de *prétest*. Cette étape préliminaire est obligatoire pour démarrer une routine d'asservissement et constitue un moyen de sécurité du système permettant la détection des voies de contrôle ouvertes ainsi que la tension adéquate de tous les signaux d'entrée.

- Dans le cas d'un essai asservi en déplacement (déplacement imposé) le niveau de prétest a été fixé à 0 dB (valeur de tension de référence ~ 100 mV),
- Dans le cas d'un essai à force d'actionneur imposée, ce niveau a été fixé à - 6 dB.

Ces valeurs de niveau de prétest ont été choisies en fonction de la sensibilité nominale des capteurs. Le prétest et la mise en service du pot électrodynamique, une fois le paramétrage configuré, sont démarrés à partir du logiciel VibRun™. Les pauses et les arrêts d'urgence pendant un essai en cours peuvent aussi être commandés par ce logiciel.

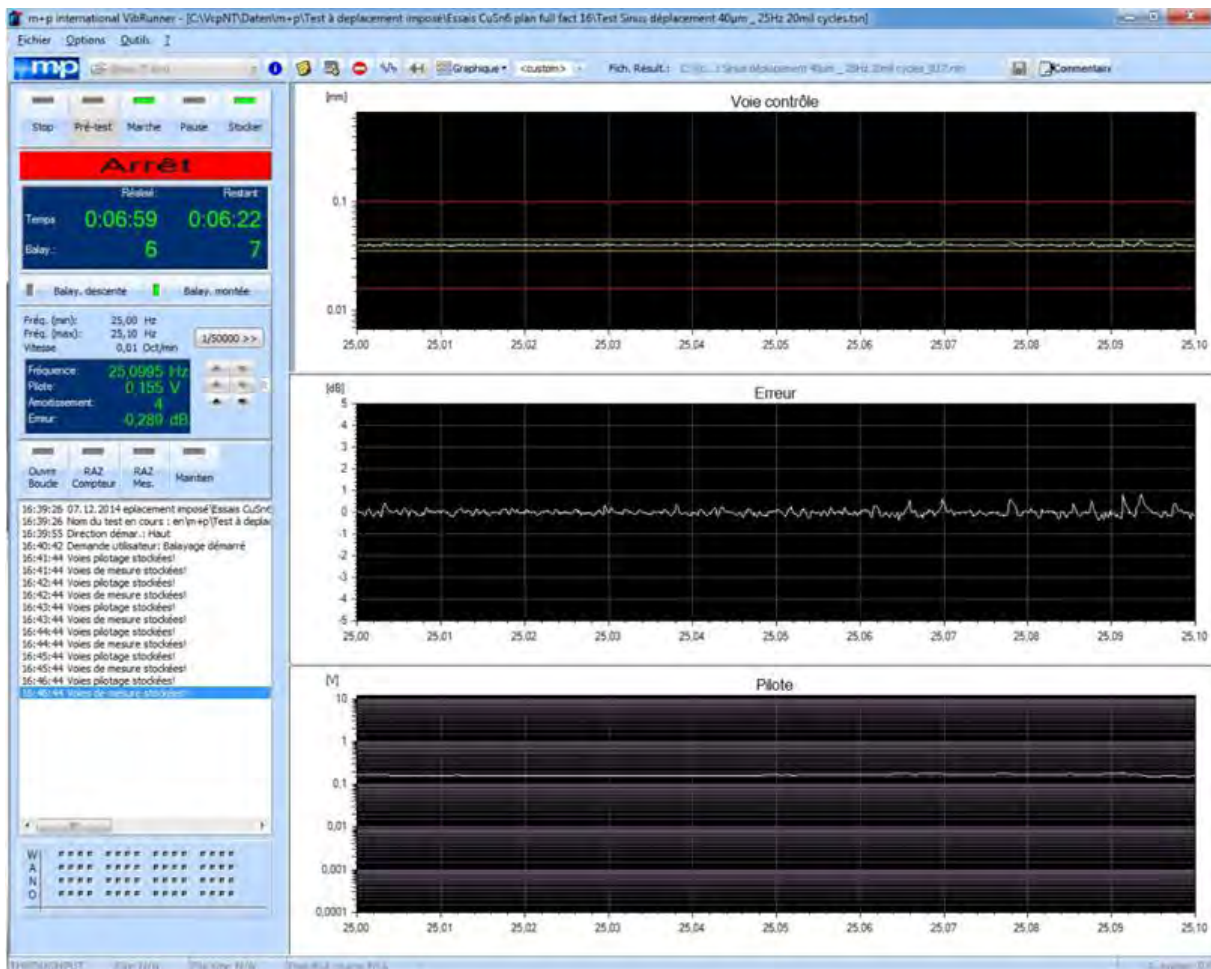
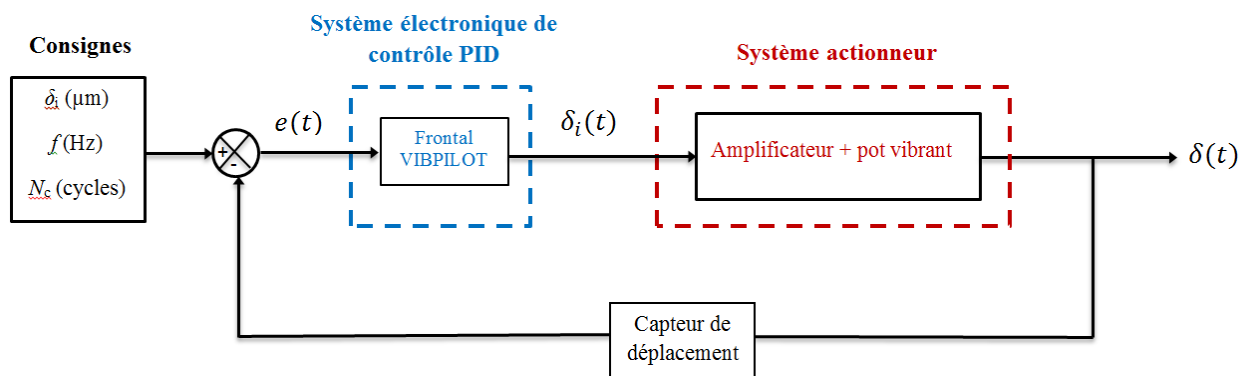


