



**HAL**  
open science

# Caractérisation et modélisation des micro-déplacements des contacts électriques montés dans les connectiques automobiles soumises à de fortes vibrations : corrélation avec la performance électrique

Mack Mavuni Nzamba

## ► To cite this version:

Mack Mavuni Nzamba. Caractérisation et modélisation des micro-déplacements des contacts électriques montés dans les connectiques automobiles soumises à de fortes vibrations : corrélation avec la performance électrique. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Université Rennes 1, 2022. Français. NNT : 2022REN1S012 . tel-03813490

**HAL Id: tel-03813490**

**<https://theses.hal.science/tel-03813490>**

Submitted on 13 Oct 2022

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

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

# THESE DE DOCTORAT DE

L'UNIVERSITE DE RENNES 1

ECOLE DOCTORALE N° 596

*Matière, Molécules, Matériaux*

Spécialité : *Mécanique des Solides, des Matériaux, des Structures et des Surfaces*

Par

**Mack MAVUNI-NZAMBA**

**Caractérisation et modélisation des micro-déplacements des contacts électriques montés dans les connectiques automobiles soumises à de fortes vibrations. Corrélation avec la performance électrique.**

Thèse présentée et soutenue à L'Université de Rennes 1, le 07 Janvier 2022

Unité de recherche : Institut de Physique de Rennes (IPR UMR 6251)

## Rapporteurs avant soutenance :

M<sup>me</sup> LANGLADE Cécile, Professeur des Universités - UBTM

M. OUSTEN Yves, Professeur des Universités - Université de Bordeaux

## Composition du Jury :

Président : Mariko DUNSEATH-TERAO

Examineurs : Cécile LANGLADE

Yves OUSTEN

Luc LAVISSE

Dir. de thèse : Erwann CARVOU

Co-dir. de thèse : Laurent MORIN

Professeur des Universités - Université de Rennes 1

Professeur des Universités - UBTM

Professeur des Universités - Université de Bordeaux

Maître de conférences - Université de Bourgogne Franche-Comté

Enseignant chercheur (HDR) - Université de Rennes 1

ADP Manager - Entreprise APTIV

## Invité(s)

Christophe GALLON

Ingénieur R&D - Entreprise APTIV



*À ma famille*

*In memoriam à toi mon frère Berole Mavuni qui nous a quitté très tôt*



## REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier conjointement la société APTIV et l'Institut de Physique de Rennes (IPR), et l'ANRT (Association Nationale de la Recherche Technologique) pour m'avoir accepté en tant que doctorant, par le biais d'une convention CIFRE.

Je souhaite exprimer ma reconnaissance envers les personnes qui ont participé, de près ou de loin, à l'accomplissement de ce travail de thèse. J'adresse mes premiers remerciements à mon directeur de thèse Erwann Carvou, qui m'a accordé sa confiance pour mener cette étude. Je tiens également à le remercier pour sa disponibilité et son aide qui m'ont permis d'avancer.

Je remercie bien évidemment Laurent Morin, mon responsable chez APTIV, qui a su me transmettre ses connaissances et ses conseils utiles afin de répondre aux objectifs industriels qui ont été définis dans ce projet de thèse. De plus, je lui suis reconnaissant pour le soutien qu'il m'a témoigné.

Je remercie également Mme Mariko Dunseath-Terao qui a accepté le rôle de président de jury, ainsi que Mme Cécile Langlade et M. Yves Ousten, pour avoir accepté d'évaluer ces travaux de recherche. Je remercie également M. Luc Lavisser d'avoir accepté d'être membre du jury. Un grand merci à Christophe Gallon d'avoir accepté gentiment de lire ce manuscrit et pour la qualité de ses remarques. Merci donc à l'ensemble du jury pour vos remarques constructives.

Cette thèse CIFFRE a été réalisée grâce la participation d'une entreprise dans la recherche scientifique. Ainsi, j'exprime ma gratitude à toute l'équipe ADP (Advanced development project) d'APTIV. Plus précisément, je tiens donc à remercier : Yann kerhello, Nicolas Hermeline, Gregory Lalet, Vincent Duval, Romain Savina, Laurent Tristani, Jean Razafiarivelo, Jean-Luc Paré et Camille Loyer. Je tiens également à remercier Konrad Kloch pour sa contribution dans la simulation numérique. Merci à tous pour votre bonne humeur, votre enthousiasme et d'avoir pris le temps de me faire partager vos connaissances et votre expérience.

Eh oui, une grande partie de cette thèse a été réalisée au laboratoire de l'IPR dans l'équipe contact électrique. Je remercie sincèrement les membres de l'IPR, en particulier l'équipe de gestionnaire administratif, sans qui rien ne serait possible. J'adresse aussi mes remerciements à toute l'équipe du pôle mécanique pour leur aide sur la réalisation des pièces mécaniques. Un grand merci à Jonathan Thievin pour son aide sur LabView, merci à Ewen Gallou, Jonathan Courbe, Sophie Carles, Ludovic Biennier, Robert George, Alexandre Dapp, Jean-charles Poitier et Julien Chollet.

Je remercie chaleureusement Asma, Olivier, Adel, Omar, Charlène et Nadia pour les bons moments passés ensemble au bureau et en dehors du laboratoire. Je suis également reconnaissant envers ceux qui m'ont témoigné leur soutien le jour de ma soutenance.

Je remercie également toutes les personnes que j'aurais malencontreusement oubliées. Un immense merci à mes parents qui m'ont toujours soutenu, merci à mes sœurs Rolène et Sarah. Merci surtout à Sabrina, d'être restée à mes côtés et de me supporter tous les jours. Merci à tous !







## Table des matières

<b>Introduction Générale .....</b>	<b>10</b>
<b>Chapitre 1 État de l'art .....</b>	<b>14</b>
1.1 Introduction.....	15
1.2 Contexte industriel .....	15
1.2.1 Les connecteurs électriques .....	16
1.2.1.1 Descriptions et terminologies .....	16
1.2.1.2 Classification et fonctionnalité des connecteurs automobiles .....	18
1.2.1.3 Exemple de dégradation des connecteurs par fretting-corrosion .....	20
1.2.1.4 Cahiers des Charges des OEM (original equipment manufacturer).....	21
1.2.1.5 Vibrations induites dans la connectique automobile.....	24
1.2.1.6 Validation des connecteurs électriques automobiles .....	25
1.3 Les matériaux utilisés dans la connectique automobile .....	27
1.3.1 Matériaux de base-Substrat .....	28
1.3.2 Revêtements.....	28
1.3.2.1 L'Or (Au).....	28
1.3.2.2 L'argent.....	29
1.3.2.3 Nickel .....	30
1.3.2.4 Étain.....	30
1.3.3 Autres familles des matériaux (pas pour les contacts électriques):.....	31
1.4 Notion de physique du contact .....	32
1.4.1 Surface de contact.....	32
1.4.2 Aire de contact .....	33
1.4.3 Calcul de l'aire de contact par la théorie de Hertz.....	33
1.4.4 Résistance de contact.....	36
1.4.4.1 Résistance de constriction.....	36
1.4.4.1.1 Modélisation à un seul passage .....	36
1.4.4.1.2 Modèle à plusieurs passages.....	37
1.4.4.1.3 Prise en compte d'un film mauvais conducteur à l'interface.....	38
1.4.4.2 Mesure de la résistance électrique de contact .....	39
1.5 Phénomène d'endommagement des contacts électriques .....	39
1.5.1 Usure mécanique.....	40
1.5.2 Fretting corrosion .....	40
1.5.2.1 Mécanisme de fretting .....	41

1.5.2.2	Mouvement de fretting.....	42
1.5.2.3	Déplacement relatif entre les contacts mâle et femelle .....	42
1.5.2.4	Régimes de fretting.....	44
1.5.2.4.1	Description du fretting par les cycles force / déplacement.....	44
1.5.2.4.2	Cartes des régimes de fretting.....	45
1.6	Dégradation des performances électriques.....	46
1.6.1	Augmentation de la résistance de contact .....	46
1.6.2	Intermittences et microcoupures .....	47
1.7	Paramètres influents sur l'endurance d'un contact électrique en fretting .....	48
1.7.1	La fréquence.....	48
1.7.2	L'amplitude de déplacement .....	49
1.7.3	La force normale de contact.....	52
1.7.4	L'épaisseur du revêtement .....	55
1.7.5	La géométrie des contacts .....	56
1.7.6	La température .....	57
1.7.7	Le courant .....	59
1.7.8	Échauffement des contacts de puissance.....	60
1.7.9	L'humidité .....	60
1.8	Solutions techniques apportées aux connecteurs électriques .....	62
1.8.1	Lubrification .....	62
1.8.2	Utilisation d'une cage en acier inoxydable et de deux lames à ressort.....	62
1.8.3	Autres méthodes.....	63
1.8.3.1	Contacts roulants .....	63
1.9	Modélisation en 3 dimensions et simulation, par éléments finis, des vibrations dans un connecteur automobile .....	64
1.9.1	Méthode éléments finis .....	64
1.9.2	Historique de l'analyse par éléments finis.....	64
1.9.3	Formulation implicite ou explicite d'un problème de dynamique .....	65
1.9.4	Modélisation et simulation numérique dans la connectique automobile.....	66
1.10	Conclusion état de l'art.....	72
<b>Chapitre 2 Méthodes et Caractérisation expérimentale .....</b>		<b>74</b>
2.1	Introduction .....	75
2.2	Echantillon de test .....	76
2.3	Dispositif et méthode expérimentale .....	79
2.3.1	Présentation du banc de test.....	79
2.3.2	Pot vibrant.....	80

2.3.3	Accéléromètre .....	82
2.3.4	Vibromètre 3D-Laser Polytec .....	83
2.3.5	Oscilloscope .....	85
2.3.6	Logiciel d'acquisitions (pour l'acquisition de déplacements du système connecteur sous vibration) .....	85
2.4	Localisation de la zone de mesure sur les contacts mâle et femelle .....	86
2.5	Traitement des signaux en déplacements mesurés .....	87
2.6	Mesures de déplacements des composants du connecteur sous vibration .....	88
2.6.1	Mesures des déplacements absolus.....	88
2.6.2	Mesures de mouvements relatifs entre les contacts mâle et femelle.....	88
2.6.3	Résolution du problème des phases .....	88
2.7	La fonction de transfert des déplacements relatifs .....	90
2.7.1	Démarche de calcul .....	90
2.7.2	Intérêt de la fonction de transfert des déplacements relatifs .....	91
2.8	Mesure de la résistance de contact.....	92
2.8.1	Microvoltmètre Keithley série 2000.....	92
2.8.2	Test d'endurance électrique.....	92
2.8.2.1	Critère de dégradation électrique .....	92
2.8.2.2	Formalisme de l'approche de prédiction de la durée vie.....	94
2.8.2.3	Banc de test pour essai d'endurance électrique : .....	94
2.8.2.4	Essai de fretting longue durée sur connecteur .....	95
2.9	Caractérisations des endommagements.....	96
2.9.1	Microscope Électronique à Balayage (MEB).....	96
2.9.2	Microscope optique.....	97
<b>Chapitre 3 Résultats expérimentaux.....</b>		<b>99</b>
3.1	Introduction.....	100
3.2	Définition des axes du repère orthonormé pour les mesures des mouvements .....	100
3.3	Étude du comportement vibratoire d'un connecteur soumis à une excitation sinusoïdale.....	101
3.3.1	Conditions de tests .....	101
3.3.1.1	Matrice de mouvements relatifs mesurés .....	102
3.3.1.2	Calcul des mouvements relatifs entre les contacts clip/languelette .....	106
3.3.2	Influence de l'amplitude de déplacement imposée.....	109
3.3.3	Fonction de transfert des mouvements relatifs.....	110
3.3.4	Influence de l'accélération sur la FT des mouvements relatifs .....	114
3.3.5	Mesures électriques .....	116

3.3.5.1	Résultats de test d'endurance électrique .....	116
3.3.5.2	Résultats des essais de fretting longue durée sur le connecteur .....	119
3.3.6	Analyse de la surface de contact après test des vibrations .....	121
3.3.6.1	Analyse chimique EDX.....	124
3.4	Conclusion.....	127
<b>Chapitre 4 Modélisation EF et simulation des vibrations dans un connecteur électrique.....</b>		<b>129</b>
4.1	Introduction .....	130
4.2	Exigences fonctionnelles du connecteur électrique .....	131
4.3	Principe et méthodologie de la modélisation.....	132
4.3.1	Modèle géométrique et Maillages.....	133
4.3.2	Modélisation 3D par éléments finis.....	136
4.3.2.1	Caractéristiques des matériaux de connecteurs.....	136
4.3.2.2	Liaisons entre composants.....	139
4.3.3	Analyse statique de mise en place.....	139
4.3.4	Analyse dynamique transitoire .....	141
4.3.4.1	Conditions de calcul .....	141
4.3.4.2	Conditions aux limites.....	141
4.3.4.3	Chargement appliqué.....	142
4.4	Résultats–l'analyse statique après mise en place des composants du connecteur ....	144
4.5	Résultats – Efforts de contact .....	147
4.6	Résultats de déplacements calculés par simulation en éléments finis.....	148
4.7	Résultats numériques et expérimentaux pour les mouvements relatifs.....	151
4.8	Synthèse partielle .....	154
4.9	Correction du modèle éléments finis pour la simulation des vibrations dans un connecteur.....	155
4.10	Analyse des paramètres d'entrée du modèle EF.....	156
4.10.1	Correction portée sur les propriétés mécaniques des composants du connecteur	157
4.10.2	Correction portée sur les propriétés du Câble.....	157
4.10.3	Correction du facteur d'amortissement .....	159
4.11	Conditions de simulations en éléments finis .....	160
4.12	Résultats des mouvements relatifs entre les contacts clip/languette après correction du modèle éléments finis (MEF).....	162
4.13	Comparaisons des résultats sur les fonctions de transfert des déplacements relatifs	166
4.14	Résultats-Influence de l'accélération sur les FT des mouvements relatifs.....	167

---

4.15	Conclusion .....	168
<b>Chapitre 5 Prédiction des performances du connecteur électrique soumis à un profil des vibrations du type constructeur automobile.....</b>		<b>170</b>
5.1	Introduction.....	171
5.2	Description du test des vibrations pour les connecteurs automobiles.....	171
5.3	Approche pour la prédiction de la performance du connecteur électrique .....	172
5.3.1	Démarche réalisée pour déterminer le mouvement relatif en fonction du nombre de cycles $\Delta\delta(N_b)$ pour un profil des vibrations .....	173
5.3.2	Prédiction de la performance du connecteur à partir du profil vibratoire LV214174	
5.3.3	Corrélation entre les performances mécaniques et électriques du connecteur .	180
5.3.4	Prédiction de la performance du connecteur à partir du profil vibratoire Renault-Nissan	182
5.4	Conclusion .....	186
<b>Conclusion générale .....</b>		<b>187</b>
<b>Références bibliographiques.....</b>		<b>193</b>



# Nomenclature

## Paramètres tribologiques

$a$	Rayon de la zone de contact de Hertz ( $\mu\text{m}$ )
$\delta$ ou $\delta^*$	Amplitude de déplacement ( $\mu\text{m}$ )
$\delta_{\text{limit}}$	Seuil d'amplitude de fretting ( $\mu\text{m}$ )
$\Delta\delta$	Déplacement relatif entre les contacts clip/languette ( $\mu\text{m}$ )
$\Delta\delta_{\text{moy}}$	La moyenne de déplacement relatif entre les contacts clip/languette ( $\mu\text{m}$ )
$\Delta\delta_t$	Mouvement relatifs total pour une direction de vibration donnée
$F_N$	Force normale (N)
$N_c$	Nombre de cycles de l'essai
$\Delta N_{\text{bcumul}}$	Nombre de cycles cumulés dans un profil vibratoire
$t$	Durée d'essai (s)
$F_c$	Force normale du contact
$f$	Fréquence d'excitation (Hz)
$\Upsilon$	Accélération d'excitation (G) ( $1G = 9.8 \text{ m/s}^2$ )
$U_1$	Une fonction représentant le mouvement périodique de la partie femelle du connecteur.
$U_1$	Une fonction représentant le mouvement périodique de la partie mâle du connecteur.

## Paramètres matériaux

$\rho$	Résistivité électrique ( $\mu\Omega \cdot \text{cm}$ )
$H_B$	Dureté des matériaux
$E^*$	Module d'Young équivalent
$E_t$	Module de Young en traction (MPa)
$E_f$	Module de Young en flexion (MPa)
$\nu_t$	Coefficient de Poisson primaire
$\nu_f$	Coefficient de Poisson secondaire
$\nu$	Coefficient de Poisson
$\mu$	Coefficient de frottement
$p_m$	Pression de contact de Hertz moyenne (GPa)
$p_{\text{max}}$	Pression de contact de Hertz maximale (GPa)
$\sigma_y$	Limite élastique (MPa)
$R_1$	Rayon de courbure de la sphère 1 (m)
$R_2$	Rayon de courbure de la sphère 2 (m)
$R$	Rayon de courbure du contact (m)

## Paramètres électriques

$R_c$	Résistance électrique de contact ( $\Omega$ )
$\Delta R_c$	Seuil de résistance électrique de contact donné ( $\Omega$ )
$R_f$	Résistance du film
$V$	Tension de sortie du circuit à 4 fils (V)
$I$	Intensité de courant (mA)
$L$	Longueur du conducteur (m)
$S$	Section du conducteur ( $\text{m}^2$ )



# Introduction Générale

## Introduction Générale

Les véhicules automobiles comprennent plusieurs milliers de points de contact électrique répartis sur plusieurs centaines de connecteurs. Le nombre de connecteurs électriques est en constante augmentation depuis les débuts de l'automobile, et la tendance se poursuit du fait du besoin toujours croissant d'électronique embarquée, de capteurs et de communication. De ce fait, nous assistons à une très forte croissance du nombre de connecteurs et à une augmentation de la longueur totale de câblage dans les véhicules (5 km environ ! [1 et 2]).

Chaque point de contact défaillant, parmi les milliers de contacts embarqués, est une source de panne du véhicule. Les industriels automobiles estiment que 30% des pannes sur un véhicule sont causées par le système électronique dont, 15% sont dues uniquement à la connectique [2 et 3]. Ainsi, La fiabilité de la connectique est un point essentiel de la satisfaction client. Avec l'émergence prévisible des véhicules autonomes, la fiabilité va également devenir un enjeu majeur de sécurité.

Au-delà des problèmes qualité, les connectiques automobiles et plus généralement les connecteurs électriques sont parfois situés dans un environnement de service très complexe (chimique et mécanique). L'environnement automobile dans lequel ces connecteurs sont placés, est soumis à de hautes vibrations pouvant atteindre des accélérations du niveau de 80G dans une gamme de fréquences de 10 à 2500Hz. Ces vibrations sévères issues lors du fonctionnement normal du véhicule (moteur, turbine ou encore aux chocs de roulage) entraînent des micro-déplacements (quelques micromètres) sur les éléments des contacts, en particulier à l'interface de contact électrique. Or, un déplacement relatif de l'ordre des quelques micromètres entre les différents composants des connecteurs est largement suffisant pour engendrer une dégradation à l'interface de la zone de contact électrique.

Ce phénomène de dégradation est appelé « fretting-corrosion », qui est la cause majeure des mauvaises performances électriques. Le fretting-corrosion est une combinaison de l'usure et de l'oxydation des surfaces à l'interface de deux membres du contact électrique lorsqu'ils sont soumis à des déplacements relatifs répétés de l'ordre de quelques micromètres.

Avec les connaissances actuelles, le dimensionnement des connecteurs vis-à-vis des vibrations se fait principalement sur des bases empiriques de règles de conception : nous savons quels éléments de design du connecteur (bornes électriques, boîtiers, raccordement des fils, etc.) et quels matériaux (traitement de surfaces) permettent d'augmenter la tenue aux vibrations. En revanche, nous ne disposons pas d'outil permettant de prédire la durée de vie d'un système d'interconnexion soumis à un profil vibratoire donné. Le développement d'un connecteur passe donc par une phase de boucles d'optimisation à partir de résultats d'essais sur banc de vibration. Par ailleurs, chaque constructeur automobile ayant établi ses propres standards d'essai, il est parfois difficile de garantir qu'une connectique puisse satisfaire le cahier des charges de deux constructeurs différents.

La société APTIV, leader mondial dans le domaine de la connectique, désire pouvoir mettre en place les moyens de concevoir des connecteurs pouvant résister aux hautes vibrations (entre 100Hz - 2500Hz pour les connecteurs fixés sur le moteur). Pour ce faire, il est essentiel de disposer d'une compréhension accrue du comportement en vibration des connectiques automobiles dans un environnement vibratoire très sévère, afin d'assurer une bonne transmission de l'information ou du courant électrique entre les différents systèmes utilisés.

Dans ce contexte, l'objectif de cette thèse, menée en collaboration étroite entre l'institut de physique de Rennes (l'université de Rennes 1) et le centre de recherche RTC (Research & Technologie Center) chez APTIV, par le biais d'une convention CIFRE, sera: d'améliorer et de valider un modèle éléments finis (MEF) de simulation de vibrations, développé chez APTIV, permettant de calculer les déplacements relatifs à la zone de contact, dans un premier temps. Le second temps a pour objet de proposer une approche prédictive de performance de connecteur électrique, en combinant les résultats de la simulation/test et le profil des vibrations du constructeur automobile.

Ce mémoire est divisé en cinq chapitres :

Le chapitre 1 présente un état de l'art sur les différentes thématiques abordées dans cette thèse. Ainsi, une description du contexte industriel a permis de mettre en avant les enjeux industriels liés au domaine de la connectique automobile. Nous présenterons une synthèse sur les exigences des différents cahiers de charges de constructeurs automobiles. Ce chapitre permet également de rappeler des notions générales sur le connecteur électrique, donnant des définitions des quelque termes plus usuels tels que le contact électrique, la zone de contact et/ou l'aire de contact et la résistance de contact. Nous donnons aussi quelques rappels sur les matériaux et revêtements utilisés dans la connectique, sur le phénomène des dégradations par fretting (corrosion des surfaces en contact, usure de la surface du contact, etc.). Des notions sur la modélisation et simulation numérique dans la connectique sont exposées.

Dans le chapitre 2, nous présentons tout d'abord l'échantillon du connecteur qui a été caractérisé dans cette étude, son choix et ses différentes caractéristiques. De plus, nous avons décrit les dispositifs expérimentaux d'essai et le choix des conditions de test. Les méthodes des mesures des déplacements du connecteur ont été présentées ainsi que les mesures électriques. Enfin, les différents moyens de caractérisation et d'analyse des dégradations des contacts électriques sont détaillés.