Figure A6.2 : Interface du software de contrôle VibRun.

Trois fenêtres glissantes montrent simultanément et en temps réel l'amplitude de débattement ou la force d'actionneur imposés, l'erreur corrigée (entre le signal *drive* et le signal de *vibration*) et la tension de la voie de contrôle (pilotage) (Figure A6.2). En conditions normales de fonctionnement, c'est-à-dire sans perturbation du contact glissant, l'erreur doit être proche de zéro. Néanmoins un blocage subi du contact fonctionnant à déplacement imposé va produire une hausse de la tension du pilotage avec une erreur trop importante : le système cesse alors de fonctionner.

L'asservissement du dispositif expérimental de fretting va dépendre de la voie de contrôle sélectionnée (signal analogique de déplacement ou force issu des capteurs respectifs) sur le boîtier de pilotage VibPilot™. Compte tenu que l'architecture de ce système n'accepte qu'un seul signal de contrôle à la fois, que la charge normale  $F_N$  et la fréquence d'excitation  $f$  sont des paramètres imposés par l'utilisateur et que la génération du déplacement par le pot vibrant implique absolument la présence d'une force tangentielle de la bobine ( $F_a$ ), deux modes de génération de mouvement peuvent être configurés pour un essai de fretting, soit en contrôlant le déplacement soit la force d'actionneur.

L'implémentation de ce nouveau système de pilotage ouvre en fait plusieurs modes de génération de micromouvements, en imposant soit le déplacement, la vitesse, l'accélération et la force. Cette étude se limite à deux modes de génération de microdéplacements possibles : en déplacement imposé  $\delta_i$  (Figure A6.3) et en force d'actionneur imposée  $F_{ai}$ . La différence principale entre ces deux modes d'asservissement constitue la façon de contrôler la force d'actionneur issue du pot électrodynamique et responsable de générer le déplacement relatif de la nacelle mobile couplée à la bobine du pot.



$\delta_i (\mu m)$	Amplitude de débattement consigne
$f (Hz)$	Fréquence du signal sinusoïdal de déplacement, fréquence d'excitation
$N_c$	Nombre de cycles de l'essai de fretting
$\delta_i(t) = \delta_i \cdot \sin(2\pi \cdot f(t))$	Signal <i>drive</i> : Signal sinusoïdal de contrôle à débattement imposé injecté au système actionneur (amplificateur + vibrant).
$\delta(t) = \delta \cdot \sin(2\pi \cdot f(t))$	Signal de <i>vibration</i> : Signal sinusoïdal à débattement imposé ajusté à la valeur consigne.
$e(t) = \delta_i(t) - \delta(t)$	Erreur : calculée par la différence entre le signal de <i>vibration</i> et le signal <i>drive</i> .