Le chapitre 3 regroupe tous les résultats expérimentaux. La première sous-partie porte sur l'étude du comportement dynamique des échantillons connecteurs soumis à des vibrations. La réponse dynamique du connecteur ainsi que les résultats des mesures des mouvements de composants du connecteur seront présentés. Une deuxième sous-partie est dédiée au calcul de la fonction de transfert (FT) des mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle.

L'étude de l'influence des paramètres opératoires (tels que le niveau d'accélération et la fréquence) sur la fonction de transfert des mouvements relatifs a été traitée.

La dernière sous-partie est consacrée à la caractérisation de la performance électrique du connecteur. Dans un premier temps, une série d'essais d'endurance électrique a été réalisée uniquement sur les terminaux. Dans un deuxième temps, le test de fretting de longue durée est réalisé sur le système connecteur (tous les composants et le câble) pour déterminer l'évolution de la résistance électrique de contact REC. Enfin, les résultats de l'analyse des faciès endommagés ont été proposés.

Le chapitre 4 porte sur la modélisation et simulation par éléments finis. Le premier défi a été de réaliser une modélisation 3D du connecteur électrique avec tous les composants assemblés. Les différentes étapes de la modélisation et la simulation des vibrations ont été développées. Le second défi était d'étudier le comportement de connecteur soumis à une excitation vibratoire sinusoïdale et aussi de proposer une méthodologie permettant de calculer les mouvements relatifs au point de contact. Enfin, la fonction de transfert de déplacement relatif sera déduite. Ces résultats seront par la suite comparés avec les résultats expérimentaux obtenus au chapitre 3. Ainsi, après comparaison des résultats entre la simulation et le test, le troisième défi a été de corriger certains paramètres de modèle éléments finis. Cette correction du modèle nous a permis d'obtenir, dans la suite, les résultats numériques proches des résultats expérimentaux.

Dans le chapitre 5 une approche permettant de prédire les performances d'un connecteur à partir de n'importe quels profils de vibrations sinusoïdales a été proposée. Dans les chapitres précédents, nous avons déterminé les fonctions de transfert des mouvements relatifs entre les terminaux ainsi que les performances d'endurance électrique des contacts. Ces deux résultats ont été combinés avec les profils des vibrations du type constructeur automobiles (LV214 et Renault-Nissan) afin de prédire les performances d'un connecteur électrique.



# **Chapitre 1**

## **État de l'art**

## 1.1 Introduction

L'objectif majeur de ce chapitre est d'introduire les différents concepts abordés dans ce manuscrit tels que le contexte industriel du projet, la connectique automobile et la résistance électrique de contact. Il s'agit également d'exposer les connaissances actuelles sur les phénomènes mis en jeu qui ont servi de point de départ aux travaux effectués dans le cadre de cette thèse. Un travail d'analyse et de synthèse sera porté sur les différents cahiers des charges des constructeurs automobiles afin de mettre en avant les exigences environnementales et vibratoires auxquelles doivent résister les connecteurs.

L'état de l'art des matériaux utilisés pour les connecteurs est ensuite détaillé, avec toutes les caractéristiques mécaniques et physico-chimiques des substrats et des revêtements. Par la suite, nous présenterons les différents mécanismes d'endommagement de l'interface de contact (fretting-corrosion) avec couplage des défaillances électriques. De plus, une synthèse sur les différents paramètres qui influencent les dégradations des connecteurs sera proposée.

Enfin, puisque l'objectif de ce mémoire est d'approfondir la compréhension et la modélisation des phénomènes qui induisent la dégradation des interfaces électriques, la dernière partie de ce chapitre décrira une base fondamentale sur la modélisation et simulation des connecteurs soumis à des sollicitations vibratoires.

## 1.2 Contexte industriel

Dans le secteur automobile, l'utilisation toujours plus poussée de l'électronique conduit à l'utilisation de connecteurs dans des conditions d'environnement très complexe (mécanique, chimique, thermique, etc.), et qui plus est, pour transmettre des signaux plus complexes. Ces connecteurs sont soumis à des vibrations dues à l'environnement mécanique (moteur, suspensions...), qui engendrent des micro-déplacements au niveau des contacts électriques et l'apparition de dégradations de fretting-corrosion. Ce phénomène de fretting-corrosion s'accompagne d'une augmentation de la résistance électrique de contact pouvant provoquer des coupures électriques intermittentes, voire définitives. Pour toutes ces raisons, il est important d'identifier, de comprendre et de palier tous les phénomènes pouvant entraîner une dégradation du contact électrique.

## 1.2.1 Les connecteurs électriques

### 1.2.1.1 Descriptions et terminologies

Le connecteur électrique permet de faire circuler le courant et les signaux d'informations vers les différents composants électroniques. La Figure 1.1 ; illustre un exemple d'un connecteur. Le connecteur automobile est composé de deux éléments principaux, une partie mâle dite languette et une partie femelle communément appelée clip; l'insertion de la partie mâle dans la partie femelle constitue donc un contact électrique. Les couples métalliques mâle et femelle montés séparément, sont logés dans un habitacle (ou un boîtier). Il s'agit d'une pièce polymère permettant l'assemblage d'un ou de plusieurs couples métalliques mâle/femelle entre eux. Certains composants tels que les systèmes de verrouillage et les joints d'étanchéité, peuvent être rajoutés lors de la fabrication des connecteurs.

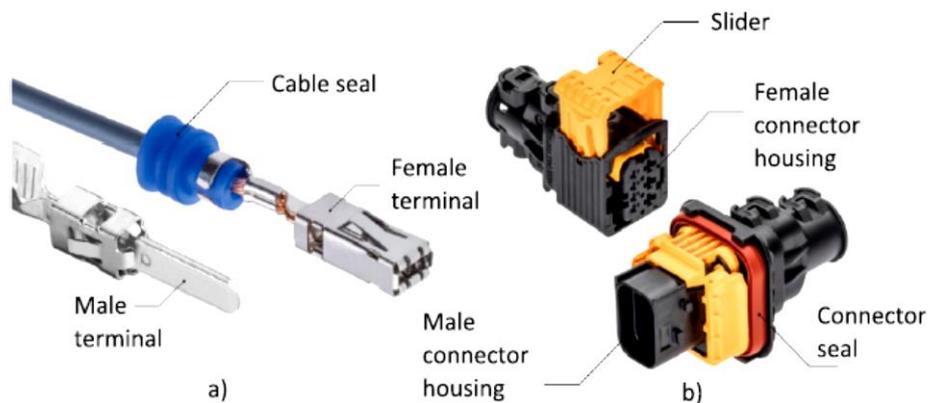


Figure 1.1 : Contact électrique pour automobile : a) terminal mâle et terminal femelle (Aptiv CTS 2.8) avec câble et joint en bleu; b) connecteur mâle et connecteur femelle (Aptiv CTCS XP 1.5/ 2.8) contenant sept paires des terminaux inclus [4].

Comme on peut le voir sur la Figure 1.1 (a), le connecteur typique est composé de quelques ensembles de contact mâle (languette) et de contact femelle (clip). Dans la plupart des cas, le nombre minimal d'ensembles de broches et de clips est de 2 alors que le nombre maximal est limité par les objectifs de l'application. Le Tableau 1.1 présente une liste des principaux constituants d'un connecteur automobile ainsi que leur fonction.

Appellation	Sigle	Fonction
Alvéole		Réceptacle destiné à recevoir un et un seul contact dans un boîtier ou module
Boîtier /jupe		Ensemble de raccordements électriques destinés à recevoir un ou plusieurs contacts dans des alvéoles différentes.
Clip (douille)		Structure mécanique femelle destinée à être raccordée à un ou plusieurs conducteurs. Sa fonction est d'assurer la continuité électrique par connexion avec une languette.
Connecteur		Ensemble de raccordements électriques qui associent un ou plusieurs conducteurs entre eux ou sur appareil.
Contact/terminal		Composant de raccordements permettant le passage d'un courant électrique.
Assurance du verrouillage des contacts	TPA	Dispositif permettant de verrouiller la position du contact serti avec un joint unifilaire.
Double verrouillage des connecteurs	CPA	Dispositif de contrôle permettant de s'assurer qu'un connecteur est bien accouplé.
Grommet		Joint d'étanchéité disposé à l'intérieur du boîtier permettant de réaliser l'étanchéité entre chacun des conducteurs et le boîtier.
Joint Unifilaire		Joint d'étanchéité serti à l'arrière du contact et permettant de réaliser l'étanchéité entre un seul conducteur et le boîtier.
Languette		Structure mécanique mâle destinée à être raccordée à un ou plusieurs conducteurs. Sa fonction est d'assurer la continuité électrique par connexion avec un clip.
Logement		Réceptacle destiné à recevoir un et un seul module dans une jupe.
Porte-clips	PC	Boîtier composé d'alvéoles, recevant des clips, destiné à une connexion avec un porte-languettes.
Porte-Languette	PL	Boîtier composé d'alvéoles, destiné à recevoir des languettes, destiné à une connexion avec un porte-clips.
Câble cap		Assure le maintien du câble une fois insérer dans le boîtier

**Tableau 1.1** : Terminologie et fonction des principaux composants du connecteur [PSA].

Dans la plupart de cas, un soudage ou encore un sertissage est réalisé afin de relier la partie mâle et la partie femelle aux câbles.

- ✓ Le sertissage (Figure 1.2 (a)) est un procédé permettant le raccordement électrique permanent contact/câble (conducteur), par déformation contrôlée du câble dénudé dans le fût de sertissage d'un contact.
- ✓ Le procédé de soudage : Le soudage par ultrason (Figure 1.2 (b)) est l'une de technique utilisée pour relier les éléments de contacts aux câbles. C'est une technique de soudage sous pression permettant d'assembler des métaux (cuivre/l'aluminium, câbles en cuivres) à basse température de soudage à l'état solide [5].



Figure 1.2 : Technique de raccordement câble/ terminaux : (a) sertissage, (b) soudage ultrason (Us welding).

Ces deux techniques de mises en forme ont pour rôle d'assurer une résistance à l'arrachement du câble et une bonne continuité électrique (Abbas [6], Petitprez[7]). Ce qui permet d'observer la présence de plusieurs points de contact dans le connecteur électrique, d'une part dans la zone de raccordement entre le câble et l'élément de contact et d'autre part, le contact clip languette. Ainsi, le terme connectique désigne tout simplement l'ensemble des techniques et des procédés utilisés pour établir des liaisons électriques.

### 1.2.1.2 Classification et fonctionnalité des connecteurs automobiles

Selon la fonction d'utilisation, la géométrie, l'environnement de service et surtout leurs applications, les connecteurs automobiles peuvent être classés dans différentes catégories (Braumovic[8], Pjdrzejczyk[9]). Plusieurs types de classifications de connecteurs électriques sont proposés dans la littérature (El-mossouess [10]) : contact permanent, contact non permanent et contact semi-permanent. En plus de cela, il est aussi possible de classer les connecteurs automobiles en fonction de leur plage de puissance et en fonction de leur nombre de voies :

\* Classe d'intensité du courant : En fonction de l'intensité de courant supporté, les connecteurs électriques sont classés en trois grandes familles :

- **Connecteurs à bas niveau ou encore faible puissance** : ce type des connecteurs peuvent supporter une intensité de courant jusqu'à 100mA. Ils sont utilisés pour transmettre les signaux dans l'automobile.
- **Connecteurs de puissance** : l'intensité du courant supporté par cette famille des connecteurs varie entre 10A - 200A. ils sont souvent placés sous capot et, ont pour rôle de faire passer les courants à travers différents circuits d'alimentation.
- **Connecteurs de très haute puissance** : ces connecteurs électriques supportent une intensité de courant supérieur à 200A. ils sont rencontrés dans les voitures électriques ou encore hybride. Ces connecteurs électriques sont aussi utilisés pour le système motopropulseur.

\* Selon le nombre de voies : en fonction du nombre des voies, les connecteurs électriques sont classés en deux familles. À savoir :

- **Les connecteurs mono-voie** : ils sont constitués d'un seul couple des terminaux mâle/femelle.
- **Les connecteurs à multi-voies** : ils sont constitués des plusieurs paires des terminaux mâles/femelles. Chaque couple de contacts électriques est composé de ses propre câble (conducteur).

La Figure I.3 montre les différents types des connecteurs utilisés dans le domaine automobile :

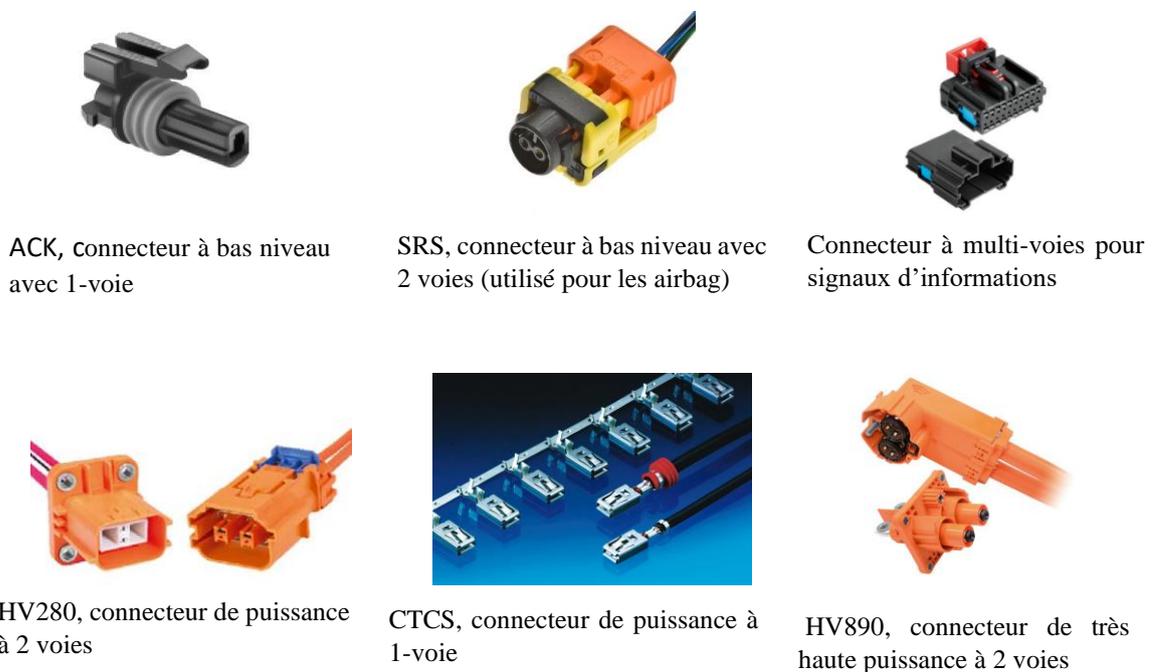


Figure 1.3 : Exemple des connecteurs APTIV utilisés dans le domaine automobile, en fonction de classe d'intensité de courant et des nombres de voies [4].

Dans le cadre de cette thèse, nous étudierons des contacts séparables de types clip/languettes à une seule voie. L'étude portera donc sur des connecteurs de puissance, situés dans l'environnement moteur, dont la fonction majeure est de transmettre le courant dans les différents organes de l'automobile. Le choix de ce connecteur sera décrit dans le chapitre 2 portant sur la caractérisation expérimentale.

### 1.2.1.3 Exemple de dégradation des connecteurs par fretting-corrosion

La Figure 1.4 illustre l'aspect d'une languette (composée d'un substrat en cuivre, d'une sous couche de nickel et d'un revêtement argenté) d'un connecteur électrique qui a subi plusieurs cycles de vibrations du type profil vibratoire d'un véhicule.

Comme expliqué précédemment, les vibrations auxquelles sont soumis les connecteurs entraînent des micro-déplacements au niveau de l'interface métallique clip/languette, ce qui favorise le fretting. Ce phénomène est à l'origine d'usure des surfaces au niveau du point de contact pouvant entraîner l'augmentation brusque de la résistance électrique et ainsi provoquer des dégradations électriques.

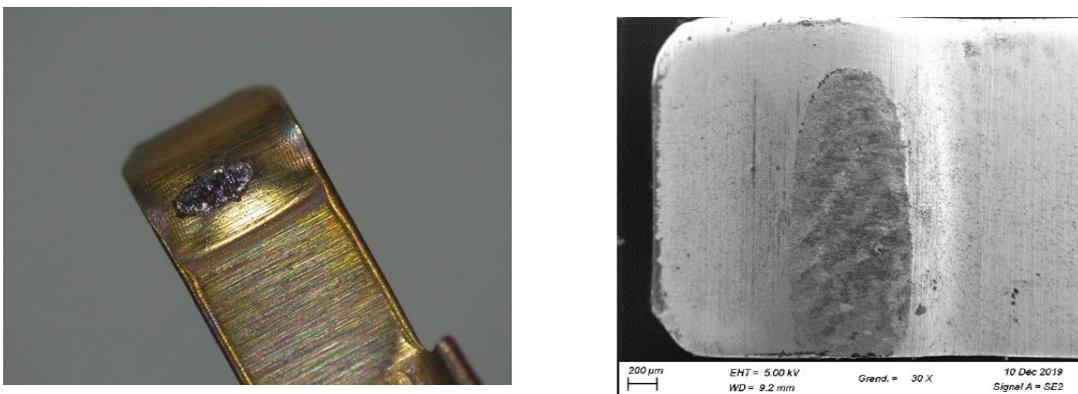


Figure 1.4: Usure par fretting sur une languette en cuivre avec sous couche nickel et revêtement en argent (rapport d'expertise APTIV).

Notons que, lors des sollicitations vibratoires, le revêtement s'use en premier sous l'effet du frottement alterné, qui laissera par la suite apparaître la sous-couche de nickel puis le substrat en laiton (cuivre, zinc). La Figure 1.5 montre l'observation en coupe de la trace d'usure au niveau du point de contact. Ensuite, sous l'action du milieu environnant, ces éléments s'oxydent et entraînent alors une diminution de la conductivité pouvant causer des pannes électriques.

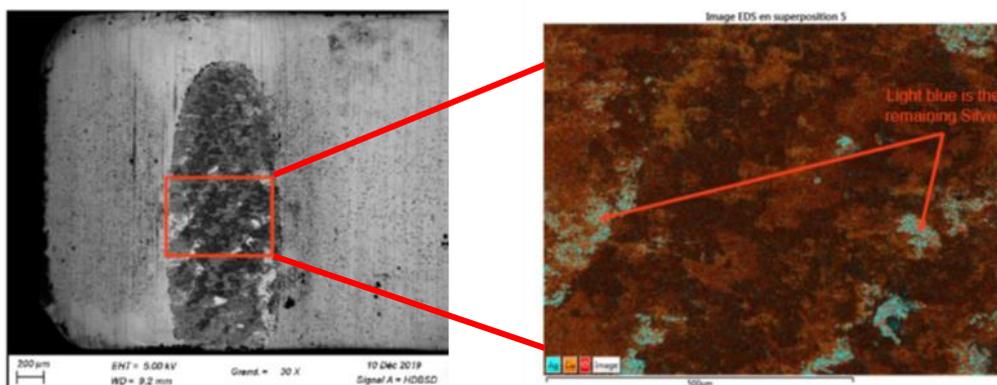


Figure 1.5: Usure par fretting sur une languette en laiton avec sous couche nickel et revêtement en argent (rapport d'expertise APTIV).

#### 1.2.1.4 Cahiers des Charges des OEM (original equipment manufacturer)

Les connecteurs électriques ont pour rôle de pouvoir transmettre les courants et les signaux d'informations d'un organe à un autre de manière continue (i.e. sans interruption brusque). Le critère de défaillance électrique, défini comme étant une variation seuil ( $\Delta R_c$ ) de la résistance électrique supérieure à la résistance minimale ( $R_{\min}$ ), est le premier critère de fiabilité recherché par le constructeur automobile. Ainsi, tous les connecticiens s'assurent de pouvoir toujours respecter et de répondre aux exigences de cahiers des charges (CDC) des constructeurs automobiles.

Dans le domaine de la connectique, chaque constructeur automobile possède son CDC et ses normes correspondantes qui doivent être respectées par les OEM. Ces normes permettent de définir les spécifications techniques et des méthodes d'essais générales relatives aux connecteurs. Ainsi quels que soient les standards d'essai du constructeur automobile (PSA B217050[11], RN [12], VW-LV1247 [13], USCAR-2[14], GMW3172[15], etc...), les connecteurs électriques doivent satisfaire aux exigences suivantes :

1. Conditions environnementales : tenue à la température et à l'humidité, tenue aux agents chimiques etc...
2. Caractéristiques mécaniques : tenue aux choc, tenue aux vibrations, tenue à la traction de la liaison conducteur/contact, tenue au fretting corrosion, tenue aux désinsertions/désaccouplements, force de contact stable dans le temps etc...
3. Électrique : la plus faible résistance électrique possible, la stabilité de cette valeur dans le temps, sans distorsion du signal et une bonne endurance au cyclage de courant
4. Ergonomique : simplicité du processus de fabrication, entretien, réparation et remplacement simple.

##### 1.2.2.1 Environnement de fonctionnement et des sollicitations

Les connecteurs électriques peuvent travailler dans différentes circonstances imposées par l'environnement automobile, tel que : gradient de température, humidité, courant électrique, fréquences et aussi les sollicitations mécaniques. Ces derniers sont souvent à l'origine de la dégradation des connecteurs électriques.

- La température : les connecteurs électriques peuvent être soumis à des températures qui peuvent aller jusqu'à des valeurs extrêmes. Ils peuvent être sollicités à des conditions hivernales jusqu'à  $-45^{\circ}\text{C}$  (hors fonctionnement), à la température ambiante ( $25^{\circ}\text{C}$ ), au voisinage du bloc moteur (de  $80$  à  $150^{\circ}\text{C}$ ) et pour de température en fonctionnement à proximité de l'échappement ( $175^{\circ}\text{C}$ ).

Généralement, les contacts électriques sont soumis à un cyclage thermique entre la température de l'environnement à l'arrêt, la période de chauffe, la température en fonctionnement et le refroidissement à l'arrêt après utilisation. La Figure 1.6 montre un profil de température rencontré dans l'environnement automobile. L'influence de la température sur les connecteurs sera détaillée au (§1.7.1).

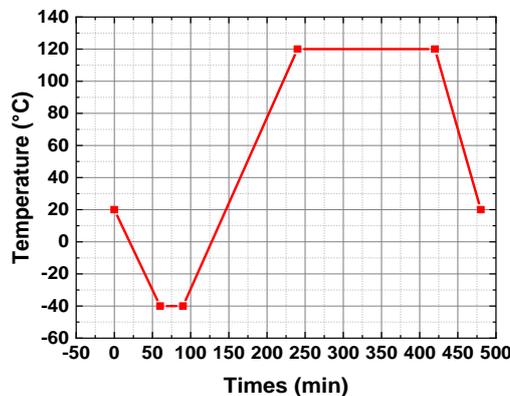


Figure 1.6: Exemple d'un cycle de température que subit un connecteur automobile [13].