**Figure A6.3 : Diagramme fonctionnelle du système asservi en déplacement imposé**



## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- ALAMARGUY D., LÉCAUDÉ N., CHRÉTIEN P., NOËL S., TESTÉ P., Current effect on fretting degradation of hot dipped tin contacts, *Proc. of the 21<sup>st</sup> Int. Conf. on Electrical Contacts (ICEC)*, pp. 179-184, 2002.
- ANTLER M., Electrical Effects of Fretting Connector Contact Materials: a Review, *Wear* 106, pp. 5-33, 1985.
- ANTLER M., Contact fretting of electronic connectors, *IEICE Transactions on Electronics*, vol. 82, pp. 3-12, 1999.
- ARCHARD J. F., Contact and rubbing of flat surfaces, *J. Appl. Phys.* 24, pp. 981-988, 1953.
- BARANOV V. M., KUDRYAVTSEV E. M., SARYCHEV G. A., SCHAVELIN V. M., *Acoustic emission in friction* 53, 2011, Elsevier.
- BIGALABO A., HARRISON P., CARTMELL M.P., Contact model for elastoplastic analysis of half-space indentation by a spherical impactor, *Computers & Structures* 151, pp. 20-29, 2015.
- BLANPAIN B., CELIS J.-P., ROOS J. R., EBBERINK J., SMEETS J., A comparative study of the fretting wear of hard carbon coatings, *Thin Solid Films* 223 (1), pp. 65-71, 1993.
- BOCK E. M., WHITLEY J. H., Fretting corrosion in electric contacts, *Proc. of the 20<sup>th</sup> Annual Holm Seminar on Electric Contacts*, pp. 128-138, 1974.
- BONESS R. J., MCBRIDE S. L., SOBCZYK M., Wear studies using acoustic emission techniques, *Tribology Int.*, 23 (5), pp. 291-295, 1990.
- BOUZERA A., CARVOU E., JEMAA N. B., EL ALBDI R., TRISTANI L., ZINDINE E., Minimum fretting amplitude in medium force for connector coated material and pure metals, *Proc. of the 56<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 1-7, 2010.
- BOUZERA A., CARVOU E., EL ABDI R., BEJEMAA N., TRISTANI I., ZINDIDE E. M., Study of minimum fretting for connectors used in automotive applications, *Electrical Engineering* 95 (3), pp. 201-208, 2013.
- BRAKE M. R., An analytical elastic-perfectly plastic contact model, *International Journal of Solids and Structures* 49 (22), pp. 3129-3141, 2012.
- BRAUNOVIC M., Fretting corrosion between aluminum and different contact materials, *Proc. of 22<sup>nd</sup> Holm Conf. on Electrical Contacts, Chicago, USA*, pp. 223-231. 1977.
- CARTIER M., KAPSA P., *Usure des contacts mécaniques*. Ed. Techniques de l'Ingénieur, 2001.
- CHAUDHRY V. KAILAS S. V., Fretting studies on self-mated stainless steel and chromium carbide coated surfaces under controlled environment conditions, *Wear* 301 (1), pp. 524-539, 2013.
- CORREIA S., *Étude des propriétés électriques, tribologiques et physico-chimiques de revêtements étamés pour des applications en connectique automobile*, Thèse de doctorat, Université Paris 11, 2009.
- DAGNELIE P., La planification des expériences: choix des traitements et dispositif expérimental, *Journal de la société Française de statistique*, 141 (1-2), pp. 5-29, 2000.
- DENAPE J., BERTHIER Y., VINCENT L., Wear particle life in a sliding contact under dry conditions: third body approach, *Fundamentals of Tribology and Bridging the Gap Between the Macro-and Micro/Nanoscales*, Ed. Springer, pp. 393-411, 2001.

- DROESBEKE J.-J., SAPORTA G., FINE J., *Plans d'expériences : applications à l'entreprise*, Ed. Technip, pp. 509, 1997.
- EDEN E. M., ROSE W. N., CUNNINGHAM F. L., Endurance of Metals, *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers* (4), pp. 839-974. 1911.
- EL ABDI R., BENJEMAA N., Mechanical wear of automotive connectors during vibrations tests, *U.P.B. Sci. Bull*, Series C (71), 2009.
- ELLEUCH K., FOUVRY S., Wear analysis of A357 aluminum alloy under fretting, *Wear* 253, pp. 662-672, 2002.
- ESSONE OBAME H., *Étude expérimentales des défauts de connecteurs écartables dorés et mise en œuvre d'outils de diagnostic*, Thèse de doctorat, Université de Rennes 1, 2012.
- Euro Physical Acoustic S.A., Principe des émissions acoustiques.
- FOUVRY S., DUO P., PERRUCHAUT P., A quantitative approach of Ti-6Al-4V fretting damage: friction, wear and crack nucleation, *Wear* 257, pp. 916-929, 2004.
- FOUVRY S., FRIDRICI V., LANGLADE C., KAPSA Ph., VINCENT L., Palliatives in fretting: a dynamical approach, *Tribology Int.* 39, pp. 1005-15, 2006.
- FOUVRY S., JEDRZEJCZYK P., CHALANDON P., Introduction of an exponential formulation to quantify the electrical endurance of micro-contacts enduring fretting wear: Application to Sn, Ag and Au coatings, *Wear* 271, pp. 1524-1534, 2011.
- FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L., Quantification of fretting damage, *Wear* 200, pp. 186-205, 1996.
- FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L., Analysis of sliding behaviour for fretting loadings: determination of transition criteria, *Wear* 85, pp. 35-36; 1995
- FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L., Quantification of fretting damage, *Wear* 200, pp.186-205, 1996.
- FOUVRY S., LISKIEWICZ T., KAPSA P., HANNEL S. SAUGER E., An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts, *Wear* 255 (1), pp. 287-298, 2003.
- FOUVRY S., PAULIN C. LISKIEWICZ T., Application of an energy wear approach to quantify fretting contact durability: introduction of a wear energy capacity concept, *Tribology Int.*, 40 (10), pp. 1428-1440, 2007.
- FOUVRY S., PAULIN C., An effective friction energy density approach to predict solid lubricant friction endurance: Application to fretting wear; *Wear* 319, pp. 211-226, 2014.
- FOUVRY S., Shakedown analysis and fretting wear response under gross slip condition. *Wear* 251 (1), pp. 1320-133, 2001.
- FOUVRY S., KAPSA P., VINCENT L., Analysis of sliding behaviour for fretting loadings: determination of transition criteria, *Wear* 185, pp. 35-46, 1995.
- FRIDRICI V., *Fretting d'un alliage de titane revêtu et lubrifié : application au contact aube/disque*, Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 2002.
- FU Y., WEI J., BATCHELOR A. W., Some considerations on the mitigation of fretting damage by the application of surface-modification technology, *J. of Materials Processing Technology* 99 (1), pp. 231-245, 2000.
- GAGNON D., BRAUNOVIC M., MASOUNAVE J., Effect of fretting slip amplitude on the friction behaviour of electrical contact materials, *Proc. of the 51<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 186-195, 2005.

- GARBUIO L., ROUCHON J.-F., La lubrification électroactive : Application à la réduction de frottements dans un moteur à combustion interne, *La tribologie dans les transports*, Ed. PPUR, pp.163-172, 2005.
- GARCIN S., FOUVRY S., HEREDIA S., A FEM fretting map modeling: Effect of surface wear on crack nucleation, *Wear* 330, pp. 145-159, 2015.
- GODET M., The third body approach, a mechanical view of wear, *Wear* 100, pp. 437-452, 1984.
- GOUPY J. L., Étude comparative de divers plans d'expériences, *Revue de statistique appliquée* 38 (4), pp. 5-44, 1990.
- GREENWOOD J. A., WILLIAMSON J. B. P., Contact of nominally flat surfaces, *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, The Royal Society, pp. 300-319, 1966.
- GUTIÉRREZ PULIDO H., DE LA VARA SALAZAR R., *Análisis y diseño de experimentos*, Ed. McGraw Hill Mexico (2), pp. 546, 2008.
- HAMMAM T, KASSMAN-RUDOLPHI Å, LUNDSTRÖM P., Vibration-induced deterioration of tin-coated connectors studied by using a force controlled fretting bench-test, *Proc. of the 51<sup>st</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 97-106, 2005.
- HANCHI J., KLAMECKI B. E., Acoustic emission monitoring of the wear process, *Wear* 145 (1), pp. 1-27, 1991.
- HANNEL S., FOUVRY S., KAPSA P, VINCENT L., The fretting sliding transition as a criterion for electrical contact performance. *Wear* 249 (9), pp. 761-770, 2001.
- HANNEL S., ROUCHON J.-F., KAPSA P., CARPENTIER L., FOUVRY S., VINCENT L., Étude tribologique des contacts électriques soumis à des microvibrations : fonctionnalité et simulation, *Actes des Journées Francophones de Tribologie-Corrosion JFTC*, pp. 3-19, 1998.
- HAVIEZ L., FOUVRY S., TOSCANO R., YANTIO G., An energy-based approach to understand the effect of fretting displacement amplitude on grease-lubricated interface, *Wear* 2015, (In press)
- HERTZ H. Uber die Berührung fester elastischer Körper, *J. Reine Angew Math* 92, pp. 156-171, 1882.
- HINTIKKA J., LEHTOVAARA A., MÄNTYLÄ A., Fretting-induced friction and wear in large flat-on-flat contact with quenched and tempered steel, *Tribology Int.* 92, pp. 191-202, 2015.
- HINTIKKA J., LEHTOVAARA A., MÄNTYLÄ A., Normal displacements in non-Coulomb friction conditions during fretting, *Tribology Int.* 94, pp. 633-639, 2016.
- HINTIKKA J., LEHTOVAARA A., MÄNTYLÄ A., Non-Coulomb friction in gross sliding fretting conditions with aluminum bronze against quenched and tempered steel, *Tribology Int.* 79, pp. 151-161, 2014.
- HIRSCH, M. R., NEU R.W., A simple model for friction evolution in fretting, *Wear* 301 (1), pp. 517-523, 2013.
- HOLM R., *Electric contacts*, Almqvist & Wiksells Boktryckeri, Uppsala, 1946.
- HSU N. N., BRECKENRIDGE F. R., Characterization and calibration of Acoustic-Emission sensors. *Materials Evaluation* 39 (1), pp. 60-68, 1981.
- HUQ M. Z., BUTAYE C. and CELIS J.-P., An innovative system for fretting wear testing under oscillating normal force, *Journal of Material Research.*, 15 (7), 2000.
- INLGLBERT G., DA SILVA BOTHELO T., LEMARIE CARON I. Théorie du contact de Hertz-contacts ponctuels ou linéiques, *Techniques de l'Ingénieur*, 2011.
- ITO S, SHIMA M., JIBIKI T., AKITA H., The relationship between AE and dissipation energy for fretting wear, *Tribology Int.* 42 (2), pp. 236-242, 2009.