- L'humidité : la présence de l'eau liquide et de la vapeur d'eau dans l'environnement de fonctionnement des connecteurs peut entraîner des phénomènes de dégradations accélérées. Les connecteurs doivent résister à de variation d'hygrométrie allant de 0 à 100% d'humidité relative. Le niveau d'humidité est un paramètre important qui affecte les performances électriques du contact. En revanche, cette humidité peut aussi jouer un rôle inverse, comme un agent lubrifiant dans le cas de micromouvements, ce qui améliore par la suite le comportement vibratoire.

- La fréquence : en fonction de leurs zones d'installation dans l'automobile, les connecteurs électriques peuvent être sollicités à différentes plages de fréquence. Actuellement, les fréquences rencontrées dans l'automobile sont comprises entre 5 Hz-2000 Hz. Certains contacts sont placés sous le siège, dans la porte (claquage/airbag porte), dans l'habitacle. Mais d'autres, situés sous le capot moteur peuvent avoir à subir des montées en fréquence jusqu'à 2500 Hz [11]. Dans le cadre de ce projet, nous essayerons aussi de détecter dans quelle plage de fréquence le connecteur fonctionne sans pour autant être endommagé.

- Le courant : l'intensité du courant électrique traverse le connecteur d'une extrémité à l'autre et, varie de quelques micro-ampère ( $\mu\text{A}$ ) et peut atteindre une intensité supérieure à 200 A, selon le type des connecteurs (§1.2.1.2). Actuellement, il y a une très forte croissance d'utilisation des connecteurs de puissance dans l'automobile, en raison de la nécessité de conduire beaucoup plus de courant pour la propulsion électrique dans les véhicules hybride et autonomes. En cas d'une surintensité brutale, cela favorisera des dégradations par arc électrique (Carvou [16], Porte [17], Morin [18], Ramzi [19], [10]).

- Les sollicitations mécaniques se présentent sous plusieurs formes (vibration, choc, force normale etc.). Les plus couramment rencontrées sont les vibrations et les chocs :

### A. Les Vibrations

Le mouvement d'une structure qui se déplace autour de sa position d'équilibre stable de manière oscillatoire est appelé vibration. L'effet de la vibration peut être mesuré ou du moins peut être observé dans les différents composants. Il existe des cas où les vibrations sont désirables, tels que dans certains types des machines-outils ou encore lignes des productions. Dans la plupart de cas, cependant, la vibration des systèmes mécaniques est indésirable car elle cause la rupture par fatigue, perte d'énergie, augmentation des contraintes, réduction des performances et induit une corrosion ou usure de contact. La vibration d'un système implique le transfert de son énergie potentielle en énergie cinétique et de l'énergie cinétique en énergie potentielle, alternativement. Si le système est amorti, une partie de l'énergie est dissipée à chaque cycle de vibration et doit être remplacée par une source externe si un état de vibration stable doit être maintenu **Singiresu S. Rao [20]**.

Ainsi, chaque composant a besoin d'une attention particulière pour prévenir les dégradations dues aux vibrations en éliminant ou en réduisant son effet, ou encore définir une durée de vie attendue pour un remplacement approprié du composant. En général, l'analyse des vibrations d'une structure se fait en tenant en compte, du chargement imposé et de la réponse de cette structure. Les chargements vibratoires peuvent être classés selon quatre catégories suivantes : stable, cyclique, transitoire et aléatoire **De Silva [21]** (Figure 1.7).

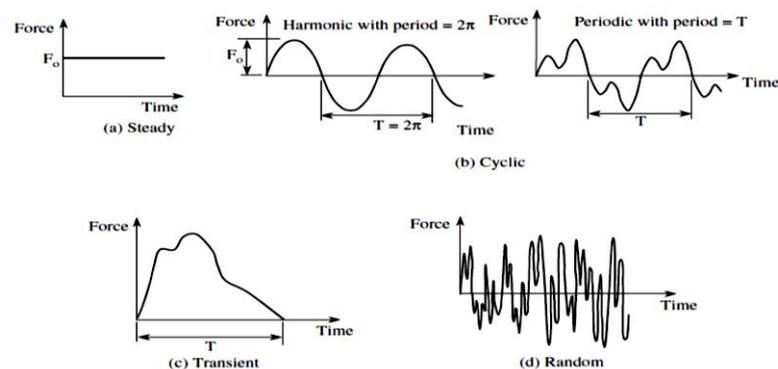


Figure 1.7 : Type des chargements des vibrations : (a) stable, (b)Cyclique, (c)Transitoire, (d) Aléatoire [21].

### B. Les chocs :

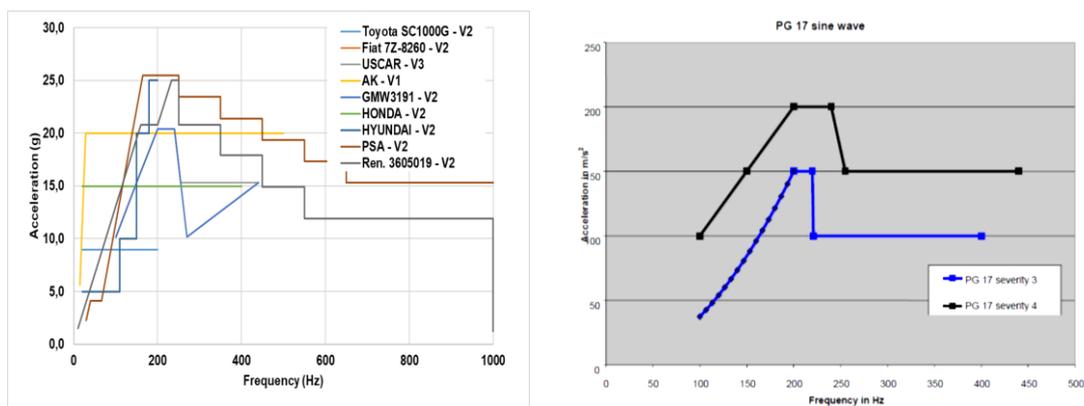
Le choc est une impulsion appliquée à un système. Cela correspond en général à la survenue d'une collision entre deux corps. Ce qui entraîne une augmentation brusque de l'accélération et favorise la création des régimes transitoires dans le système considéré. L'impulsion est supposée courte, donc le changement de vitesse, ou l'accélération, peut être assez important. Dans ce projet de thèse, nous nous focaliserons uniquement sur les vibrations induites dans un connecteur.

### 1.2.1.5 Vibrations induites dans la connectique automobile

Relatives au mouvement des véhicules, les vibrations induites sont de types forcée, périodique, aléatoire ou en rotation [22]. Les vibrations aléatoires sont très courantes dans la réalité. Ces types des vibrations observées durant le mouvement du véhicule résultent d'une combinaison complexe de l'état rugueux de la route, des vibrations du moteur et du vent extérieur de la voiture, et la rotation induite lors du fonctionnement du moteur du véhicule. Ces vibrations seront par la suite transmises sur les composants de l'automobile, en particulier sur les connecteurs, puis transmises sur les contacts électriques.

Dans l'environnement automobile, la source de vibration est souvent due au fonctionnement des différents composants tels que : le moteur, le système de transmission, les suspensions dues à la route et les mouvements des fans. Ces vibrations sont comprises entre 1 et  $10^4$  Hz avec une variation d'accélération allant de 1 à 80 G ( $1G=9.8m/s^2$ ). Les vibrations provoquent des forces externes, telles que les forces dynamiques induites sur les terminaux, qui sont à l'origine des micro-déplacements observés à l'interface de contact métallique (M. Peel [23], Labbe [24], Bouzera [25]).

La Figure 1.8 présente les différents types des profils vibratoires pour différents constructeurs automobiles. La sévérité de vibrations que subit un connecteur dépend de son emplacement dans l'automobile : appareil sur caisse, appareil sur moteur, appareil lié au moteur via une interface (ex : plaque tôle) et appareil fixé sur injecteur. Ainsi, nous pouvons donc comprendre qu'il existe plusieurs profils de vibrations permettant de qualifier les performances d'un connecteur électrique, en fonction de son positionnement dans l'automobile.



Rappelons qu'en plus des sollicitations environnementales et mécaniques, les systèmes connecteurs électriques sont également soumis à des contraintes provenant de leurs procédés des fabrications, ainsi que des contraintes dues à l'intensité du courant électrique en continue. Les différentes sollicitations sur des contacts électriques sont récapitulées dans le schéma suivant (Figure. 1.9).

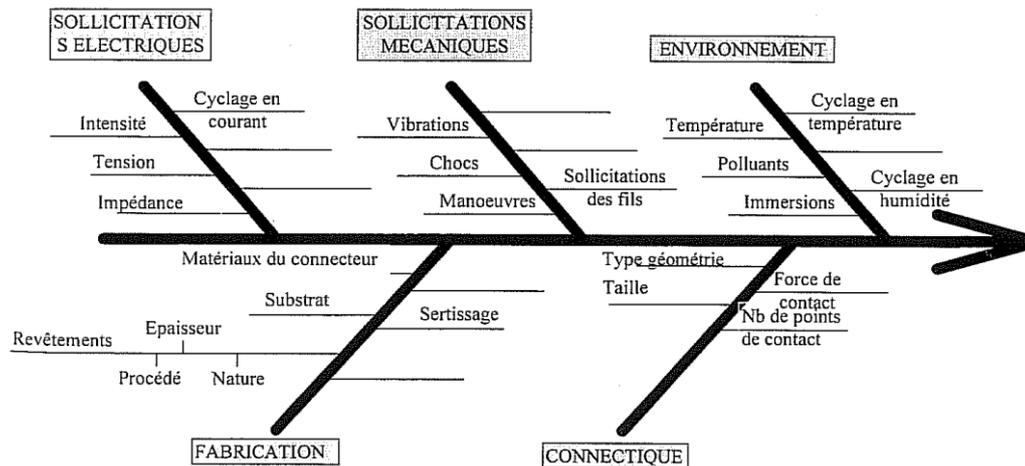


Figure 1.9 : Paramètres influant le comportement des contacts électriques [26]

### 1.2.1.6 Validation des connecteurs électriques automobiles

L'utilisation d'un connecteur dans un véhicule neuf est précédée de la validation des composants qui vérifient la durabilité et la fonctionnalité des composants sur la durée de vie supposée du véhicule. La validation des connecteurs électriques automobiles est effectuée en fonction des exigences automobiles. La procédure de validation peut être développée sur la base de plusieurs normes différentes telles que LV124, USCAR-2, PSA, GMW3172, RN Group etc. Les principales différences se trouvent à la fois dans les descriptions détaillées de tests particuliers et dans les séquences générales (voir Tableau 1.2).

La séquence des tests ainsi que leurs sévérités (profils de vibrations, accélérations, températures, humidité, etc.) dépendent de l'emplacement du connecteur dans le véhicule. Les conditions les plus exigeantes sont définies pour les connecteurs situés à proximité immédiate du moteur. Ce test consiste à réaliser une séquence des vibrations sur les trois axes principaux du connecteur. Les profils sinusoïdaux sont utilisés pour les connecteurs affectés à l'environnement moteur, et les profils aléatoires au châssis. Malgré des différences au cours du processus des validations, nous pouvons distinguer plusieurs tests courants ainsi que les échecs les plus courants. Malgré les divergences sur les critères de réussite du test, le point commun est que la variation de la résistance électrique ( $\Delta R_c$ ) doit rester inférieure à quelques  $m\Omega$  durant toute la durée des tests des vibrations.

Le Tableau 1.2 présente une comparaison des différentes conditions de test de vibrations, pour différents constructeurs automobiles. L'intensité du courant et l'humidité imposées ne sont pas présentées dans ce tableau.

OEM	Test conditions	Requirements
<b>VW (LV214)</b>	Sine and random were performed simultaneously (SOR) Severity: 3 mounted near engine Random vibration/ RMS acceleration: 105,5m/s <sup>2</sup> Frequency range: 10Hz – 1500Hz Sinusoidal vibration/ Max acceleration: 150m/s <sup>2</sup> Frequency range: 100Hz – 400Hz Duration: 22h per spatial axis Combined with temperature	No current interruption > 1 μs; R > 7 Ω ΔR <sub>c</sub> < 1 mΩ No function relevant damage
<b>GME</b>	Connector coupled to engine or transmission; Sine vibration 3x22h; 100-400Hz; 10-20 g; 1oct/min; Random vibration 3x22h; g(eff)=18.1m/s <sup>2</sup> Both vibrations with temperature change 8h/cycle 40°C(1.5h) max. temp acc. 5.1.4(2h)	No electrical interruption; dry circuit Resistance acc. 4.16
<b>PSA</b>	According to B21 7090 apparatus on engine (<0.5Kg) 3x3axis 16h/axis Sinus Max acc. 25g 20-2500z Combined with temperature	100mA No electrical interruption (t>1μs; U>0.7v) After test: No mechanical deterioration ΔR <sub>c</sub> < 5mΩ for Term < 1,5mm ΔR <sub>c</sub> < 4mΩ for Term > 1,5mm ΔR <sub>c</sub> < 1mΩ for 8mm Term
<b>RENAULT/ NISSAN</b>	Classe2: on power train profile Sinus Max acc : 42g 10-1000Hz - 16h/axis for tin plated terminals - 48h/axis for golden terminals Combined with temperature	100mA No micro-break (t>10μs, R>1Ω) No deterioration of the coating ΔR <sub>c</sub> < 5mΩ for 0,635 term Wire fastening force (cf. table 11§4.20) SEM Monitoring vibration profile

Tableau 1.2 : Comparaison des conditions des tests des vibrations pour différents constructeurs automobiles.

En résumé, la validation d'un connecteur passe par plusieurs étapes (en fonction de chaque norme de constructeurs automobiles). Pour un profil des vibrations donné, les ingénieurs/connecticiens doivent définir : les équipements de tests nécessaires pouvant supporter ces conditions des vibrations, les moyens des mesures, et enfin, une méthodologie permettant d'optimiser le produit pendant la phase de développement. Toutes ces étapes sont parfois longues à mettre en place et peuvent atteindre plusieurs mois. Actuellement, nous ne disposons pas de l'outil nécessaire permettant de prédire les performances d'un connecteur électrique, en vibration, quelles que soient les exigences de constructeurs automobiles.

Dans le cadre de ce projet, les modes des sollicitations abordées parmi ceux indiqués dans le Tableau 1.2 ne sera que la sollicitation vibratoire sans prise en compte du profil de température et de l'humidité. Nous essayerons de proposer une approche permettant de prédire le risque ou non des dégradations d'un connecteur électrique, pour un profil des vibrations donné.

Généralement, les vibrations rencontrées dans l'environnement automobile peuvent provoquer 3 types des mouvements sur les composants du connecteur, en particulier sur le point de contact :

- Mouvement de glissement (translation)
- Mouvement de rotation provoquée par un contact qui tourne
- Mouvement de basculement (rocking-roll)

Les deux derniers types de mouvements sont plus néfastes qu'un simple mouvement de glissement induit lors de vibrations [2]. Le mouvement de glissement joue un rôle d'auto nettoyage et d'évacuation des débris oxydés [26]. Plusieurs travaux ont mis en évidence les origines de ces différents mouvements relatifs, à savoir : les mouvements des câbles [24], les vibrations des supports, ou encore une faible raideur du système ou l'existence de jeux.

**Mashimo et al** [27] ont démontré que les mouvements d'un connecteur pouvaient être prédits. Ils ont conclu en disant que le mouvement relatif d'un contact électrique était dépendant de l'amplitude d'accélération de sollicitation (voir Figure 1.10). Le déplacement relatif est significativement impacté par le mouvement de câble et aussi par les propriétés mécaniques de câble. Si le diamètre du câble est faible et sollicité à de faibles accélérations, le contact électrique décrit un mouvement de rotation autour du centre de point de contact. En revanche, lorsque le diamètre du câble est faible et l'accélération devient importante, ils ont observé une combinaison de mouvement de rotation et de mouvement linéaire.

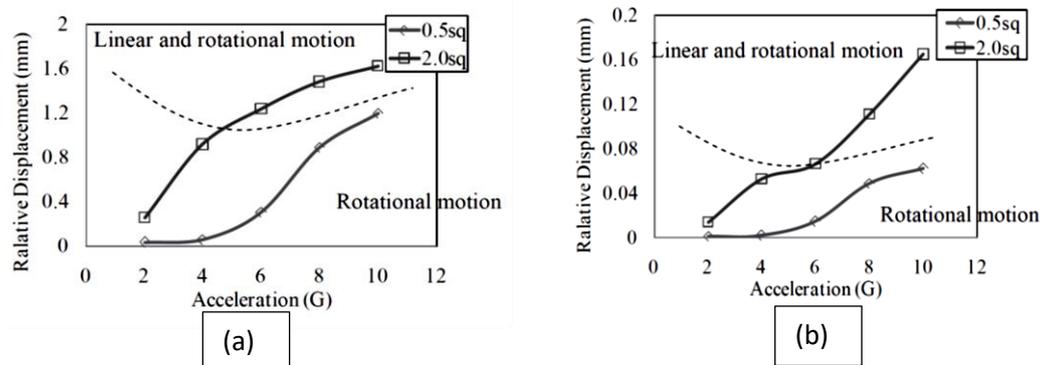


Figure 1.10 : Courbes des déplacements relatifs en fonction de niveau d'accélération de sollicitation : (a) déplacements relatifs obtenus sur les points extrêmes des terminaux, (b) déplacements relatifs obtenus au point de contact [27].

### 1.3 Les matériaux utilisés dans la connectique automobile

Cette partie a pour objectif de présenter les différentes familles des matériaux utilisés dans la connectique. Leurs propriétés, caractéristiques, ainsi que le choix seront explicités. Généralement, les contacts électriques sont constitués d'une première couche des matériaux dit substrat, sur lequel est appliqué un autre matériau de nature différente communément appelé revêtement.

Les matériaux couramment utilisés pour les contacts électriques :

### 1.3.1 Matériaux de base-Substrat

Le matériau le plus utilisé pour réaliser le connecteur est le cuivre (Cu) car le cuivre est, après l'argent, un des meilleurs conducteurs électriques et la déperdition par effet joule est donc réduite. Généralement, le cuivre pur est trop malléable, une amélioration de ses propriétés mécaniques par écrouissage, par dopage ou encore par durcissement structural (augmentation de leur propriétés résistance mécanique par précipitation des éléments d'alliages) est requise. D'où l'intérêt de l'utiliser sous forme alliée car en plus de bonne performance électrique, cela permet d'obtenir une bonne caractéristique mécanique.

Propriétés	Module d'Young, E (GPa)	Coefficient de poisson, $\nu$	Densité (g.cm <sup>-3</sup> )	Résistivité électrique, ( $\mu\Omega$ .cm)	Conductivité thermique (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	Température de fusion, T <sub>f</sub> (°C)
Cu	115 - 136	0,35	8,90	1,72	401	1084

Tableau 1.3 : Propriétés mécaniques et physico-chimiques de l'or [28]

Dans les conditions d'utilisation, le cuivre métallique peut à priori s'oxyder en présence de l'oxygène, et l'oxyde de cuivre, résistant à la fois électriquement et mécaniquement rendrait le contact électrique inutilisable. Il est donc primordial d'appliquer sur le métal de bases, un revêtement protecteur (ayant une bonne conductivité) pour limiter l'oxydation et réduire les phénomènes d'usure engendré par les frottements des surfaces de contacts métalliques.

### 1.3.2 Revêtements

Les revêtements utilisés doivent répondre à certaines exigences à la fois électrique, mécanique et physico-chimique : bonne conductivité, bonne résistance à la corrosion, bon comportement en friction et surtout une très bonne adhérence sur le métal de base.

Il existe deux familles des matériaux qui sont couramment utilisés comme couche de revêtement: il s'agit des métaux nobles (Or, Argent) et les métaux non-nobles (Étain, Nickel). Le choix du revêtement et de son épaisseur est motivé par son coût et sa fonctionnalité.

#### 1.3.2.1 L'Or (Au)

L'or est le métal idéal pour les revêtements des contacts de bas niveau : il réagit très difficilement avec d'autres substances et ne s'oxyde pas. Le seul danger de contamination des surfaces dorées est leur encrassement par des graisses ou des poussières environnantes, dû à l'aspect poreux du dépôt [26].

L'or permet une bonne conduction du courant même pour forces de contact faible, ce qui est très intéressant lorsqu'un nombre important de contacts doivent être engagés simultanément. Dans la pratique, une sous-couche de nickel est déposée entre le substrat cuivreux et le dépôt doré. Son rôle est triple : éviter l'interdiffusion or/cuivre, améliorer la résistance à la corrosion du contact sans utiliser une forte quantité d'or et améliorer les propriétés mécaniques de la surface grâce à sa grande dureté. La couche d'or est déposée par électrolyse à partir d'un bain d'aurocyanure ( $\text{Au}(\text{CN})_2$ ). Généralement, ce bain contient un sel de cobalt ou de nickel ; ces éléments, entrant dans le dépôt d'or à des teneurs très faibles, de l'ordre de 0,5 % à 1%, servent de « durcisseurs » de la couche dorée. L'épaisseur déposée varie selon l'utilisation. Elle va de  $0,08\mu\text{m}$  (dépôts « flash ») à  $1,25\mu\text{m}$  (norme MIL aéronautique).

Les contrôles après déposition portent sur l'épaisseur et sur la porosité de la couche. En raison du coût élevé de l'or, les revêtements dorés sont remplacés dans la mesure du possible par des revêtements plus économiques

Propriétés	Module d'Young, E (GPa)	Coefficient de poisson, $\nu$	Densité, ( $\text{g.cm}^{-3}$ )	Résistivité électrique, ( $\mu\Omega.\text{cm}$ )	Conductivité thermique ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )	Température de fusion, $T_f$ (°C)
Or	170	0,42	19,2	2,3	310	1064

Tableau 1.4 : Propriétés mécaniques et physico-chimiques de l'or [28]

### 1.3.2.2 L'argent

L'argent présente des propriétés similaires à celles de l'or. Dans la connectique, il est utilisé pour des applications nécessitant des fortes intensités du courant, tel que les connecteurs de puissance, où des arcs mineurs peuvent se produire. Cependant, il est souvent attaqué par le sulfure d'hydrogène et le chlore. Plusieurs auteurs ont eu à démontrer que l'humidité accélèrait la sulfuration de l'argent [29-33]. Sa tenue au fretting a été étudiée notamment par **Kassman et Jacobson** [34] qui ont montré que l'usure par adhésion est déterminante (quatre régimes de dégradations sont distingués en fonction de l'amplitude des cycles de fretting et de la force normale de contact).