- INLGLBERT G., DA SILVA BOTHELO T., LEMARIE CARON I., Théorie du contact de Hertz: contacts ponctuels ou linéiques, *Techniques de l'Ingénieur*, 2011
- JIAA C. L., DORNFELD D. A., Experimental studies of sliding friction and wear via acoustic emission signal analysis, *Wear* 139, pp. 403-424, 1990.
- JIN O., MALL S., Effects of slip on fretting behavior: experiments and analyses, *Wear* 256 (7), pp. 671-684, 2004.
- JOHNSON K. L., Contact mechanics and the wear of metals, *Wear* 190, pp. 162-170, 1995.
- JOHNSON K. L., One hundred years of Hertz contact, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 196 (1), pp. 363-378, 1982.
- KIM K., KORSUNSKY A. M., Dissipated energy and fretting damage in CoCrAlY-MoS<sub>2</sub> coatings, *Tribology Int.*, 43 (3), pp. 676-684, 2010.
- KIM K., KORSUNSKY A. M., Exponential evolution law of fretting wear damage in low-friction coatings for aerospace components, *Surface and Coatings Technology*, 202 (24), pp. 5838-5846, 2008.
- KORSUNSKY A. M., KIM K., Dissipated energy and friction coefficient evolution during fretting wear of solid lubricant coatings, *Tribology Int.* 43 (5), pp. 861-867, 2010.
- KUBIAK K. J., MATHIA T. G., FOUVRY S., Interface roughness effect on friction map under fretting contact conditions, *Tribology Int.*, 43 (8), pp. 1500-1507, 2010.
- LAPORTE J., PERRINET O., FOUVRY S., Prediction of the electrical contact resistance endurance of silver-plated coatings subject to fretting wear, using a friction energy density approach, *Wear* 330-331, pp. 170-181, 2014.
- LAVELLA M., BOTTO D., GOLLA M. M., Design of a high-precision, flat-on-flat fretting test apparatus with high temperature capability, *Wear* 302, pp. 1073-1081, 2013.
- LE GALL C., *Étude des phénomènes de dégradation dans les contacts électriques bas niveau soumis à des micro-vibrations*, Thèse de doctorat, Université Paris XI, 1996.
- LEE A., MAO A., MAMRICK M. S., Fretting corrosion of tin at elevated temperatures, *Proc. of the 34<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 87-91, 1988.
- LEMM J. D., WARMUTH A. R., PEARSON S. R., SHIPWAY P. H., The influence of surface hardness on the fretting wear of steel pair role in debris retention in the contact, *Tribology Int.*, 81, pp. 258-266, 2015.
- LEONARD B. D., SADEGHI F., SHINDE S., MITTELBAACH M., A novel modular fretting wear test rig, *Wear* 274, pp. 313-325, 2012.
- LIN X. Y., XU L. J., SHAO Y. C., SHANG H. X., Research on fretting resistance and fretting wear property of Ni-Au contact pair, *57<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 1-6, 2011.
- LINGARD S., YU C.W., YAU C. F., Sliding wear studies using acoustic emission, *Wear* 162, pp. 597-604, 1993.
- LIU R., LI D. Y., Modification of Archard's equation by taking account of elastic/pseudoelastic properties of materials, *Wear* 251 (1), pp. 956-964, 2001.
- LUO D. B., FRIDRICI V., KAPSA P., Evaluating and predicting durability of bonded solid lubricant coatings under fretting conditions, *Tribology Int.*, 44 (11), pp. 1577-1582, 2011.
- MARUI E., ENDO H., HASEGAWA N., MIZUNO H., Prototype fretting-wear testing machine and some experimental results, *Wear* 214, pp. 221-230, 1998.