Les connecteurs avec des revêtements d'argent présentent un meilleur comportement au fretting corrosion [35], [36], [37] par rapport au revêtement étamé. Ainsi, Les résultats des tests de [36], [38], [39], [40] ont confirmé les avantages des contacts argentés. L'épaisseur typique de la couche d'argent est comprise entre  $0,5$  et  $3\mu\text{m}$  [26].

Propriétés	Module d'Young, E (GPa)	Coefficient de poisson, $\nu$	Densité ( $\text{g.cm}^{-3}$ )	Résistivité électrique, ( $\mu\Omega.\text{cm}$ )	Conductivité thermique ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )	Température de fusion, $T_f$ (°C)
Argent	107	0,36	10	1,65	418	962

Tableau 1.5 : Propriétés mécaniques et physico-chimiques de l'argent [28].

### 1.3.2.3 Nickel

Dans la pratique, une sous-couche de nickel est déposée entre le substrat cuivreux et le dépôt supérieur. Son rôle est triple : éviter l'interdiffusion entre le revêtement supérieur et le substrat, améliorer la résistance à la corrosion du contact sans utiliser une forte quantité d'or (ou d'argent) et améliorer les propriétés mécaniques de la surface grâce à sa grande dureté. L'épaisseur typique de la sous-couche de nickel est comprise entre 0,5 et 2,5  $\mu\text{m}$ .

Propriétés	Module d'Young, E (GPa)	Coefficient de poisson, $\nu$	Densité ( $\text{g.cm}^{-3}$ )	Résistivité électrique, $\rho(\mu\Omega.\text{cm})$	Conductivité thermique ( $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )	Température de fusion, $T_f$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
Nickel	177	0,312	8,9	8	91	1453

Tableau 1.6: Propriétés mécaniques et physico-chimiques de Nickel [28].

### 1.3.2.4 Étain

L'étain (ou l'étain-plomb Sn60Pb40 et Sn90Pb10) est l'alternative, quand l'utilisation le permet, aux revêtements par les métaux nobles. Il est utilisé pour les connecteurs électriques placés dans un environnement peu sévère et est très répandu dans l'industrie automobile du fait de sa facilité de mise en œuvre. Il est dit matériau non noble car il s'oxyde facilement, le film d'oxyde créé est friable et passivant, ce qui permet une continuité de passage du courant aux points de contact, même avec une faible force de contact, tout en protégeant le substrat (voir Figure 1.11 ci-dessous). Son point faible est sa vulnérabilité au phénomène du fretting-corrosion observé par de nombreux auteurs [42,43, 44,45].

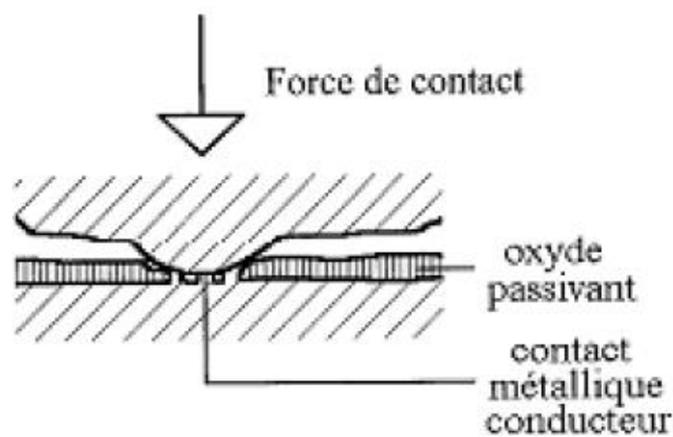


Figure 1.11: Contact métallique malgré une couche d'oxyde d'étain.

L'étain est déposé au trempé ou par voie électrolytique. Le Tableau 1.7 illustre quelques propriétés mécaniques et physico-chimiques de l'étain intervenant dans le comportement du dépôt lorsqu'il est soumis à des sollicitations mécaniques ou environnementales.

Propriétés	Module d'Young, E (GPa)	Coefficient de poisson, $\nu$	Densité, (g.cm <sup>-3</sup> )	Résistivité électrique, ( $\mu\Omega$ .cm)	Conductivité thermique, (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	Température de fusion, T <sub>f</sub> (°C)
Etain	58	0,357	7,28	12	64	232

Tableau 1.7: Propriétés mécaniques et physico-chimiques de l'Etain [28].

Il existe trois méthodes de déposition de revêtement sur les substrats, à savoir :

1. Par électrolyse dans des bains de fluoborate ou de sulfonate en pH légèrement acide
2. Par dépôt chimique ;
3. « Au trempé » : par immersion de la pièce dans le métal fondu.

L'effet de procédés de déposition du revêtement sur le comportement de contact électrique sont étudiés dans la littérature. Le lecteur intéressé pourra se rapporter pour cela aux travaux de (H. Kim [45], Fujiwara [46], Laporte [47]).

### 1.3.3 Autres familles des matériaux (pas pour les contacts électriques):

Il s'agit des matériaux thermoplastiques et le silicone. Les composants tel que les boîtiers sont généralement fabriqués en thermoplastique, ce qui permet à la fois une bonne tenue mécanique et électrique. Certains composants tel que les joints sont réalisés en matériaux silicones, en plus d'assurer une bonne étanchéité, les matériaux silicone permettent aussi d'amortir/d'absorber des vibrations induites.

Propriétés	Module d'Young, E (GPa)	Coefficient de poisson, $\nu$	Densité, (g.cm <sup>-3</sup> )	Conductivité thermique, $\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	Température de fusion, T <sub>f</sub> (°C)
PA66-GF	7-10	0.39	1,18	0.35	260
PBT	2.2 - 4	0.3-0.4	1	0.27	220 - 225
Silicone	0.002-400	0.49	1,5	0.15	200-300

Tableau 1.8: Propriétés mécaniques et physico-chimiques de Polymères [28].

## 1.4 Notion de physique du contact

Cette partie a pour objectif de décrire la manière dont le courant circule lorsqu'on met en contact mécanique deux conducteurs et d'expliquer les origines de la résistance de contact engendrées.

### 1.4.1 Surface de contact

Par définition, on parle d'un contact électrique lorsque deux éléments conducteurs sont pressés l'un contre l'autre. Les phénomènes de passage du courant entre les pièces sont très complexes : ils dépendent de la nature des matériaux, sa rugosité, de l'environnement, de la géométrie des surfaces mises en contact, de l'état physico-chimique des interfaces, etc. Afin de mieux comprendre ces phénomènes, il est donc nécessaire de caractériser tout d'abord les surfaces en contact.

À l'échelle macroscopique, une surface est caractérisée par sa géométrie. Cette géométrie est conditionnée par le type de matériau utilisé, le processus de mise en forme, et par la force normale souhaitée. Dans le cas des contacts électrique, plusieurs types de géométries sont proposées selon les applications : sphère sur plan, cône sur plan, cylindre sur plan, coin sur plan et barreaux des cylindres croisés (Figure 1.12).

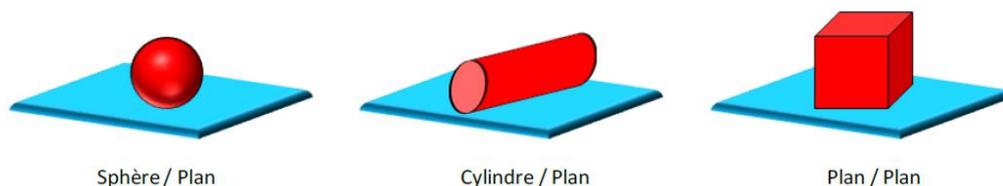


Figure 1.12 : Quelques géométries et configurations des contacts souvent rencontrés.

- ✓ La configuration **Sphère/Plan** permet d'obtenir un contact ponctuel. Cette configuration est très souvent utilisée car elle n'engendre pas de problème d'alignement.
- ✓ La configuration **Cylindre/Plan** reproduit un contact linéaire. Cette configuration est très souvent utilisée pour l'analyse de la fissuration, car elle permet de considérer une approche bidimensionnelle plus facile à modéliser.
- ✓ La configuration **Plan/Plan** permet de mettre en contact deux surfaces. L'analyse mécanique montre que les distributions de pression et surtout de cisaillement sont caractérisées par une discontinuité en bordure de contact.

À l'échelle microscopique, la surface est caractérisée par sa rugosité et par sa structure physico-chimique [48]. La rugosité d'une surface dépend des procédés de mises en œuvre utilisés pour élaborer le matériau. De ce fait, La surface du contact métallique sera constituée par 4 sous couche, de l'ordre de centaines de micromètres (Figure. 1.13).

- I-une fine couche adsorbée (organique) 1 nm
- II-une couche « amorphe » de l'ordre de 0.1 à 5  $\mu\text{m}$
- III-Une couche écrouie (10 à 20  $\mu\text{m}$ )
- IV-Une couche en cours d'écrouissage (50 à 500  $\mu\text{m}$ ) sollicitée en contraintes

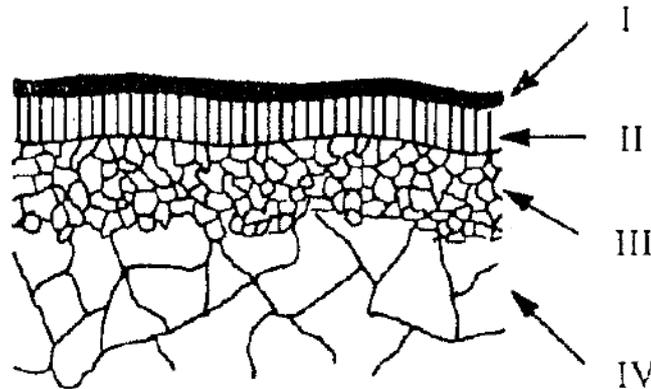


Figure 1.13: Structure d'une surface métallique d'après [48].

#### 1.4.2 Aire de contact

L'aire de contact est définie comme étant la surface commune au travers laquelle le courant peut passer d'un membre à l'autre, une fois les deux conducteurs accolés (Figure 1.14). Elle peut être formalisée par la Théorie de Hertz pour des conditions élastiques et des massifs semi-infinis.

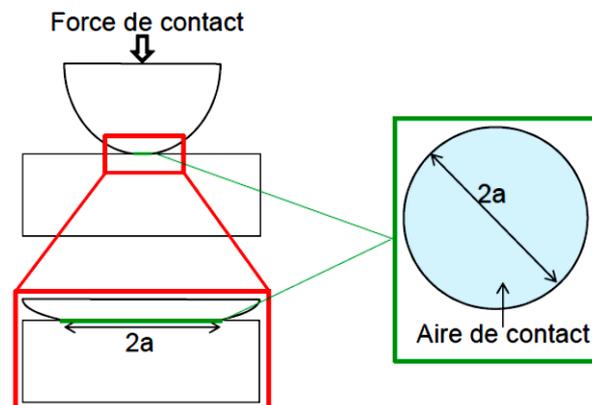


Figure 1.14 : L'aire de contact entre une sphère et un plan.

#### 1.4.3 Calcul de l'aire de contact par la théorie de Hertz

Le modèle le plus simple consiste à étudier le cas de deux conducteurs de formes sphériques en contact élastique sous l'action d'une force  $F$ .

Les deux sphères repérées 1 et 2, de rayons respectifs  $R_1$  et  $R_2$ , et de matériaux dont les modules de Young respectifs sont  $E_1$  et  $E_2$  et les coefficients de Poisson  $\nu_1$  et  $\nu_2$ . L'aire de contact créée est un disque de rayon  $a$ . Afin de caractériser le contact, il est primordial de définir un rayon ( $R$ ) et un module d'Young ( $E^*$ ) équivalents. Ces données sont obtenues par :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (1-1)$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (1-2)$$

En utilisant la théorie de Hertz [49], le calcul donne :

Rayon de contact : 
$$a = \left( \frac{3FR}{4E^*} \right)^{1/3} \quad (1-3)$$

La pression à une distance  $r$  du centre du disque est donnée par la relation :

$$p(r) = \frac{3F}{2\pi a^2} \left( 1 - \frac{r^2}{a^2} \right) \quad (1-4)$$

La pression moyenne de contact vaut :

$$p_m = \frac{F}{\pi a^2} = \frac{2}{3} \left( \frac{6}{\pi^3} \frac{FE^2}{R^2} \right)^{1/3} \quad (1-5)$$

Toutefois, ce modèle de contact n'est valable que pour les matériaux qui se déforment de façon purement élastique. Ceci est vérifié tant que, la pression  $p_m$  reste inférieure à la limite élastique en compression  $Y$ , caractéristique du matériau le plus mou.

Dans ce cas contraire, une partie de la déformation de la sphère est irréversible : le mode de déformation est élastoplastique. Johnson a calculé la force exacte  $F_Y$  à partir de laquelle on entre en régime de déformation élastoplastique (à partir du critère de Von Mises) :

$$F_Y = 21 \frac{R^2 Y^3}{E^{*2}} \quad (1-6)$$

A partir d'une valeur limite de  $p_m$ , le matériau accomode entièrement la contrainte de manière irréversible : la déformation est purement plastique . Ceci est obtenu pour  $p_m > H_B \sim 3Y$  où  $H_B$  est la dureté du matériau (Figure 1.15).

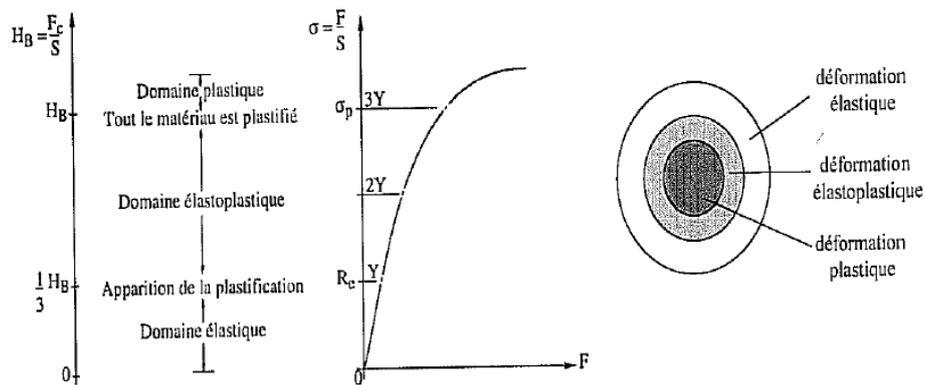


Figure 1.15: déformation élastique et déformation plastique

L'aire calculée par la théorie de Hertz se base sur un modèle dont les surfaces sont considérées parfaitement lisses. Dans la réalité, les surfaces des contacts électriques possèdent une rugosité non négligeable, due au procédé des mises en forme. Ainsi, Il faut donc distinguer 3 types d'aires de contact :

- ✓ L'aire apparente
- ✓ L'aire de contact mécanique
- ✓ L'aire de contact électrique

L'aire de contact apparente est constituée par l'ensemble de la matière en contact. Chaque partie comporte une certaine rugosité, et en conséquence, le contact mécanique réel ne peut s'établir qu'aux endroits où la pression de contact locale est suffisante. Il arrive que ces zones de contact soient constituées en partie de matière peu ou pas conductrice (un oxyde par exemple), et par conséquent, l'aire de contact électrique est souvent plus réduite que l'aire de contact mécanique (Figure. 1.16). L'aire calculée par la théorie de Hertz correspond, si l'on prend en compte la rugosité, à une surface apparente de contact mécanique.

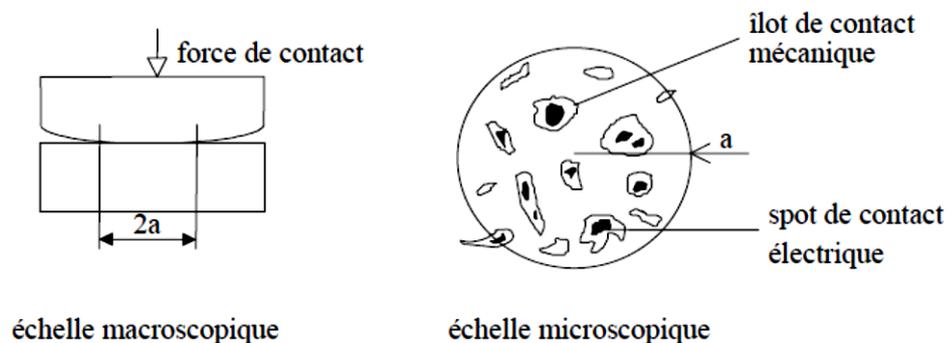


Figure 1.16 : Définition du contact mécanique réel.

L'étude du cas où l'un des solides en contact n'est pas plan est plus complexe à réaliser. Le lecteur intéressé à cette étude pourra se rapporter aux travaux réalisés de **Greenwood et Tripp [50]** en ce qui concerne les contacts entre une sphère lisse et un plan rugueux, ainsi qu'au travail de synthèse de **Haiahem [51]** sur les différents modèles des déformations des aspérités dans les contacts rugueux.

#### 1.4.4 Résistance de contact

D'après le paragraphe qui précède, nous notons que le courant passe d'un conducteur à un autre à travers un ensemble des petites surfaces de contact dites spots. D'un point de vue macroscopique, ces spots de contact sont situés dans la zone de l'aire apparente du contact. La résistance de contact électrique d'un élément conducteur est la propriété qu'il a de s'opposer au passage du courant, un tel phénomène n'est pas désirable dans la connectique.

Le passage du courant à travers un spot entraîne la constriction des lignes de courant. Ainsi, Il est donc primordial de déterminer la résistance électrique due à la constriction des lignes de courant dans un passage conducteur.

##### 1.4.4.1 Résistance de constriction

###### 1.4.4.1.1 Modélisation à un seul passage

Pour calculer la résistance de constriction induite par la ligne de courant (illustré sur la Figure 1.17), la première hypothèse est de considérer que les deux conducteurs communiquent par un seul passage. Les deux conducteurs sont infiniment grands et constitués du même matériau de résistivité.

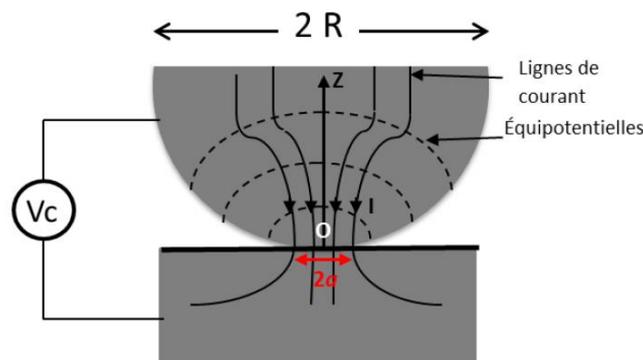


Figure 1.17: Lignes de courant équipotentielles.

Dans ce cas, le courant passe en majeure partie à la périphérie du disque. **Holm[52]** a montré que pour la zone comprise entre  $O$  et  $Z$ , la résistance de constriction est donnée par :

$$R_c(z) = \frac{\rho}{2\pi a} \arctan\left(\frac{z}{a}\right) \quad (1-7)$$

- $\rho$  est la résistivité du matériau utilisé,  $a$  est le rayon de l'aire de contact.

Lorsque nous avons une constriction longue ( $z \gg a$ ) on obtient :

- pour un élément du contact :

$$R_c = \rho / 4a \quad (1-8)$$

- pour le contact complet (deux résistances en série) :

$$R_c = \rho / 2a \quad (1-9)$$

La résistance de contact est inversement proportionnelle à son périmètre et non pas à la section de passage du courant. Lorsque le contact est réalisé à partir de deux métaux différents, de résistivité  $\rho_1$  et  $\rho_2$ , la formule de Holm devient :

$$R_c = \frac{\rho_1 + \rho_2}{4a} \quad (1-10)$$

#### 1.4.4.1.2 Modèle à plusieurs passages

Suite à la présence de la rugosité des surfaces, le contact électrique, s'effectue en plusieurs spots situés dans une zone apparente de contact (Figure 1.18). Lorsqu'on suppose que les spots sont suffisamment éloignés les uns des autres pour ne pas interagir, et les surfaces en contact parfaitement propres (absence de film d'interface), la résistance de contact  $R_c$  est équivalente à un ensemble de résistances de constriction  $R_p$  en parallèle. En principe, le calcul tenant compte de l'interaction entre les spots ne peut pas se faire analytiquement.

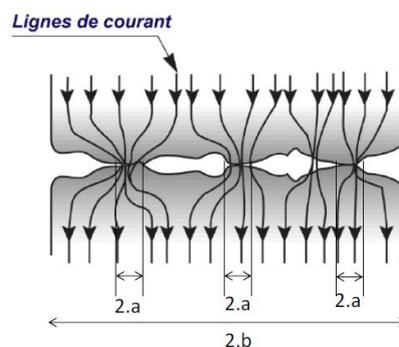


Figure 1.18 : Données géométriques dans une modélisation à contacts multiples :  $a$ = rayon moyen de contact élémentaire;  $b$ =rayon de l'aire apparente.

Cependant, il est possible de formuler des expressions approchées dans certains cas. Holm a calculé [51] la résistance de contact pour un ensemble de  $n$  spots de même rayon  $a$  uniformément répartis sur une aire apparente de rayon  $b$  :

$$R_C = \frac{\rho}{2} \left( \frac{1}{na} + \frac{1}{b} \right) \quad (1-11)$$

Le terme  $2na/\rho$  correspond à la résistance des  $n$  spots en parallèle et  $\rho/2b$  correspond au terme d'interaction.

Une deuxième solution approchée a été proposée par Greenwood [50], [48]. Elle n'est pas détaillée dans ce manuscrit.

#### 1.4.4.1.3 Prise en compte d'un film mauvais conducteur à l'interface

Dans un contexte réel, il existe des matières isolantes se trouvant dans l'air (poussières, humidité, polluants organiques, etc.), qui se déposent sur la surface de contact, formant un film isolant. Leur propriété électrique généralement isolante engendre une résistance de contact supplémentaire  $R_f$  avec  $\rho_f$  ( $\Omega \cdot m$ ) la résistivité du film, et une couche d'épaisseur ( $e$ ) du film. Ainsi, la résistance totale  $R_t$  du contact se décompose en deux termes : une résistance due à la constriction  $R_C$  des lignes de courant dans les spots conducteurs et une résistance due à la présence d'un film mauvais conducteur d'oxydes et de polluants :

- ✓ Si la conduction électrique est de type ohmique à travers le film, la résistance totale  $R_t$  peut être exprimée par :

$$R_t = R_C + R_f = \frac{\rho}{2a} + \frac{\rho f e}{\pi a^2} \quad (1-12)$$

- ✓ Dans le cas d'un contact à plusieurs passages, si les  $n$  spots de contact de rayon  $b$  sont supposés régulièrement répartis à l'intérieur d'un disque de rayon  $a$ , l'expression de la résistance de contact devient :

$$R_t = \frac{\rho}{2a} + \frac{1}{n} \left[ \frac{\rho}{2b} + \frac{\rho f e}{\pi b^2} \right] \quad (1-13)$$

- ✓ Si la conduction n'est pas ohmique mais de type « effet tunnel » (cas d'un oxyde, d'un polluant hydrocarboné ou d'un lubrifiant volontairement déposé), la résistance du film  $R_f$  peut être calculée par :

$$R_t = \frac{1}{\pi \cdot a^2} \cdot f(e) \quad (1-14)$$

Avec  $f(e)$  une fonction à variation exponentielle qui varie rapidement pour des faibles variations d'épaisseurs voisine de la distance interatomique.