- MARY C., FOUVRY S., MARTIN J.-M., BONNET B., Pressure and temperature effects on Fretting Wear damage of a Cu–Ni–In plasma coating versus Ti17 titanium alloy contact, *Wear* 272 (1), pp. 18-37, 2011.
- McBRIDE S. L., BONESS R. J., SOBCZYK M., VINER M. R., Acoustic emission from lubricated and unlubricated rubbing surfaces, *J. Acoustic Emission* 8 (12), pp. 192–197, 1989.
- McCOLL I. R., DING J., LEEN S. B., Finite element simulation and experimental validation of fretting wear, *Wear* 256 (11), pp. 1114-1127, 2004.
- MENG H. C., LUDEMA K. C., Wear models and predictive equations: their form and content, *Wear* 181-183, pp. 443-457, 1995.
- MERIAUX J., FOUVRY S., BOINET M., LENAIN J.-C., Identification of fretting fatigue crack propagation mechanisms using acoustic emission, *Tribology Int.* 43, pp. 2166–2174, 2010.
- MILLER R. K., McINTIRE P., *Nondestructive Testing Handbook. Vol. 5: Acoustic Emission Testing, American Society for Nondestructive Testing, Columbus Ohio, 603, 1987.*
- MOHRBACHER H., BLANPAIN B., CELIS J.-P., ROOS J. R., STALS L., Van STAPPEN M., Oxidational wear of TiN coatings on tool steel and nitrided tool steel in unlubricated fretting, *Wear* 188 (1), pp. 130-137, 1995.
- MOHRBACHER H., CELIS J.-P., ROOS J. R., Laboratory testing of displacement and load induced fretting, *Tribology Inter.* 28 (5), pp. 269-278, 1995.
- MUGADU A., HILLS D. A., NOWELL D., Modifications to a fretting-fatigue testing apparatus based upon an analysis of contact stresses at complete and nearly complete contacts, *Wear* 252(5–6), pp. 475-483, 2002.
- MULVIHILL D. M., KARTAL M. E., OLVER, A. V., NOWELL D., HILLS D. A., Investigation of non-Coulomb friction behaviour in reciprocating sliding, *Wear* 271 (5), pp. 802-816, 2011.
- NOËL S., ALAMARGUY D., BARATON L., LAURAT P., Influence of contact interface composition on the electrical and tribological properties of nickel electrodeposits during fretting tests, *26<sup>th</sup> Int. Conf. on Electrical Contacts*, pp. 221–227, 2012.
- NOËL S., ALAMARGUY D., BRÉZARD-OUDOTA A., GENDRE P., An investigation of fretting wear behaviour of nickel coatings for electrical contacts application in dry and lubricated conditions, *Wear* 301, pp. 551-561, 2013.
- NOËL S., ALAMARGUY D., CORREIA S., GENDRE P., Study of thin underlayers to hinder contact resistance increase due to intermetallic compound formation, *Proc. of the 55<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp.155-161, 2009.
- NOËL S., BOYER L., HOUZC F., BOISSEL J., BOURIN J.M., ZINDINE E.M., Electrical and tribological properties of lubricated nickel coatings for low level connectors, *16<sup>th</sup> Int. Conf. on Electrical Contacts*, pp. 73-78, 1992.
- NOËL S., CORREIA S, ALAMARGUY D., GENDRE P., Fretting behaviour of various intermetallic compounds in electrical contacts: Influence on reliability, *Wear* 271, pp. 1515-1523; 2011.
- NOËL S., LECAUDÉ N., ALAMARGUY D., BOYER L., Friction properties of perfluorinated polyether for hot-dipped tin low level separable electrical contacts, *Synthetic Lubrication* 18, pp. 179-189, 2002.
- NOËL S., LECAUDE N., ALAMARGUY D., TRISTANI L., Lubrication mechanisms of hot-dipped tin separable electrical contacts, *Proc. of the 47<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 197-202, 2001.
- NOËL S., LECAUDE N., BODIN C., BOYER L., TRISTANI L., ZINDINE E. M., GAVAZZI G., BURESCH SIEMERS D., Electrical and tribological properties of hot-dipped tin separable contacts with fluorinated lubricant layers, *Proc. of the 51<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 225-235, 1999.