### 1.4.4.2 Mesure de la résistance électrique de contact

La résistance électrique de contact est obtenue en mesurant la différence de potentiel aux bornes du contact, à courant imposé. La tension peut aussi permettre d'enregistrer les microcoupures dans le différent circuit, ce qui est très intéressant, en particulier lorsqu'on souhaite étudier la connectique embarquée.

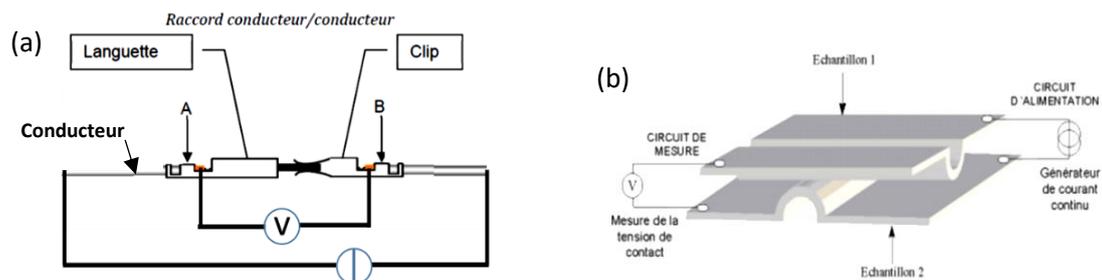


Figure 1.19 : Méthode des quatre fils pour la mesure de la résistance électrique de contact : (a) mesure sur contacts clip/languette, (b) mesure sur deux cylindriques croisés.

La technique la plus utilisée est la méthode dite « à quatre fils » ou « quatre points » (Figure 1.9). Comme principe : les fils les plus éloignés sont utilisés pour amener le courant, et les deux autres fils servent à mesurer la tension et doivent être placés le plus près possible du point de contact. Le rapport de la différence de potentiel mesurée sur l'intensité du courant qui traverse l'échantillon donne la résistance électrique de la portion de circuit comprise entre les deux fils. Cette méthode permet de s'affranchir de la résistance des fils de mesure. Le courant de mesure dépend de la nature de connecteur et de son application (voir tableau de la spécification de chaque constructeur automobile).

## 1.5 Phénomène d'endommagement des contacts électriques

Dans l'environnement automobile, les connecteurs sont soumis à la fois à des vibrations mécaniques et à des variations de température qui entraîne au niveau des contacts métalliques, des cycles de petits déplacements suffisants pour provoquer des dégradations mécaniques au point contact, et par suite, des mauvaises conceptions électriques. Ce type de dégradation est connue sous le nom de fretting. Cependant, il s'agit d'un phénomène d'endommagement particulièrement complexe qui dépend tout autant de la nature des matériaux utilisés que des conditions expérimentales [48, 53-56]. Les principales causes de défaillance d'un contact sont la relaxation de la force normale, la dilatation et contraction de l'interface, l'usure liée au frottement, la corrosion atmosphérique et l'évolution physico-chimique du contact au cours du temps. Dans le cadre de cette thèse, nous nous focaliserons sur l'endommagement dû à l'usure et par fretting corrosion.

### 1.5.1 Usure mécanique

Dans le domaine de la tribologie, l'usure est une des conséquences du frottement. Elle correspond à une perte d'usage par suite de déformations plastiques, de fracturations, ou d'un enlèvement de matière, d'un ou des corps en glissement [57] (voir Figure 1.20). Dans la connectique, l'usure mécanique des contacts électriques de type connecteurs peut avoir plusieurs origines. Les principales connues sont l'insertion et l'extraction des connecteurs (frottement macroscopique) qui provoque des déplacements de l'ordre du mm entre le contact mâle et le contact femelle, et le fretting qui correspond à des micro déplacements (quelques  $\mu\text{m}$  à quelques dizaines de  $\mu\text{m}$ ).

Les débris usés engendrés par le fretting réagissent avec milieu environnant pour former des oxydes, ce phénomène est communément appelé fretting-corrosion. Ce terme met donc en évidence le couplage entre les effets mécaniques (fretting) et chimiques (corrosion).

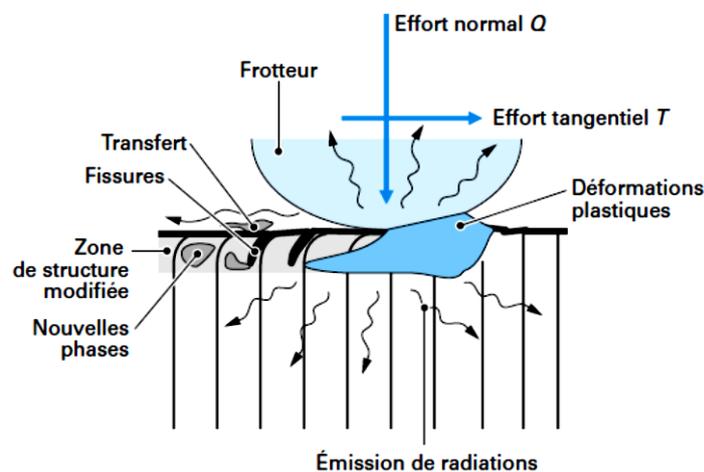


Figure 1.20 : Endommagements d'un corps frottant [57]

L'usure par fretting est un processus évolutif où l'état des surfaces et la nature chimique de l'interface subit de modification au fur et à mesure de la dégradation (Figure 1.17), d'où la complexité de tenter une modélisation. Ainsi chaque cas peut être considéré comme étant un cas particulier (voir [59-60]). L'idéal serait d'étudier les différents phénomènes séparément, pour une bonne compréhension, quand bien même ils ont lieu de manière simultanée. Les différents mécanismes de base de l'usure sont l'adhésion, l'abrasion, la fatigue et la chimie [61], [52], [62], [63].

### 1.5.2 Fretting corrosion

La principale cause de dégradation de contact électrique dans l'automobile est due au fretting-corrosion. Les vibrations issues lors du fonctionnement du véhicule vont permettre le couplage des phénomènes d'usure et d'oxydation au niveau du point de contact, favorisant une dégradation accélérée des performances électriques de celui-ci. Cette dégradation observée lors du couplage usure-oxydation est dite fretting-corrosion.

### 1.5.2.1 Mécanisme de fretting

L'usure des matériaux en contact engendre la formation de particules. Ces particules s'intercaleront à l'interface pour former un troisième corps. Cette quantité des particules, appelées plus communément débris, peuvent être électriquement conductrices ou isolantes. Cette dégradation mécanique pour un matériau oxydable est le fretting-corrosion.

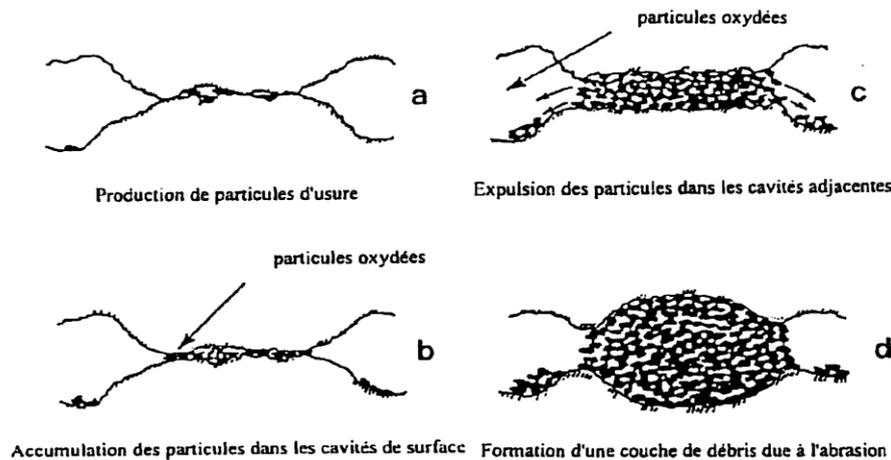


Figure 1.21: Mécanisme de fretting-corrosion [48]

Dans le cas des contacts électriques, ces débris formés sont généralement des oxydes d'étain et/ou des oxydes de cuivre. Ces oxydes forment une couche d'isolant électrique. Par conséquent, ils entraînent une mauvaise conduction électrique. La Figure 1.21 représente schématiquement l'évolution de la dégradation d'un contact électrique :

1. Au début (a), les particules se positionnent entre différentes aspérités. La conduction électrique se fait à travers des spots de contact.
2. Ensuite (b), elles s'intercalent entre les deux contacts pour former le troisième corps. L'épaisseur est très faible. La conduction électrique devient perturbée dans la mesure où les particules forment électriquement une couche isolante.
3. Et enfin (c), l'épaisseur du troisième corps augmente. Une partie de ces particules est évacuée autour de la zone de contact, l'autre partie reste à l'interface.
4. La modification des contraintes due à l'apparition des particules d'usure conduit à la formation de « cavernes ». Les particules sont broyées et constituent une couche qui sépare les deux surfaces en mouvement (d). La conduction électrique est alors fortement perturbée voire impossible dans la mesure où les particules sont électriquement isolantes. Les perturbations mécaniques et électriques, issues du fretting-corrosion, sont d'autant plus importantes qu'elles sont irréversibles. Ce type d'usure est complexe car il dépend étroitement de nombreux paramètres : les matériaux en contact qui définissent le type de débris, les réactions chimiques (oxydation), les caractéristiques de la sollicitation vibratoire (amplitude, fréquence...).

### 1.5.2.2 Mouvement de fretting

Le mouvement de fretting rencontré sur les terminaux, de contact électrique, est supposé inférieur à  $70\ \mu\text{m}$  (**Hannel et al. [64]**). Ce micromouvement peut être divisé en 3 modes de fretting caractérisés par une trajectoire linéaire (Mode I), radiale (Mode II) ou encore circonférentielle (Mode III) [**65, 66, 67**] sur la Figure 1.22, **P** représente la force normale observée à la surface de contact.

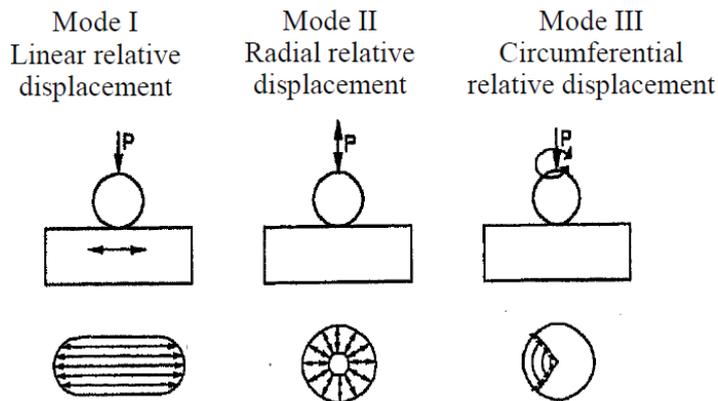


Figure 1.22 : Différent modes de fretting rencontrés [**67**].

Le Mode I est souvent le plus exploité dans les laboratoires durant le test de fretting. Son avantage est qu'il est le plus représentatif d'un grand nombre de conditions industrielles du contact. Le second cas plus utilisé dans les travaux de recherche est le mode II. Il peut être appelé test de charge normale variable. Ce type de mode est celui que l'on retrouve dans les roulements à billes. Le dernier mode III est un déplacement en torsion. Le mode III de fretting peut être rencontré dans l'industrie nucléaire [**67**]. Les mouvements répétitifs (mécaniques ou encore thermiques) peuvent causer ces types de déplacements relatifs.

### 1.5.2.3 Déplacement relatif entre les contacts mâle et femelle

Le déplacement relatif, qui est le déplacement d'un corps considéré par rapport à un autre référentiel quelconque, peut être un indicateur efficace des dégradations d'une structure après une sollicitation [**68**]. Les déplacements relatifs de l'interface de contact, induit par les vibrations du moteur, sont l'une des causes les plus importantes des dégradations par fretting. De plus, la cinétique de dégradation du connecteur dépend de la distance du déplacement relatif. Le mouvement relatif important augmentera efficacement le phénomène des dégradations dans un contact électrique et accélère la formation de la couche isolante [**69**].

Lorsqu'un connecteur est excité par une vibration sinusoïdale, tous ses composants, en particulier les parties femelle et mâle, ont tendance à suivre la nature du mouvement de vibration imposé (voir Figure 1.23). **Flowers et al. [70]** ont décrit mathématiquement le mouvement relatif pour quantifier le déplacement relatif et les effets associés sur le fretting et la résistance électrique de contact (REC).

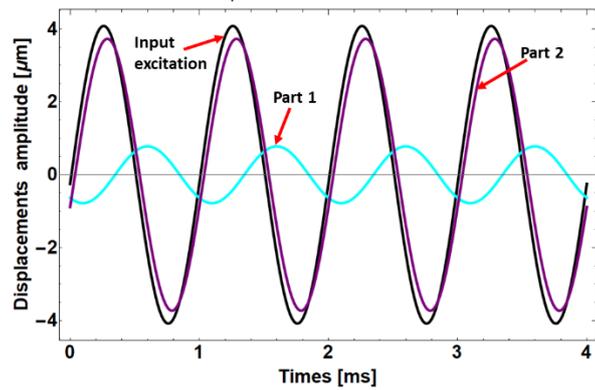


Figure 1.23 : Mouvement des différents composants soumis à une excitation sinusoïdale.

Les mouvements de deux structures peuvent être approximés comme des fonctions sinusoïdales et exprimés comme suit :

$$U_1(t) = M_1 \sin(\omega t + \Phi_1) \quad (1-15)$$

$$U_2(t) = M_2 \sin(\omega t + \Phi_2) \quad (1-16)$$

où  $M_1$  et  $M_2$  sont les amplitudes et  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$  sont les phases des mouvements de deux structures.

- L'amplitude de déplacement relatif maximal  $|U(t)|$  sera donc :

$$|U(t)| = |U_1(t) - U_2(t)| = M_1 \sqrt{(1 - M \cos(\Phi))^2 + (1 - M \sin(\Phi))^2} \quad (1-17)$$

où  $M$  est le rapport de grandeur,  $M_2 / M_1$ , et  $\Phi$  est la différence de phase  $\Phi_2 - \Phi_1$ . Notons que  $|U(t)|$  est un scalaire qui représente l'amplitude du déplacement relatif entre le contact mâle et le contact femelle.

En 2014, **Labbe [24]** a conçu un banc de test de vibration afin de mesurer à l'aide d'un vibromètre 3D-laser, à la fois les déplacements tridimensionnels du connecteur et les caractéristiques du contact électrique. La méthodologie proposée a permis de mesurer le déplacement de chaque composant du connecteur (terminaux, boîtiers et le câble). Pour une sollicitation vibratoire imposée dans une direction, il a mis en avant la contribution de mouvement issue des directions orthogonales à l'axe d'excitation. Le système de vibration et les appareils de mesure sont placés sur une table anti-vibration. L'excitation est produite par un pot vibrant. Les déplacements sont mesurés à l'aide d'un vibromètre 3D lasers.

Une autre méthode de mesure du mouvement relatif d'excitation par fretting a été proposée par **Lam et al [71]** en 2008. Un nouveau capteur à couche épaisse a été utilisé pour mesurer le déplacement à l'interface du connecteur afin de tester les influences environnementales sur le fretting des contacts électriques.

Le composant mâle du connecteur a été remplacé par un capteur intégré dans la partie femelle. Les variations de la résistance ont été mesurées lorsque l'interface a subi un mouvement provoquant le déplacement relatif du point de contact. Les capteurs ont été validés dans une série d'expériences et d'essais ultérieurs sur le terrain pour détecter les relations entre les effets de fretting et la température, l'humidité et la pression différentielle. Dans leurs travaux, la température et l'humidité ont eu des influences négligeables sur le déplacement relatif des contacts électriques.

**Xing et Xu [72]** ont menés une investigation dans le but de proposer une méthode d'analyse du signal permettant de prédire le risque de dégradation par fretting dans les systèmes de connecteurs. Dans un premier temps, le connecteur était monté sur un moteur automobile afin d'étudier son comportement lors du fonctionnement du moteur. Ils ont utilisé des accéléromètres pour effectuer les mesures de déplacement sur connecteur. Deuxièmement, le connecteur était monté sur un pot vibrant, comme moyen des mesures des signaux, ils ont utilisé le vibromètre à laser. En résumé, le vibromètre à laser a fourni de meilleurs résultats que l'accéléromètre, en termes de mouvement relatifs. La raison est que le vibromètre est un dispositif de mesure sans contact par rapport à l'échantillon à analyser. D'où la faible possibilité de perturbation de mesure réalisée.

#### 1.5.2.4 Régimes de fretting

##### 1.5.2.4.1 Description du fretting par les cycles force / déplacement

Pour un effort normal constant, le déplacement et l'effort tangentiel sont mesurés au cours du temps : une courbe donnant la variation de l'effort tangentiel en fonction du déplacement au cours d'un cycle a l'allure d'une boucle d'hystérésis, comme indiqué sur la Figure 1.24, d'après **Liskiewicz et col. [73]**. L'analyse de ces cycles permet d'obtenir des informations sur les conditions de frottement et d'usure des surfaces mises en contact **Fouvry [74]**.

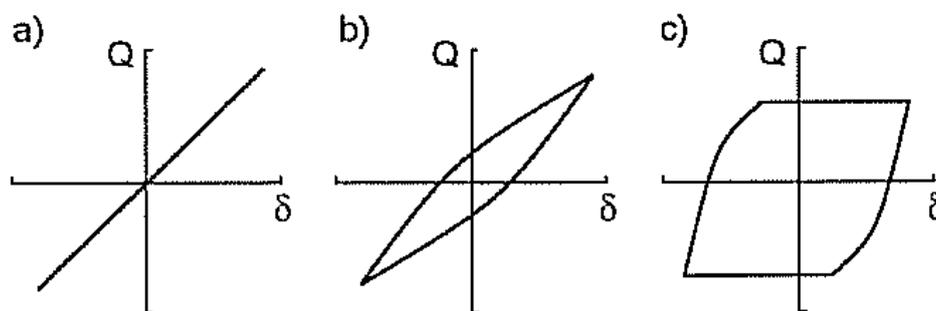


Figure 1.24: Différents régimes de fretting [73].

Avec Q, effort tangentiel et  $\delta$ , déplacement

- ✓ Le régime (a) est obtenu quand l'amplitude de déplacement est faible : le déplacement au niveau du point de contact n'a pas lieu car il est compensé par l'élasticité du revêtement. Il y a alors « *adhésion* ».
- ✓ Le régime présenté en (b) indique un « *glissement partiel* ». L'amplitude de déplacement est plus élevée. On assiste à un déplacement au niveau du point de contact, mais d'amplitude moins élevée que le déplacement du connecteur car une partie est compensée par l'élasticité du revêtement.
- ✓ Enfin, le régime (c) a lieu lorsque l'amplitude de déplacement est très importante. Il y a « *glissement total* ». Au cours de ce régime, toute la surface de contact est exposée à l'environnement ambiant entre plusieurs cycles des glissements successifs.

#### 1.5.2.4.2 Cartes des régimes de fretting

Le coefficient de frottement évolue au cours d'un essai de fretting suite à des modifications des surfaces en contact dues à l'usure. Cette évolution est souvent à l'origine de modification des conditions de glissement.

Au cours d'un même essai de fretting, les différents types de glissement peuvent se succéder, et cette évolution dépend des matériaux en contact, de la préparation des surfaces et des conditions expérimentales [35-36]. Par exemple, dans les premiers cycles de fretting, la présence d'une couche superficielle d'oxyde est souvent associée à un coefficient de frottement faible. Le déplacement se fait en glissement total. L'élimination de cette couche et la mise à nu de surfaces métalliques favorisent l'adhésion et le déplacement se fait en glissement partiel. La succession des différents types de glissement peut être transcrite sous la forme de cartes de régimes de fretting, tel qu'illustré sur la Figure 1.25.

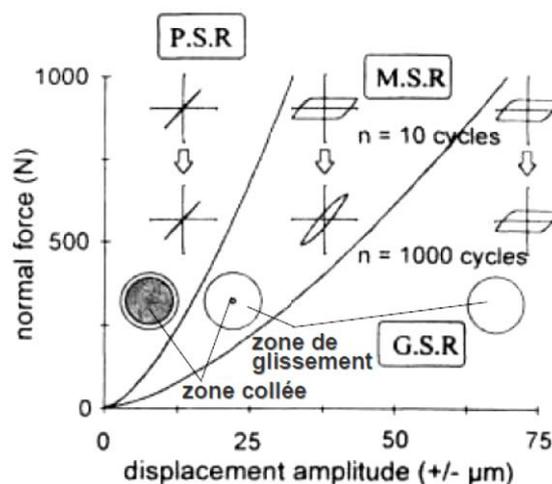


Figure 1.25 : Exemple de carte de régimes de fretting – d'après Fouvry [74].

## 1.6 Dégradation des performances électriques

### 1.6.1 Augmentation de la résistance de contact

D'un point de vue électrique, l'oxydation des surfaces ainsi que la formation d'un troisième corps isolant (oxyde d'étain par exemple dans le cas des contacts étamés) se traduit par l'augmentation de la résistance électrique de contact (notée  $R_c$ ). L'évolution typique de la  $R_c$  au cours d'une expérience de fretting, illustrée à la Figure 1.26, est décrite par **Bruel** [77].

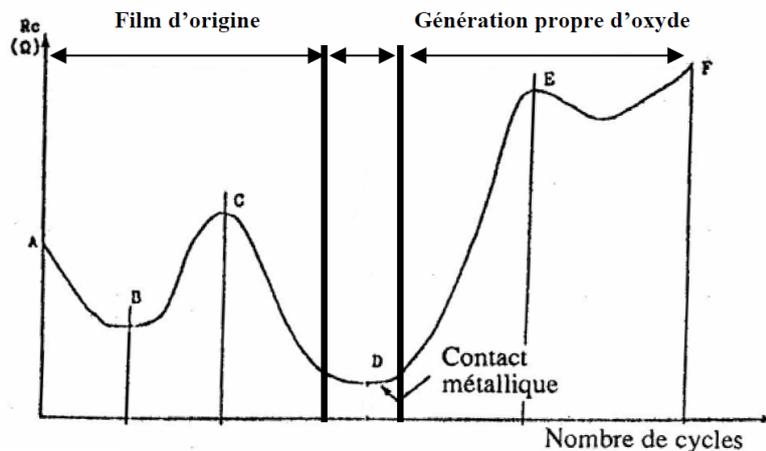


Figure 1.26: Évolution de la résistance de contact en fonction du nombre de cycle d'après **Bruel** [77].