- Norme française NF EN 1330-9, Essais non destructifs, terminologie, partie 9 : termes utilisés en contrôle par émission acoustique, 2000.
- OWENS D.K., WENDT R.C., Estimation of the Surface Free Energy of Polymers, *Journal Appl. Polym. Sci.* 13, pp. 1741-1747, 1969.
- PARK Y. W., JOO H. G., LEE K. Y., Effect of intermittent fretting on corrosion behavior in electrical contact, *Wear* 268 (3), pp. 353-360, 2010.
- PARK Y. W., BAPU G. N. K. R., LEE K. Y., The influence of current load on fretting of electrical contacts, *Tribology Int.*, 42 (5), pp. 682-689, 2009.
- PARK Y. W., SANKARA NARAYANAN T. S. N., LEE K. Y., Fretting corrosion of tin-plated contacts, *Tribology Int.* 41, pp. 616-628, 2008.
- PAULIN C., FOUVRY S., DEYBER S., Wear kinetics of Ti-6Al-4V under constant and variable fretting sliding conditions, *Wear* 259 (1), pp. 292-299, 2005.
- PEARSON S. R., SHIPWAY P. H., ABERE J. O., HEWITT R. A. A., The effect of temperature on wear and friction of high strength steel in fretting, *Wear* 303, pp. 622-631, 2013.
- PRAKASH B., FTIKOS C., CELIS J.-P., Fretting wear behavior of PVD TiB<sub>2</sub> coatings, *Surface and Coatings Technology* 154 (2), pp. 182-188, 2002.
- QUAN H., GAO S., ZHU M, YU H., Comparison of the torsional fretting behavior of three porous titanium coatings for biomedical applications, *Tribology Int.* 92, pp. 29-37, 2015.
- RAMALHO A., CELIS J.-P., Fretting laboratory test: Analysis of the mechanical response of tests rigs, *Tribology Letters* 14 (3), pp. 187-196, 2003.
- RAMALHO, A., MIRANDA J.-C., The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems, *Wear* 260 (4), pp. 361-367, 2006.
- REN W., DU Y., CUI L., PENG W., JIANG S., Research on fretting regimes of gold-plated copper alloy electrical contact material under different vibration amplitude and frequency combinations, *Wear* 321, pp. 70-78, 2014.
- REN W., WANG P., SONG J., ZHAI G., Effects of current load on wear and fretting corrosion of gold-plated electrical contacts, *Tribology Int.*, 70, pp. 75-82, 2014.
- RYBYAK R., FOUVRY S., BONNET B., Fretting wear of stainless steels under variable temperature conditions: Introduction of a 'composite' wear law, *Wear* 268, pp. 413-423; 2010.
- SAUGER E., FOUVRY S., PONSONNET L., KAPSA P., MARTIN J.-M., Tribologically transformed structure in fretting, *Wear* 245 (1), pp. 39-52, 2000.
- SAUGER, E., PONSONNET, L., MARTIN, J.-M., VINCENT L., Study of the tribologically transformed structure created during fretting tests, *Tribology Int.*, 33, (11), pp. 743-750, 2000.
- SLADE P. G., *Electrical contacts: principles and applications*, CRC Press, 2013.
- SPINNLER G., *Conception des machines : principes et applications. Dimensionnement*, PPUR Presses Polytechniques vol. 3, pp. 15-18, 1998.
- SUN J., WOOD R. J. K., WANG L., CARE I., POWRIE H. E. G., Wear monitoring of bearing steel using electrostatic and acoustic emission technique, *Wear* 259, pp. 1482-1489, 2005.
- SWINGLER J., McBRIDE J. W., MAUL C., Degradation of road tested automotive connectors, Components and Packaging Technologies, *IEEE Transactions* 23, pp. 157-164, 2000.
- TAMAI T., SAWADA S., HATTORI Y., Peculiar phenomenon in friction coefficient of tin plated connector contacts with application of lubricant, *57<sup>th</sup> IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 1-7, 2011.