Nous distinguons 3 phases :

1. Cette séquence dépend de la présence d'un film de surface. Elle débute par le nettoyage préliminaire du film (AB), puis le film est fragmenté (BC) et enfin le film est détruit et dispersé (CD).
2. Les surfaces « nettoyées » sont en contact métallique ; la résistance est faible et stable pendant cette phase. En revanche, le cisaillement cyclique des liaisons métalliques adhésives finit par produire des débris (Zone DE)
3. Les surfaces en contact et les débris d'usure s'oxydent, cette phase est caractérisée par une dégradation de point de contact, ce qui provoque une forte augmentation de la  $R_c$ . Durant cette phase finale, le revêtement est complètement éliminé et seul le substrat est en contact (Zone EF).

Il est important de noter qu'au cours d'un même cycle, la  $R_c$  dépend de la position relative des deux surfaces en contact. Ceci est notamment rapporté par **Antler** [78]. L'évolution de la résistance est aussi mentionnée dans la littérature [79-81].

L'endurance d'un contact électrique est considérée comme le nombre de cycles nécessaire pour atteindre un seuil de résistance de contact donné. Cette valeur seuil  $\Delta R_c$  est définie selon différentes spécifications des constructeurs automobile, tel qu'illustré dans le Tableau 1.2. **Fouvry et al [82]**, dans leurs travaux, ils ont défini la valeur seuil de résistance de contact  $\Delta R_c$  en additionnant 4 m $\Omega$  à la valeur minimale de la résistance de contact  $R_c$  mesurée.

Le critère de dégradation électrique dépend du type de connecteurs et de son emplacement dans l'automobile. La Figure 1.27 montre un exemple de critère de dégradation d'électrique imposé par la norme issue de [13]

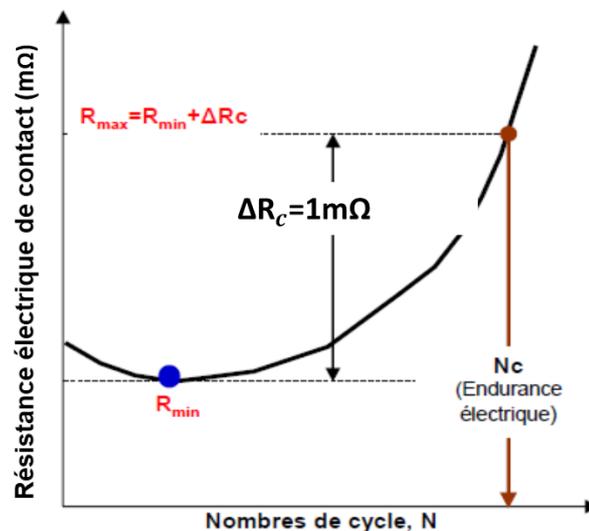


Figure 1.27 : critère d'endurance électrique [13].

D'autres auteurs ont défini plusieurs critères seuils de  $\Delta R_c$  admissibles [83] comme 100 m $\Omega$  [84], 10 m $\Omega$  [85], ou encore 0,5  $\Omega$  [86]. L'utilisation de valeurs seuils de  $R_c$  en dessous de laquelle le comportement électrique est stable, permet de répondre d'une part aux exigences imposées par l'industriel, et d'autre part, de comparer la performance de différents matériaux. Dans le travail mené par **Bock [87]**, les résultats présentés permettent de comparer l'endurance électrique de plusieurs métaux conducteurs dans les mêmes conditions expérimentales et avec le même dispositif.

### 1.6.2 Intermittences et microcoupures

Les connecteurs électriques sont soumis à des vibrations extérieures (habitacle, moteur, routes, etc.) engendrant des micro-déplacements relatifs de la zone de contact. Par ailleurs, des micromouvements peuvent se déplacer des zones conductrices à des zones isolantes du fait de la présence d'un film d'interface. Ce phénomène conduit à une forte augmentation de la tension de contact localisée et des fluctuations. De ce fait, Une microcoupure se définit comme une importante augmentation de la tension aux bornes du contact pendant un bref laps de temps.

Pour une norme usuelle de l'automobile, une microcoupure se produit lorsque la différence de potentiel aux bornes du contact correspond à une  $R_c$  supérieure à  $7 \Omega$  pendant une durée supérieure à  $1 \mu s$  (voir Figure 1.28).

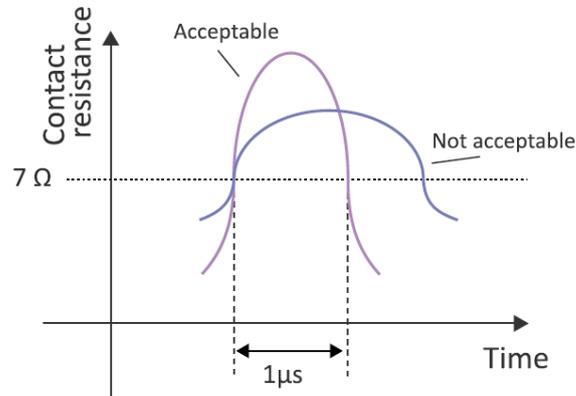


Figure 1.28 : définition de la microcoupure [11-13].

Abbott, dans ses travaux, a proposé une approche permettant de relier empiriquement l'apparition des premières microcoupures à l'augmentation de la résistance de contact. Il a défini comme limite d'utilisation d'un contact avant l'apparition de microcoupures, la relation suivante :  $\Delta R_c = R_c/3$  [88].

**Mau et al. [89]** ont conclu que les microcoupures peuvent être provoquées par le détachement et la migration de particules isolantes à l'interface du contact. L'apparition des microcoupures est étroitement liée à l'augmentation brusque de la résistance de contact. Ce phénomène n'est pas acceptable dans la transmission de signal de faible niveau.

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

Les paramètres qui influencent le comportement des contacts électriques vis à vis de la dégradation par du fretting sont particulièrement nombreux, et l'étude de leurs effets couplés est donc très difficile. En revanche, certains auteurs ont cependant passé en revue l'influence de chacun des paramètres pris individuellement [39, 40, 56, 78, 90, 91].

### 1.7.1 La fréquence

**Antler [78]** a démontré que plus la fréquence est élevée, plus la phase d'augmentation de la résistance de contact apparaît tardivement d'un point de vue du nombre de cycles. De ce fait, il explique ce résultat par la cinétique d'oxydation du revêtement étamé : avec les fréquences les plus faibles, l'oxyde peut croître plus facilement entre deux passages successifs, ce qui favorise l'usure par fretting-corrosion.

Cependant, il existe une fréquence limite, dépendant du matériau, en deçà de laquelle la variation de la fréquence reste sans effet. Ainsi, pour des contacts revêtus d'étain-plomb testés en dessous de 8 Hz, aucune influence de la fréquence n'a pu être observée [78].

**Park Y. et al. [92]** ont étudié l'influence de la fréquence sur l'endurance électrique. Ils ont affirmé que, la dégradation électrique 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). En effet, l'explication avancée est que : à fréquence de sollicitation élevée, des effets cinétiques favorisent l'éjection du troisième corps isolant, ce qui entraîne une meilleure longévité de la conductivité électrique (Figure 1.29).

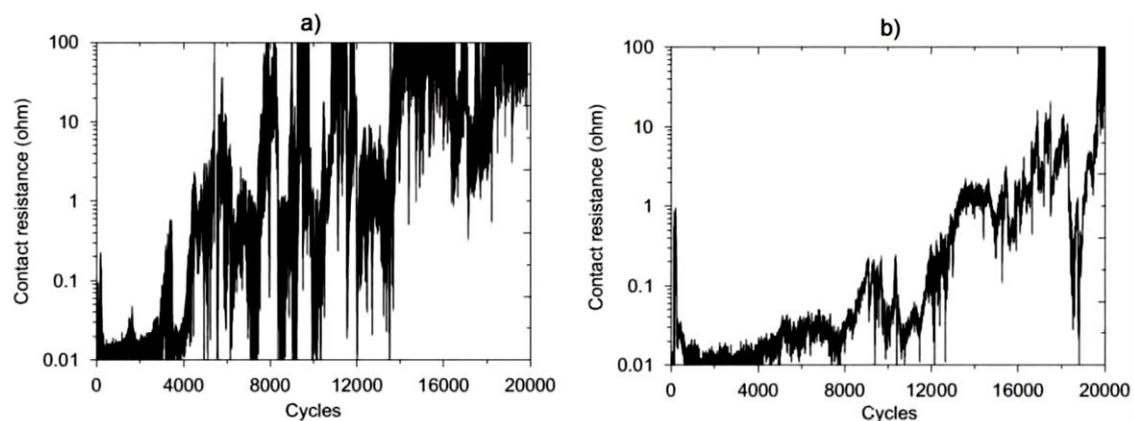


Figure 1.29 : Influence de la fréquence d'excitation sur l'évolution de la résistance de contact en fretting [92], (a)  $f = 3$  Hz ; (b)  $f = 20$  Hz.

Enfin, J. Ambier et col. [93] affirment ne pas avoir détecté clairement l'influence de la fréquence sur la durée de vie du contact, entre 25 Hz et 150 Hz. Ainsi, il semble donc que la fréquence soit un paramètre dont l'impact est parfois difficile à détecter, avec des influences diverses selon la gamme de fréquences des tests effectués.

## 1.7.2 L'amplitude de déplacement

Les travaux de **Park et col [92]** démontrent ici qu'une faible amplitude et une fréquence élevée entraînent une augmentation très rapide de la résistance de contact (voir Figure 1.30). Ils expliquent ces résultats comme suit : une amplitude plus importante va favoriser le « nettoyage » des surfaces en contact, ce qui entraîne par la suite l'éjection des débris en bout de trace, évitant ainsi l'accumulation des débris isolants. Cette affirmation n'est valable que pour les tests peu sévères, car une amplitude de débattement excessif peut provoquer une usure précoce du revêtement : en atteignant le substrat, le phénomène d'oxydation sera plus rapide et les dégradations électriques interviendront plus tôt.

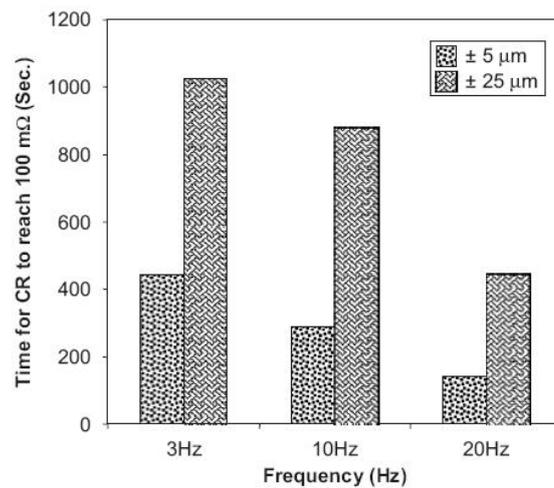


Figure 1.30: Temps nécessaire pour atteindre une résistance de contact de  $100 \text{ m}\Omega$  pour deux amplitudes de déplacement de  $5$  et  $25 \mu\text{m}$ . La température est fixée à l'ambiante, l'humidité relative à  $55\%$ , la charge normale à  $0,5 \text{ N}$  et le courant imposé est de  $100 \text{ mA}$  à  $0,1 \text{ A}$  [92].

Les résultats de la Figure 1.31 correspondent à la résistance de contact en faisant varier l'amplitude de déplacement relatif de  $1$  à  $6 \mu\text{m}$  par pas de  $1 \mu\text{m}$  tous les  $10^5$  cycles. Les courbes de la Figure 1.32 illustrent les mesures de la force tangentielle à trois amplitudes de déplacement :  $2$ ,  $4$  et  $6 \mu\text{m}$ . Ces auteurs [Bouzera et al. 39] ont exploré le passage du régime des conditions de collage au régime de glissement.

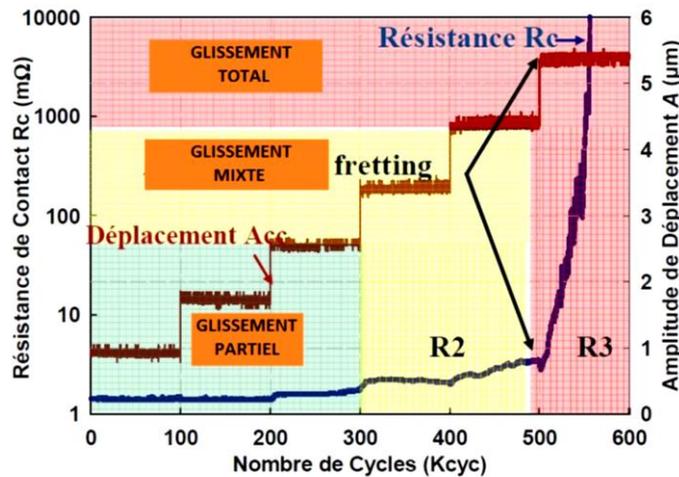


Figure 1.31 : Évolution de la résistance de contact  $R_C$  en fonction du nombre de cycles et de l'amplitude de déplacement ( $10\text{Hz}$ - $2,5\text{N}$ - $1\text{V}$ - $100\text{mA}$ ), durant  $10^5$  opérations pour chaque amplitude allant de  $1$  à  $10\mu\text{m}$  par pas de  $1\mu\text{m}$  [39].

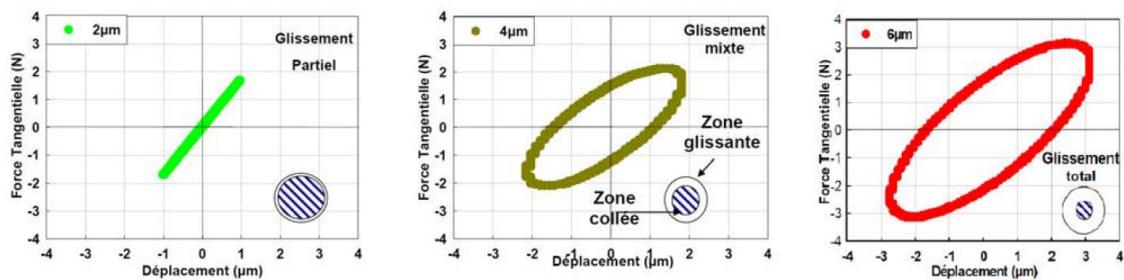


Figure 1.32 : Mesure de la force tangentielle pour trois amplitudes de déplacement : 2, 4 et 6  $\mu\text{m}$  (10Hz, FC= 2,5 N, I=100 mA) [39].

Il a été conclu ceci :

— Pour les amplitudes de déplacement relatif comprises entre 1 et 2,5  $\mu\text{m}$ , la résistance de contact reste stable et faible. L'allure de la force tangentielle en fonction du déplacement est linéaire ce qui atteste d'un glissement partiel.

— Entre 2,5 et 4,5  $\mu\text{m}$  d'amplitude de déplacement relatif, la résistance de contact fluctue mais reste faible (inférieure à 10 m $\Omega$ ). L'allure de la force tangentielle est une ellipse, typique d'une augmentation de la surface de la zone collée. On se situe donc dans un régime de glissement mixte.

— Entre 4,5 et 6  $\mu\text{m}$  d'amplitude de déplacement relatif, la résistance de contact augmente de manière brusque. La force tangentielle décrit une courbe ellipsoïdale avec une amplitude plus importante que précédemment. Le glissement est total.

L'analyse des deux figures précédentes permet d'établir le lien entre les régimes de glissement et les perturbations électriques. Notons que, la dégradation mécanique de la zone de contact entraîne une diminution de la taille de la zone collée soit une diminution du nombre de spots de contact et donc une augmentation de la résistance de contact.

L'effet de l'amplitude de débattement a été également étudiée par **Bouzera** et al. [39], **Fouvry** et al. [82], **Hannel** et al. [95], **Laporte** et al. [96]. Ils ont démontré que l'endurance électrique d'un contact peut dépendre du régime de glissement.

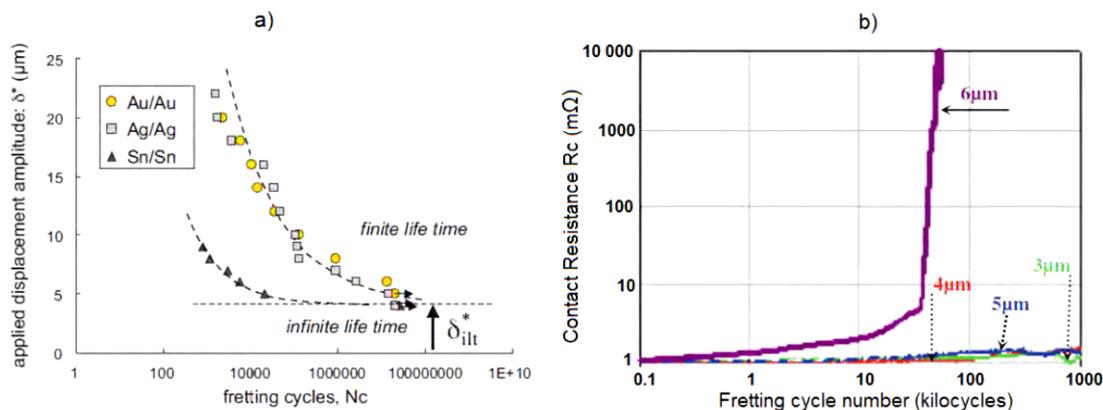


Figure 1.33: (a) Endurance d'un contact électrique selon l'amplitude de déplacement (l'épaisseur du revêtement est de 1,3  $\mu\text{m}$ , la sous-couche de nickel est de 2  $\mu\text{m}$ , le substrat est un alliage en cuivre), (b) durée de vie d'un contact électrique en fonction de l'amplitude de déplacement d'un contact étamés.

**Fouvry et.al [82]** ont étudié l'évolution de la résistance de contact pour trois types de revêtements sur barreaux croisés : L'étain (Sn/Sn), l'argent (Ag/Ag) et l'or (Au / Au), et en fonction de l'amplitude de déplacement imposé pour 10 mA (Figure 1.33 a). A partir de ces mesures, Ils ont démontré qu'il existe une amplitude minimum de fretting tel que pour de déplacements imposés, inférieur à l'amplitude seuil, la durée de vie de contact électrique était infinie (en terme de nombre de cycles de fretting). Une fois l'amplitude minimum dépassée, la durée de vie de contact électrique était limitée. **Bouzera and al [39]** dans leur travaux (illustré sur la Figure 1.33 b), ont confirmé l'existence d'une amplitude minimum de fretting.

Les résultats obtenus par ces deux auteurs semblent indiquer que l'influence de l'amplitude minimum de fretting n'est pas indépendante d'autres paramètres. Dans ce cas, il est clair que les deux auteurs ont réalisé leurs essais pour des fréquences et des forces normales différentes.

### 1.7.3 La force normale de contact

Dans le domaine de la connectique, la force normale est un paramètre très important ; elle influence notamment l'aire de contact et le taux d'usure. De plus, la force normale appliquée permet d'assurer un contact physique entre le clip et la languette et autorise un passage du courant. En comparant les résultats d'essais de fretting réalisés sur de contacts étamés, pour une force normale de 0,1 N, puis de 2 N, **Park [92]** montre que : lorsque la force normale est importante (2 N) le taux d'usure est élevé tandis qu'à faible  $F_N$ , le phénomène d'oxydation est plus important. Du point de vue résistance électrique de contact, pour la force normale la plus faible  $F_N$  (0,1 N), La conductivité électrique est instable et mauvaise.

En revanche, à de forces normales  $F_N$  plus élevées (1 et 2 N), l'augmentation de la résistance de contact est moins importante. Il explique ceci par le fait que pour la force normale la plus faible,

les jonctions métalliques qui se créent à l'interface du contact sont fragiles et leur rupture sous l'effet du fretting conduit à la formation d'une couche de particules isolantes. Pour la force normale la plus élevée, les jonctions métalliques sont moins fragiles, et les particules d'oxyde, du fait de la force normale importante, peuvent être « incorporées » aux surfaces des solides en contacts (Figure 1.34).

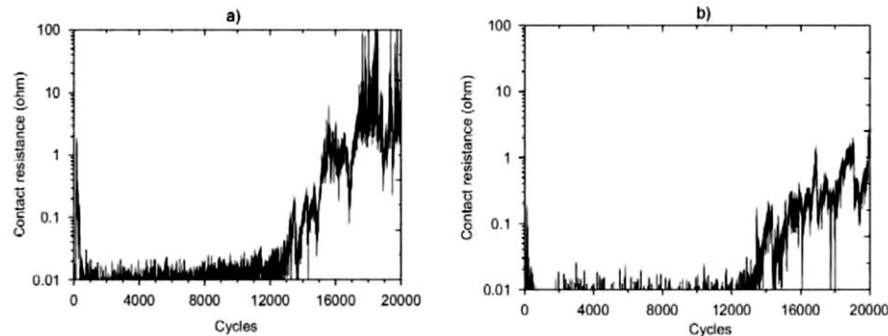


Figure 1.34 : Influence de la charge normale sur l'évolution de la résistance de contact en fretting  $\delta = \pm 90 \mu\text{m}$ ,  $f = 10 \text{ Hz}$ ,  $I = 0,1 \text{ A}$ ,  $T = 27^\circ\text{C}$  (a)  $\text{FN} = 0,5 \text{ N}$  ; (b)  $\text{FN} = 2 \text{ N}$  [92].