- URAL G. A., *Performance en frottement de composites alumine-métal avec ou sans nanotubes de carbone densifiés par frittage flash : identification des conditions de grippage et des mécanismes d'usure*, Thèse E.D. Sciences de la Matière, Université de Toulouse, 2011.
- VAN DIJK P., RUDOLPHI A., KLAFFKE D., Investigations on electrical contacts subjected to fretting motion, *Proc. of the Int. Conf. on Electrical Contacts (ICEC)*, Zurich, pp. 1-7, 2002.
- VAN PETEGHEM B., FOUVRY S., PETIT J., Effect of variable normal force and frequency on fretting wear response of Ti-6Al-4V contact, *Wear* 271 (9), pp. 1535-1542, 2011.
- VINCENT L., BERTHIER Y., DUBOURG M.-C., GODET M., Mechanics and Materials in Fretting, *Wear* 153 (1), pp.135-148, 1992.
- VINGSBO O., SÖDERBERG S., On fretting maps, *Wear* 126, pp. 131-147, 1988.
- VOISIN J.-M., VANNES A. B., VINCENT L., DAVIOT J., GIRAUD B., Analysis of a tube-grid oscillatory contact: methodology for the selection of superficial treatments, *Wear* 181, pp. 826-832, 1995.
- WATERHOUSE R. B., *Fretting Fatigue*, Elsevier Applied Science, London, 1981.
- YAHIAOUI M., PARIS J.-Y., DENAPE J., Correlation between acoustic emission signals and friction behavior under different sliding configurations and materials pairs, *Key Engineering Materials* 64, pp. 21-28, 2015.
- YANTIO G. R., PARIS J.-Y., DENAPE J., Utility of a fretting device working under free displacement, *Tribology Int.*, 42 (9), pp. 1330-1339, 2009.
- YANTIO G., *Comportement tribologique d'un alliage de titane et/ou revêtu en fretting à débattement libre*, Thèse E.D. Matériaux-Structure-Mécanique, Université de Toulouse, 2007.
- YANTIO NJANKEU SABEYA G. R., PARIS J.-Y., DENAPE J., Fretting wear of a coated titanium alloy under free displacement, *Wear* 264 (3), pp.166-176, 2008.
- YUYAMA S., KISHI T., HISAMATSU Y. Fundamental aspects of AE monitoring on corrosion fatigue processes in austenitic stainless steel, *Journal of Materials for Energy System* 5 (4), pp. 212-221, 1984.
- ZAHOUANI H., VARGIOLU R., LOUBET J.-L., Fractal models of surface topography and contact mechanics, *Mathematical and Computer Modeling* 28 (4), pp. 517-534, 1998.
- ZHOU Z. R., VINCENT L., Mixed fretting regime, *Wear* 181-183, pp. 531-536, 1995.
- ZHOU Z. R., PELLERIN V., VINCENT L., Wear mechanisms in fretting of aluminium alloys, *Proc. of 2<sup>nd</sup> Int. Conf. on Aluminium Alloys*, Beijing China, pp. 642-647, 1990.
- ZHOU Z. R., FAYEULLE S., VINCENT L., Cracking behavior of various aluminium alloys during fretting wear, *Wear* 155, pp. 317-30, 1992.
- ZHU M. H., ZHOU Z. R., KAPSA P., VINCENT L., An experimental investigation on composite fretting mode, *Tribology Inter.* 34, pp.733-738, 2001.



**Titre de la thèse :** Dynamique en fretting : influence du type d'asservissement et apport de la technique d'émission acoustique.

**Résumé :** La plupart des études de fretting analyse la réponse des matériaux en contact à partir de critères issus directement des paramètres caractéristiques des cycles de fretting (ouverture du cycle, énergie dissipée, raideur de contact...). La première partie de cette étude s'intéresse à l'influence du dispositif, premier élément du triplet tribologique, sur la réponse en glissement total d'un contact sphère/plan. Le rôle du mode de commande (déplacement imposé ou force actionneur imposée), de la rigidité statique et dynamique du dispositif (analyse vibratoire) et de la nature des matériaux (ductile, fragile ou peu adhérent) sur la forme des cycles est analysée de manière à distinguer les contributions respectives du dispositif et des matériaux. La seconde partie de cette étude est consacrée à une analyse de l'influence des paramètres opératoires (charge normale, déplacement, fréquence, intensité électrique) de couples CuSn6-CuSn6 pour application à la connectique embarquée bas niveau, où le fretting représente l'une des principales causes des défaillances des contacts électriques par perte de conductivité électrique. Une analyse de la variance a permis de hiérarchiser et d'identifier les couplages existants entre les paramètres opératoires et les réponses tribologiques et électriques. Un examen approfondi des signaux d'émission acoustique (amplitude EA, émissivité, énergie absolue, fréquence du centroïde...) et de la résistance électrique du contact a permis une compréhension temporelle des mécanismes locaux de dégradation des contacts synthétisée par une approche troisième corps.

**Mots-clés :** Fretting, usure, contact électrique, bronze, résistance électrique du contact, émission acoustique.

**Title of thesis:** Dynamic in fretting: influence of control mode and contribution of acoustic emission technique.

**Abstract:** Most fretting studies analyze material's responses using criteria directly issued from characteristic parameters of the fretting loops (loop aperture, dissipated energy, contact stiffness...). The first part of this study concerns the influence of the device, first element of the tribological triplet, on the gross slip response of a ball-on-flat contact. The role of the static and dynamic device stiffness (vibratory analysis), of the control system mode (imposed displacement or imposed actuator force) and of the material type (ductile, brittle or non-adherent) on the loop shape is analyzed in order to distinguish the respective contributions of devices and materials. The second part of this study concern the analysis of the influence of operating parameters (normal force, displacement, frequency, current intensity) for CuSn6-CuSn6 pairs for low current onboard connectors applications. An analysis of variance allowed to prioritize and identify existing linkages between the operating parameters and the tribology and electrical responses. An examination of acoustic emission signals (amplitude AE, emissivity, absolute energy, centroid frequency...) and the electrical resistance of contact allowed a temporal understanding of local mechanisms of degradation synthesized by an approach third body.

**Keywords:** Fretting, wear, electrical contact, bronze, electrical resistance of contact, acoustic emission.