Dans leurs travaux, **Kassman et Jacobson [97]** ont observé sur des contacts en cuivre revêtu d'argent que l'adhésion n'apparaît qu'à partir d'une valeur minimale de la force normale de contact. Cette force minimale est fonction de l'amplitude des vibrations. **D.W. Han [98]**, ont étudié l'effet de la force normale en fretting-corrosion sur des substrats cuivreux étamés. Ils ont établi un lien entre la force normale et l'amplitude minimum  $\delta_{th}$  de fretting (voir Figure 1.35 (a)). Ils ont conclu que l'amplitude seuil de fretting augmente linéairement avec la force de contact (équation 1-18).

$$\delta_{th} = 38.5F_c - 20.4 \text{ (N, } \mu\text{m)} \text{ pour un revêtement étamé} \quad (1-18)$$

**Pompanon et al [98]** ont mené une étude sur l'influence de la force normale sur l'amplitude de transition pour un contact de substrat cuivreux revêtu d'argent. Ils ont observé que l'évolution de la valeur expérimentale de l'amplitude de transition avec la force normale appliquée est quasi linéaire et passe par l'origine (voir Figure 1.35 (b))

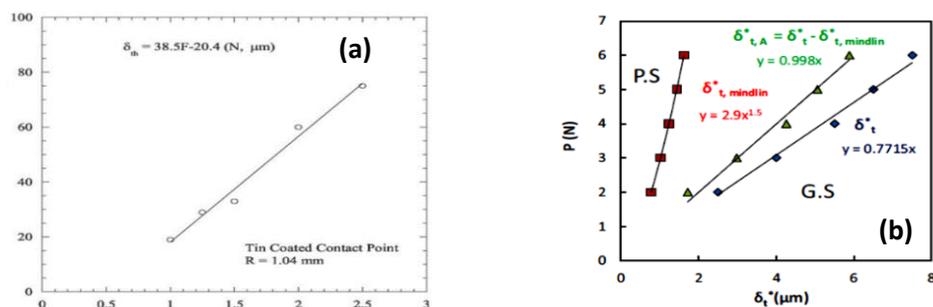


Figure 1.35 : effet de la force normale sur le seuil d'amplitude de déplacement, (a) évolution de l'amplitude seuil en fonction de la force normale pour un revêtement étamé (Sn), (b) évolution de l'amplitude seuil en fonction de la force normale pour un revêtement argenté (Ag), selon différent régime de fretting.

La Figure 1.36 illustre l'évolution de l'endurance électrique du contact,  $N_c$ , en fonction de la force normale appliquée pour différentes amplitudes de déplacement. Il est intéressant de constater une évolution non-monotone de  $N_c$  avec la force normale. Tout d'abord,  $N_c$  a tendance à diminuer avec l'augmentation de la force normale, en particulier pour des amplitudes de déplacement supérieures à  $9 \mu\text{m}$ . Ensuite,  $N_c$  reste quasi constant entre  $P = 3\text{N}$  et  $P = 5\text{N}$  quelle que soit l'amplitude de déplacement. Enfin, pour de force normale au-dessus de  $5\text{N}$ , une augmentation de l'endurance est observée, particulièrement marquée pour les faibles amplitudes de déplacement.

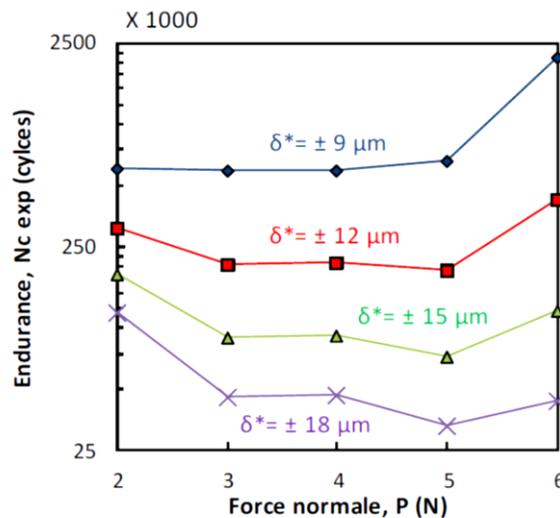


Figure 1.36: Courbe d'endurance électrique en fonction de la force normale [98].

Si du point de vue de l'usure mécanique, il est préférable que la force de contact soit la plus faible possible, une faible force normale favorise le régime de fretting en glissement total, ce qui entraîne la création de particules d'usure (voir § 1.5.2.1). De ce fait, plusieurs auteurs constatent que la durée de vie d'un connecteur augmente si on applique une force de contact élevée.

Pour améliorer les performances des connecteurs revêtu d'étain, quelques connecticiens utilisent une cage en inox autour des lames du contact femelle pour maintenir une bonne pression des lames. L'inox est en effet moins sensible que les alliages de cuivre aux relaxations de contraintes, et permet d'assurer une force normale de contact élevée pendant toute la durée de vie du connecteur.

D'un point de vue électrique, l'application d'une force normale permet d'augmenter l'aire de contact et de multiplier les spots de passage du courant, donc d'abaisser la résistance de contact. En régime dynamique (i.e. durant de cycle de fretting), la couche d'oxyde aux surfaces est d'autant mieux pénétrée et éliminée de la trace d'usure que la force normale est élevée **Tristani [99]**.

Notons que les connecticiens sont amenés à concevoir des connecteurs avec toujours plus de contacts (jusqu'à une centaine dans l'industrie automobile) et doivent veiller à maintenir une force d'insertion globale du connecteur relativement faible. Ceci les conduit en pratique à réduire autant que possible les forces normales de contact. En d'autres termes, en fonction du matériau de contact, un compromis doit être trouvé avec une force de contact suffisamment élevée pour favoriser une bonne stabilité et suffisamment faible pour ne pas accélérer le phénomène d'usure.

#### 1.7.4 L'épaisseur du revêtement

Du point de vue mécanique, un revêtement efficace a pour rôle de protéger le substrat en répartissant les contraintes. De ce fait, le revêtement doit présenter une dureté inférieure à celle de substrat [100]. **Le Gall [56]** a étudié l'influence, sur l'apparition des premiers défauts électriques, de l'épaisseur de la couche d'étain sur des contacts avec différentes épaisseurs de revêtement d'étain : 0 ; 0,2 ; 0,5 ; 1 ; 2 ; 5 ; 10 et 20  $\mu\text{m}$ .

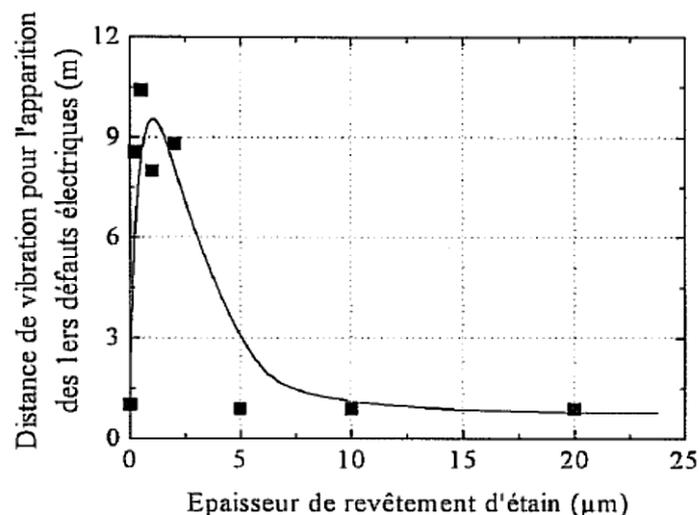


Figure 1.37: influence de l'épaisseur d'un revêtement d'étain-d'après **Le Gall [56]**.

La Figure 1.37 présente les distances des vibrations cumulées, permettant l'apparition de défauts électriques, sont ensuite représentées en fonction de l'épaisseur d'étain. Il a montré qu'il existe une épaisseur, comprise entre 0,5  $\mu\text{m}$  et 2  $\mu\text{m}$ , pour laquelle la résistance au fretting des contacts est près de dix fois supérieure à celle des contacts nus ou revêtus d'une couche d'étain épaisse. C'est en même temps l'épaisseur pour laquelle le coefficient de frottement est le plus petit. Les analyses des surfaces montrent qu'un revêtement épais accélère les mécanismes d'usure.

**El Mossouess [10]** a comparé l'évolution de la résistance de contact électrique obtenue sur 3 épaisseurs de revêtement d'argent différentes (c'est-à-dire  $e = 1, 3$  et  $6 \mu\text{m}$ ) pour une amplitude de déplacement constante de  $\pm 50 \mu\text{m}$  et une  $F_N 3 \text{ N}$  (voir Figure 1.38 (a) ci-dessous).

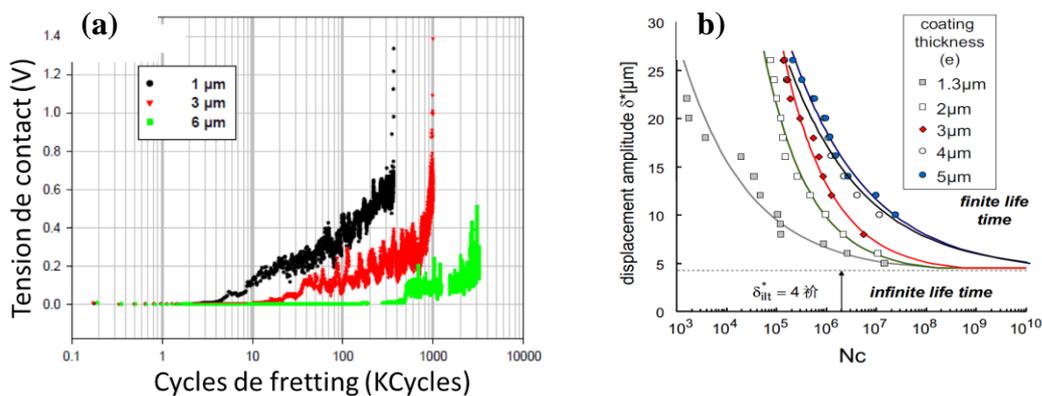


Figure 1.38 (a) Evolution de la tension de contact en fonction de cycle fretting pour différentes épaisseurs de revêtement (1 µm, 3 µm et 6 µm), (b) Courbe d'endurance  $N_c=f(\delta^*)$  obtenues pour les épaisseurs de revêtement d'argent étudiées dans le domaine d'endurance finie (+/- 4 m <  $\delta^*$  < +/- 25 m).

De ce fait, Il est clair que le revêtement le plus épais présente la plus longue endurance électrique. Cette analyse a été généralisée sur la Figure 1.38 (b) où les performances électriques obtenues pour les différentes épaisseurs de revêtement d'argent ont été rapportées en fonction de l'amplitude de déplacement imposée. D'après les résultats de travaux réalisés par **Jedrzejczyk et al. [101]**, quelle que soit la taille de l'épaisseur de revêtement, Les courbes d'endurance obtenues convergent vers une valeur de seuil d'amplitude de déplacement similaire (c'est-à-dire 4 µm). Cependant, au-dessus de seuil d'amplitude de déplacement, dans le domaine d'endurance finie, il est clairement observé que plus la couche d'argent est épaisse, plus l'endurance électrique est longue.

Il est nécessaire de trouver un compromis sur l'épaisseur du revêtement pour lequel la couche protectrice est suffisamment épaisse pour une bonne répartition des contraintes encaissées par le substrat, et suffisamment fine pour que la dureté de surface évite une dégradation rapide de revêtement. Chaque combinaison revêtement / substrat possède une épaisseur optimale capable de réduire l'usure de plusieurs ordres de grandeur [102].

### 1.7.5 La géométrie des contacts

Le choix de la géométrie des contacts dépend d'application, et en plus, elle a une grande influence sur le phénomène de fretting-corrosion [99]. La forme des contacts, couplée à la force normale, permet de déterminer l'aire de contact et les contraintes imposées sur cette aire. Pour une force normale calculée, une géométrie adaptée doit offrir un bon compromis entre une aire de contact assez large pour assurer une bonne conduction du courant, et des contraintes suffisantes pour traverser le film d'oxyde à l'interface des deux conducteurs [99]. D'autre part, la géométrie des contacts peut induire la présence plus ou moins marquée de débris d'usure au point de contact [103].

Plusieurs types de géométries de contacts (voir § 1.4 1.) ont été étudiées dans la littérature **Queffelec et al. [104]**: le contact sphère / plan (S / P), le contact cylindre / plan (Cy / P), le contact cône / plan (Co / P), le contact coin / plan (Cn / P), etc. Dans la pratique, les contacts sont essentiellement de type S / P et Cy / P.

**Lee et Mamrick [105]** ont réalisé une série d'essais de fretting afin de comparer plusieurs contacts de types S / P, Co / P et Cn / P en prenant trois rayons pour les sphères et trois angles pour les cônes et les coins. Ils ont aussi étudié l'influence de la force normale en la faisant varier entre 0,2 et 5 N. Ils ont conclu ceci :

- La configuration Cn / P avec un angle de 60° présente le meilleur résultat du point de vue résistance de contact, avec une usure mécanique acceptable, et ce quelle que soit la force normale imposée.
- Par contre, la configuration Co / P entraîne une usure mécanique plus rapide.
- La configuration S / P n'est envisageable, quel que soit le rayon de la sphère, que pour la plus grande valeur de la force normale testée ( $\geq 2$  N). Ceci est compensé par le fait que cette configuration retarde l'usure mécanique.

Ainsi, pour des raisons de coût de fabrication, la plupart des connecteurs fabriqués actuellement ont des contacts de configuration type S / P ou Cy / P.

### 1.7.6 La température

Une étude sur l'influence de la température a été réalisée, sur des contacts avec revêtement étamé, par **Lee et Mamrick [105]** et **Malucci [106,107]**. Ces auteurs observent que pour des températures supérieures à 60 °C, la durée de vie des contacts augmente. Ils expliquent ces résultats par le fait qu'au-delà de 60°C, La couche d'étain perd sa dureté. Cette perte de dureté favorise une augmentation de l'aire réelle de contact, tout en assurant un meilleur passage du courant. Ils précisent que l'augmentation de la température et l'augmentation de la force normale produisent des effets très comparables.

Park et col. ont mené une série de tests de fretting à différentes températures **[108]**. Les résultats obtenus sont présentés en Figure 1.39. La meilleure performance électrique est observée pour un essai à 85°C (Figure. 1.40), car à cette température, on assiste à un phénomène de ramollissement/adoucissement de l'étain : le revêtement devient plus mou et le contact entre les deux surfaces devient très important.

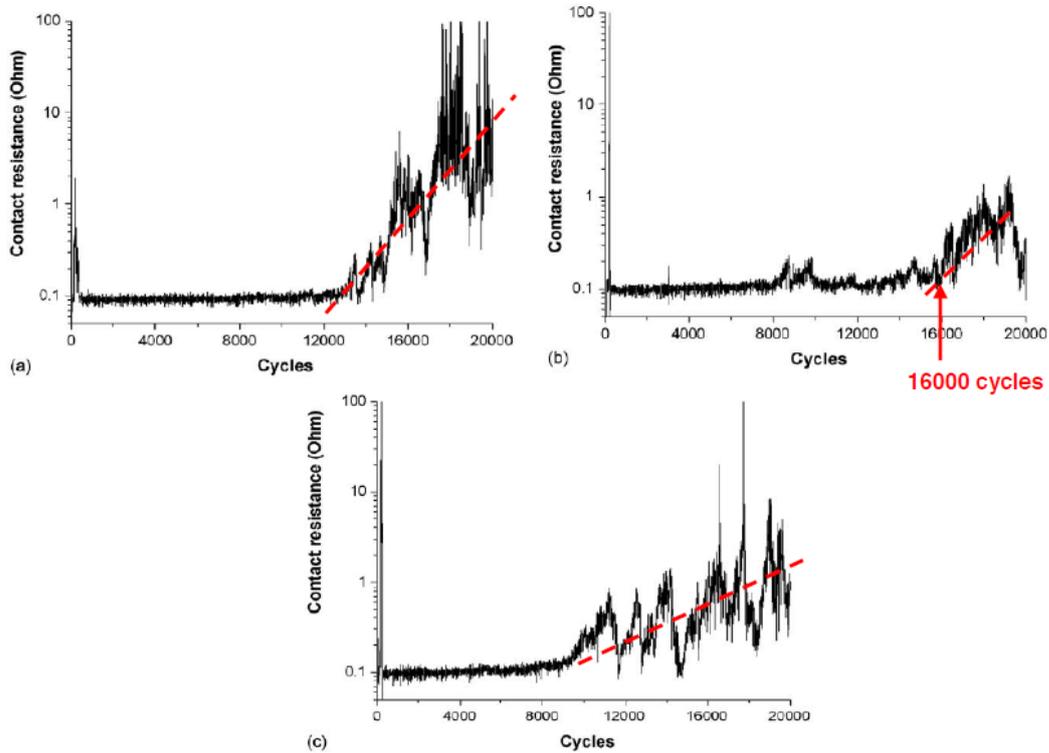


Figure 1.39: Résistance de contact en fonction du nombre de cycles pour un cuivre étamé, à différentes températures : a) 25°C, b) 85°C, c) 125°C [108].

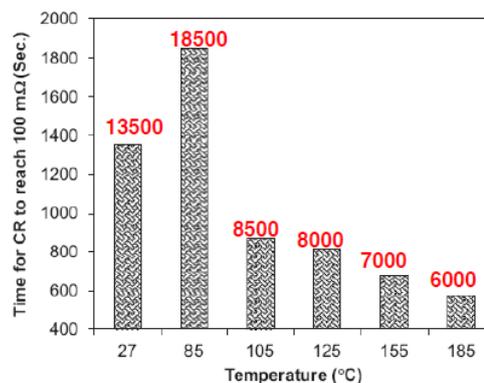


Figure 1.40: Nombre de cycles pour atteindre le seuil de 100 mΩ à différentes températures. Les autres paramètres fixés sont : amplitude  $\pm 90 \mu\text{m}$ , fréquence 10 Hz, charge normale 0,5 N, humidité relative 55% et courant imposé 0,5 A. Le nombre de cycles correspondant est indiqué en rouge [92].

Park et col. concluent que la résistance de contact est fortement dépendant vis-à-vis de la température: les performances électriques, en terme de nombre de cycle, sont meilleures dans le domaine de température de ramollissement [60 – 100 °C] de l'étain (Figure. 1.39 et Figure. 1.40).

### 1.7.7 Le courant

**Schöpf et Rieder [109]**, dans leurs travaux, observent que l'intensité du courant peut jouer sur la résistance de contact ou encore peut être l'élément déclencheur du fretting en opérant à plusieurs niveaux :

1. en augmentant la température à l'interface ;
2. en assurant un meilleur passage du courant à travers l'interface constitué de produits d'usure et de surfaces oxydées (diminution de la résistance électrique par fretting) ;
3. en étant à l'origine des vibrations électromagnétiques dans le cas des courants alternatifs;
4. en provoquant des mouvements relatifs des surfaces en contact par dilatation thermique dans le cas d'une utilisation intermittente. Cependant, les effets cités ci-dessus ne peuvent être appréciables que pour des gammes de courant et de tension relativement élevées. Pour des courants de moins de 100 mA, aucun effet sur la formation de film isolant et sur la résistance de contact ne semble être observé [78].

**El Mossouess et al. [110]** ont étudié l'effet de l'intensité du courant en fretting sur revêtement étamé. Pour des intensités de courant élevées, ils ont constaté une augmentation rapide de la tension de contact et une accumulation importante de débris oxydés dans le contact (Figure 1.41 a). Plus récemment, **Fu et al. [111]** ont mené une investigation sur la dégradation électrique d'un connecteur de puissance. Ils ont démontré que : de fortes intensités du courant favorisent localement l'augmentation de la température, au point de contact, par effet Joule (voir Figure 1.41 b)

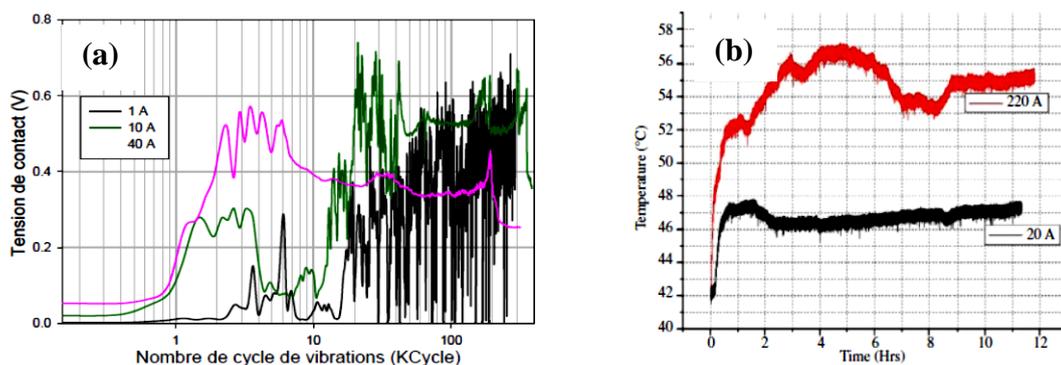


Figure 1.41: (a) Tension de contact en fonction du nombre de cycles de vibrations pour trois courants différents (1, 10 et 40A), (b) Évolution de la température au point de contact en variant l'intensité du courant.

Cette influence de l'intensité de courant a aussi été constatée dans les travaux de **Ren et al. [112]** 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, cela peut donc retarder la perte de conductivité électrique avec des valeurs de  $R_c$  moyenne faibles.

Finalement, une forte intensité du courant favorise également le passage du courant à travers la couche isolante et la perte de conductivité peut être retardée dans certains cas [113].

### 1.7.8 Échauffement des contacts de puissance

Les contacts de puissance, contrairement au contact bas niveau, assurent la transmission de fortes intensités, ce qui engendre une grande dissipation d'énergie par effet Joule ( $R^2$ ) [48], principale source de chaleur. Cela conduit à l'échauffement de la zone de contact électrique menant généralement à une relaxation des contraintes. Ce qui réduit alors la force de contact et crée une résistance de contact plus élevée, provoquant ainsi un échauffement supplémentaire et un emballement du phénomène jusqu'à la destruction du connecteur.

Par conséquent, lors de la sélection d'un matériau, il est important d'examiner si le matériau est capable de maintenir une performance adéquate à la température de fonctionnement. Le Tableau 1.9 présente les principaux matériaux utilisés dans la fabrication des contacts électriques et leurs températures critiques.

Matériaux	Ramollissement		Fusion		Ebullition	
	Tension mV	Temp °C	Tension mV	Temp °C	Tension mV	Temp °C
Ag	90	150	350	960	750	2193
Au	80	100	430	1063	900	2817
Cu	120	190	430	1083	800	2582
Ni	220	520	650	1453	969	2887
SN	72	103	129	232	865	2507

Tableau 1.9 : Tensions et températures critiques pour les matériaux de contact [111]

### 1.7.9 L'humidité

**Pompanon** [112] a caractérisé l'influence d'humidité relative sur la performance électrique d'un contact. La Figure 1.42 montre l'évolution de la résistance électrique de contact (REC) en fonction du nombre de cycles de fretting appliqué pour différents niveaux d'humidité relative de 10% à 90%. Il a observé que plus l'humidité augmente, plus le nombre de cycles pour atteindre la dégradation électrique (i.e.  $\Delta R > 4 \text{ m}\Omega$ ) augmente. L'augmentation de la résistance électrique du contact semble en effet être retardée, ainsi la durée de vie augmente avec le taux d'humidité.

D'autres auteurs attribuent ce comportement à l'effet lubrifiant des molécules d'eau adsorbées **Bruel et al.** [55].

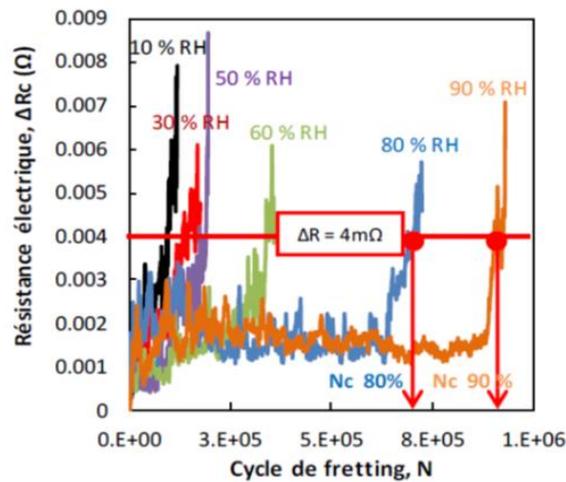


Figure 1.42 : Evolution de la REC en fonction du nombre des cycles pour différents niveaux d'humidité relative HR [112].

Park a réussi à démontrer que le comportement au fretting est meilleur quand l'humidité relative dépasse le 85% [92]. En effet, cela peut être considéré comme paradoxal car on peut penser que l'humidité joue le rôle d'un accélérateur pour le phénomène d'oxydation. Néanmoins, Park démontre que la condensation de la vapeur d'eau sur le connecteur agit comme un lubrifiant et permet au connecteur de conserver une faible résistance de contact pour un nombre de cycles plus important.

Ainsi, Van Dijk [86] démontre un phénomène similaire en comparant le comportement au fretting en atmosphère asséchée, en atmosphère ambiante et en atmosphère humide, pour l'étain (Figure. 1.43 (a)). Cette tendance semble être confirmée quelle que soit la nature du revêtement (Figure. 1.43 (b)).

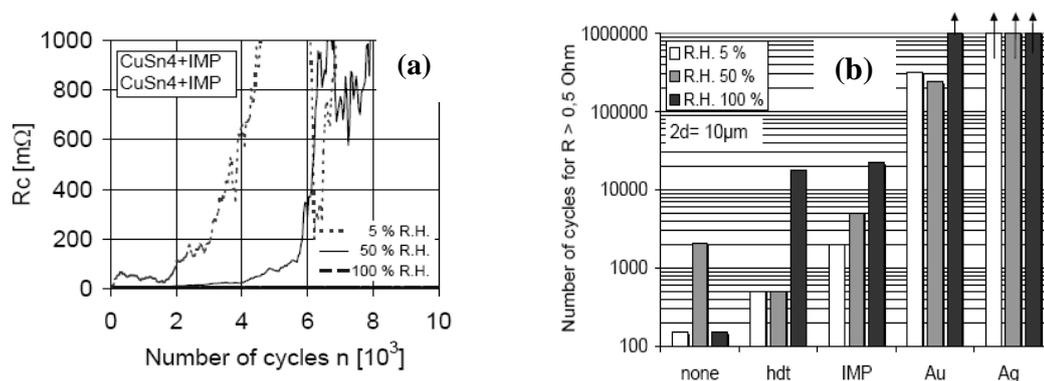


Figure 1.43: (a) Influence de l'humidité sur le comportement au fretting, (b) Influence de l'humidité relative sur la durée de vie de différents revêtements None: sans revêtement, hdt : hot dipped tin, IMP : intermétallique, Au : or, Ag : argent [86].

## 1.8 Solutions techniques apportées aux connecteurs électriques

Différentes solutions techniques sont utilisées afin d'améliorer les performances d'un contact, à savoir : l'utilisation de lubrifiant, l'optimisation de la géométrie et de la conception du contact permet de limiter un transfert des vibrations au point de contacts.

### 1.8.1 Lubrification

L'utilisation d'un lubrifiant pour améliorer les performances d'un contact est une méthode connue depuis longtemps et qui est généralement préconisée par les auteurs dès qu'un revêtement se révèle sensible au fretting-corrosion (en particulier les revêtements étamés). Son utilisation permet aussi de réduire la force d'insertion des connecteurs lorsque de nombreux contacts doivent être engagés de façon simultanée. Le lubrifiant agit sur plusieurs paramètres de dégradations :

1. il protège les surfaces et les particules d'usure de l'oxydation atmosphérique et le mécanisme d'usure par corrosion n'a plus lieu [113] ;
2. il retarde l'usure (sans toutefois l'arrêter) par un meilleur comportement en friction, en particulier en limitant l'adhésion [114] ; il joue le rôle d'un troisième corps non abrasif ;
3. il aide à l'évacuation des particules d'usure aux points de contact électrique.

Les lubrifiants recommandés pour les contacts étamés sont les polyphényléthers et les polyalkylènes glycol [115]. Un lubrifiant (MIL-L-87177A) est également conseillé par l'institut Battelle [116] pour régénérer des contacts Au / Sn utilisés dans l'aéronautique, ou pour être utilisés à titre préventif.

### 1.8.2 Utilisation d'une cage en acier inoxydable et de deux lames à ressort

Dans tout ce qui précède, nous avons montré que les vibrations transmises sur les contacts métalliques sont à l'origine de la dégradation par fretting. Afin de s'affranchir des effets indésirables du fretting, Une parmi les solutions proposées récemment, était l'ajout d'une cage en acier inoxydable autour du terminal femelle et des deux lames à ressort au design du terminal femelle (voir Figure 1.44)

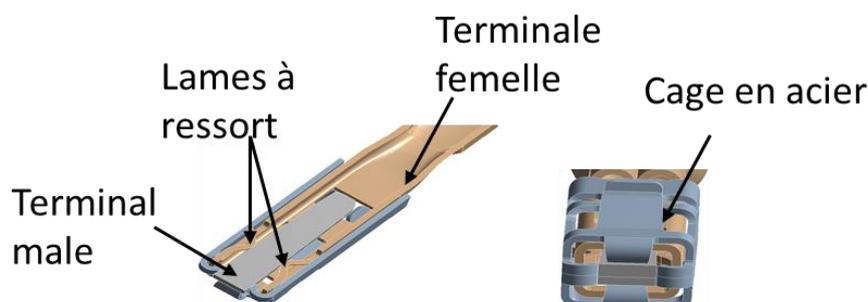


Figure 1.44: Solution apportée sur le design d'un contact électrique.

Les composants rajoutés ont pour rôles :

- 1) La cage autour de terminal femelle permet de limiter le mouvement latéral du terminal femelle, d'une part. D'autre part, la cage permet aussi d'empêcher l'ouverture de terminal femelle dans la direction parallèle à la force normale de contact.
- 2) Les deux lames en ressort ont le rôle de limiter le mouvement latéral de terminal mâle une fois inséré dans la partie femelle. Ce qui permet de réduire, à la fois, le déplacement relatif entre le terminal mâle et le terminal femelle, et entre la cage et la partie femelle.

### 1.8.3 Autres méthodes

#### 1.8.3.1 Contacts roulants

Dans tous les systèmes connecteurs, un déplacement relatif entre les contacts mâle/femelle se traduit, au niveau de l'aire de contact, par un mouvement de translation de l'une des surfaces par rapport à l'autre. Si l'amplitude de ce mouvement est suffisamment importante, le régime de fretting en glissement total s'instaure : il s'en suit une usure rapide qui conduit à une forte augmentation de la résistance de contact. Il est possible d'éviter le glissement entre les surfaces en contacts en transformant le mouvement de translation en mouvement de rotation comme le représente la Figure 1.45.

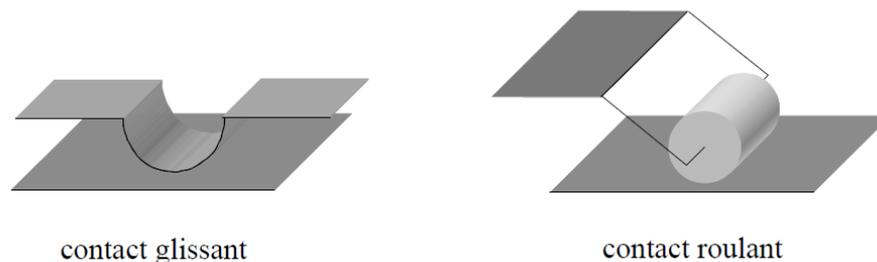


Figure 1.45: Exemple d'un contact glissant et d'un contact roulant [99]

Rappelons que le contact roulant nécessite de prévoir, à la conception, un degré de liberté supplémentaire en rotation qui n'existe pas dans les contacts usuels. Kassman et Jacobson ont montré l'efficacité de ce type de contact à partir des tests réalisés avec des barreaux croisés en cuivre argenté, où l'un des barreaux est libre en rotation autour de son axe [97]. Un contact automobile basé sur ce principe est commercialisé par APTIV [117] : la lame supérieure du terminal femelle, contrairement à la plupart des contacts, est une pièce indépendante constituée d'une petite lame incurvée en cuivre béryllium dont les deux extrémités sont emboîtées dans le reste de la partie femelle. Le principe de ce contact est représenté sur la Figure 1.45.

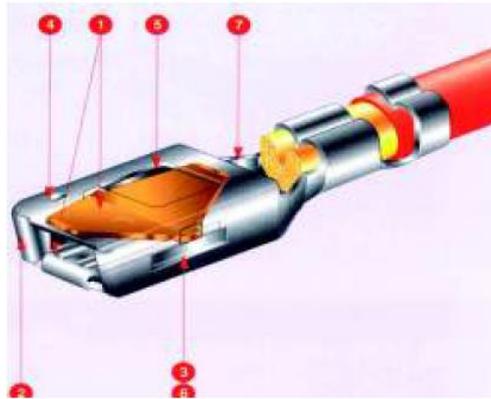


Figure 1.45: Dessin du contact APEX ®.

## 1.9 Modélisation en 3 dimensions et simulation, par éléments finis, des vibrations dans un connecteur automobile

### 1.9.1 Méthode éléments finis

La méthode éléments finis (MEF ou FEM pour finite element method en anglais) ou encore l'analyse par éléments finis (AEF ou FEA pour finite element analysis en anglais) divise un problème complexe en plusieurs parties plus petites et plus simples, appelées éléments finis, avec une certaine relation physique et mathématique entre les différents éléments. Toutes les charges et conditions aux limites sont ajoutées sur les grilles de maillage et transférées aux éléments voisins par une matrice mathématique sur chaque point des grilles partagés. En fonction des dimensions et des exigences particulières, différents éléments finis sont utilisés pour rendre un problème plus facile à formuler et à analyser.

### 1.9.2 Historique de l'analyse par éléments finis

La toute première littérature publiée sur la théorie des matrices pour le problème de l'analyse des structures est apparue au début des années 40. Vers les années 1960, le terme « élément fini » a été utilisé pour la première fois par Clough pour décrire cette technique dans son article sur l'analyse des contraintes planes [118]. Dans les années 70 et 80, un groupe d'organisations et d'entreprises a commencé à mettre au point des programmes par éléments finis pour des situations d'analyse générale à grande échelle. Ces organisations et sociétés, telles que ANSYS, LS-DYNA, ABAQUS, NASTRAN et COMSOL, sont devenues les leaders dans le domaine de l'informatique AEF. L'interface graphique pour le pré et post-processeurs d'éléments finis est apparue dans les années 80. Le maillage automatique a franchi une autre étape importante dans le domaine MEF dans les années 1990. Il a fourni une méthode de maillage plus précise et plus rapide. Actuellement, la technologie AEF est utilisée dans de nombreux domaines de l'ingénierie, y compris la structure statique, la structure dynamique, le transfert de chaleur, le champ magnétique, la dynamique transitoire, la dynamique des fluides et l'électronique. Ces dernières années, de nombreuses études sur la corrosion par frottement des contacts électriques ont utilisé des simulations informatiques AEF.

Généralement, la procédure de modélisation et la simulation passent par plusieurs étapes dont les principales sont décrites sur la Figure 1.46 ci-dessous :

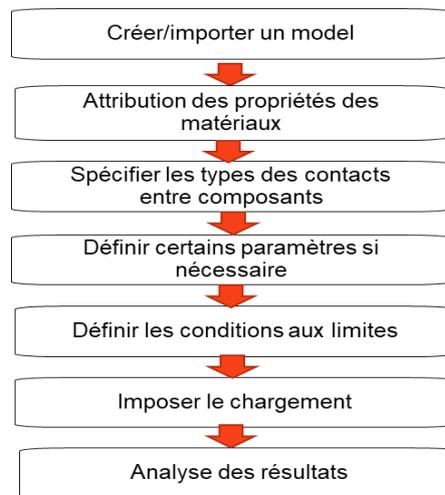


Figure 1.46: Les étapes essentielles dans un logiciel éléments finis pour la simulation.

### 1.9.3 Formulation implicite ou explicite d'un problème de dynamique

Dans la simulation numérique, un problème dépendant du temps peut être formulé implicitement ou explicitement. Un problème dépendant du temps décrit une situation qui est en constante évolution, le système est modélisé à différents temps  $t$  discret appelé "pas de temps" [119]. Les méthodes explicites et implicites sont des approches utilisées dans l'analyse numérique pour obtenir des approximations numériques des solutions d'équations aux dérivées ordinaires et partielles dépendantes du temps. Les méthodes explicites calculent l'état d'un système à un moment ultérieur à partir de l'état du système à l'instant présent, tandis que les méthodes implicites trouvent une solution en résolvant une équation impliquant à la fois l'état actuel du système et le dernier état.

La formulation implicite est la formulation la plus simple, mais elle est limitée à des problèmes de type quasi-statiques. En revanche, La formulation explicite permet de modéliser plus finement les phénomènes, mais est très gourmande en ressources (nombre d'opération, durée de calcul, mémoire nécessaire).

La formulation explicite est utilisée pour les simulations de phénomènes de courte durée et ne pouvant être simulés avec la formulation implicite : ce sont principalement les problèmes de dynamique rapide, vibrations, chocs et la propagation d'ondes. En termes de logiciels, nous parlons d'un solveur implicite ou solveur explicite. Généralement, dans la simulation mécanique dynamique, le phénomène est représenté par l'équation suivante :

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{F(t)\} \quad (1-19)$$

Où  $[M]$  et  $[K]$  sont respectivement une matrice de masse et une matrice de rigidité. La matrice de masse est obtenue à partir de la densité des matériaux, et la matrice de rigidité est obtenue à la fois à partir du module d'Young des matériaux et des propriétés mécaniques des composants du connecteur et le câble.

[C] est une matrice d'amortissement, qui est obtenue à partir des caractéristiques d'amortissement de chaque objet.  $\{\ddot{u}\}$ ,  $\{\dot{u}\}$  et  $\{u\}$  sont respectivement les vecteurs d'accélération, de vitesse et de déplacement.  $\{F(t)\}$  est la force externe s'exerçant sur le système et  $t$  c'est le temps.

Pour être plus précis, dans l'analyse des éléments finis, cette équation (1-19) décrit tout simplement le comportement des éléments, les différents termes de l'équation sont des matrices. À chaque pas de temps, le solveur cherche une solution stationnaire de l'équation, donc, c'est un événement d'équilibre. Le logiciel de simulation tel que LS-DYNA possède une fonctionnalité permettant de travailler en combinant les deux solveurs pour un même calcul de simulation.

#### 1.9.4 Modélisation et simulation numérique dans la connectique automobile

Durant les vingt dernières années, les simulations numériques se sont rapidement améliorées et ont été utilisées dans les études de fretting corrosion pour les contacts électriques. De nombreuses entreprises et leurs ingénieurs ont utilisé la méthode éléments finis pour effectuer des simulations et des analyses. En 1996, **Villeneuve et al [121]** de la Ford Motor Company ont appliqué les techniques MEF pour simuler le processus de sertissage des connecteurs électriques pour application automobile. Dans leur travail, ils ont modélisé l'adhérence de la section transversale des contacts électriques, l'outillage de poinçonnage et les brins de fil.

En 2005, **Monnier et al [121]** ont utilisé l'analyse par éléments finis pour simuler le comportement d'un contact électrique, de configuration sphère-plan, soumis à une forte intensité du courant. Plusieurs analyses ont été appliquées à des simulations sur le couplage des phénomènes mécanique, électrique et thermique. Les résultats ont fourni la tension aux bornes de contact, la résistance de contact du système et la température du solide.

En 2008, **Ben Jemaa et al [122]** ont mené une étude sur la modélisation numérique d'un contact électrique et de son comportement en fretting corrosion. Ils ont proposé un type de maillage sur contact sphère/plan cuivreux (Figure 1.47), permettant de modéliser la mécanique du contact, en indentation, en insertion et en fretting ( $50\mu\text{m}$ , 1Hz) dans une gamme de force de contact de 1 à 100N.

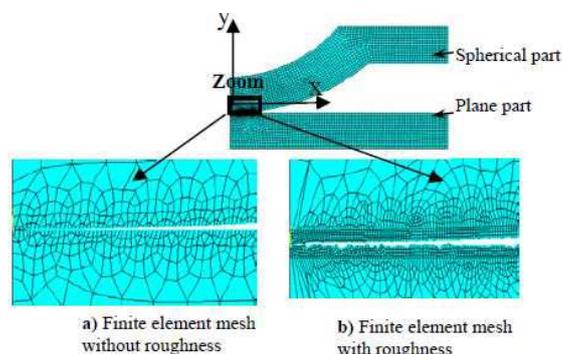


Figure 1.47: Maillage d'un contact sphère/plan selon N. Benjemaa et col. : a) sans rugosité, b) avec rugosité [122]

**C. Chen et .al en 2009**, ont modélisé par éléments finis le comportement dynamique d'un connecteur électrique soumis à des vibrations. Comme résultat (voir Figure I.48 (a)), ils ont déterminé la fonction transfert de déplacement relatif entre les contacts mâle/femelle, suivant trois types de longueurs de câble. Plus loin, ces mêmes auteurs ont comparé la durée de simulation, par élément finis, d'un modèle de connecteur 2D et 3D d'un connecteur électrique. Ils ont observé que le modèle 3D nécessite de ressources de calcul plus importantes (Figure I.48 (b)). En revanche, le modèle 3D fournit plus de détails sur la structure et le comportement dynamique [123].

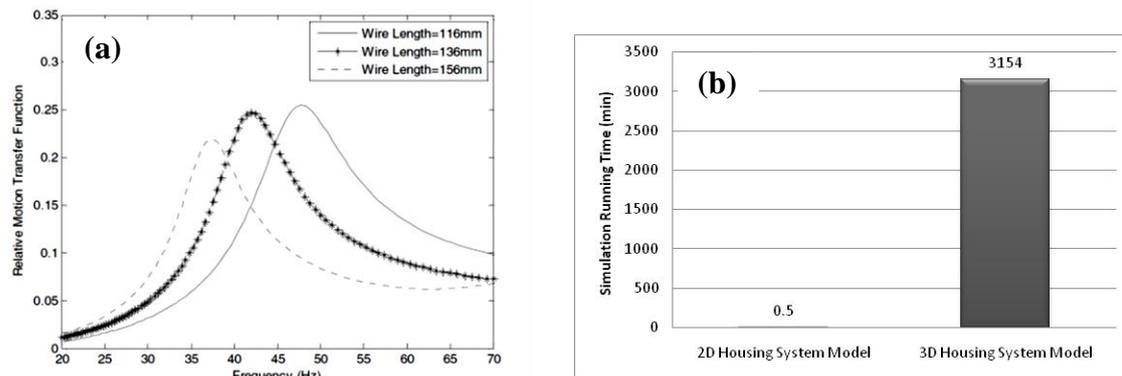


Figure 1.48: (a) Fonction de transfert des mouvements relatifs, (b) durée de simulation entre un MEF 2D et 3D-[123]

**Ibrahim et .al, en 2010**, ont tenté de développer un MEF sur ABAQUS pour simuler, à la fois, les vibrations induites et la température afin de prédire la dégradation par fretting corrosion dans un contact électrique. Ils ont cherché à analyser l'impact de la température sur le fretting induit par les vibrations. Comme résultats, ces auteurs ont conclu qu'aucun effet de la température a été observé. La raison avancée pour expliquer ces résultats est que, cela pourrait être dû à la petite plage de changement de température observée [124].

Par ailleurs, **Zang and .al [125]**, ont proposé un modèle 3D permettant de simuler le comportement dynamique d'un connecteur électrique, avec une prise en compte du câble. La Figure 1.49 montre le modèle 3D du connecteur utilisé dans leurs travaux. Trois types des simulations ont été réalisées :

- 1) La simulation de forces et de coefficients de frottement du contact électrique
- 2) La simulation de la réponse fréquentielle de connecteur électrique afin de déduire les fonctions de transfert (les fréquences propres du connecteur)
- 3) La simulation des vibrations afin de détecter le déplacement relatif entre le terminal mâle et le terminal femelle.

Les résultats obtenus étaient comparés avec les résultats expérimentaux afin de valider le modèle de simulation.

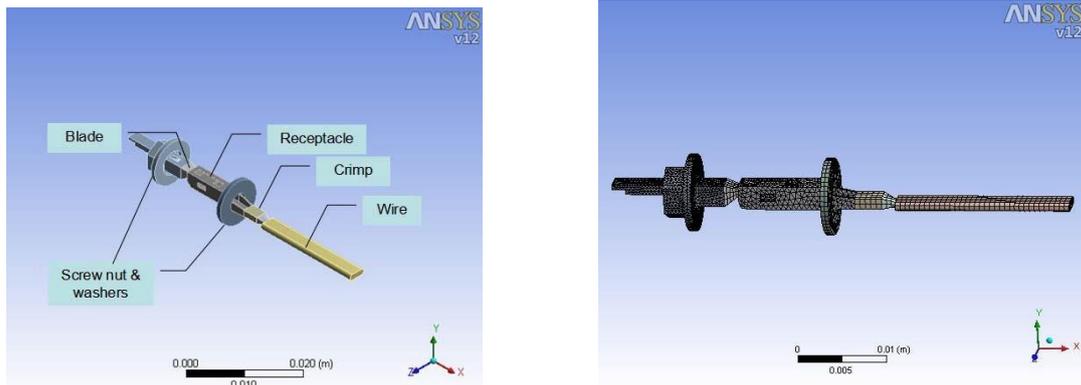


Figure 1.49 : Exemple d'un modèle 3D d'un connecteur électrique [125].

Figure 1.50 (a) présente une comparaison entre les résultats de fonction de transfert obtenus par simulation et en expérimental. Zang a observé une bonne corrélation entre ces résultats de simulation et les tests expérimentaux, concernant les fonctions de transfert. En revanche, la Figure 1.50(b) illustre les amplitudes du terminal mâle et du terminal femelle après simulation de vibration (à 350Hz et à une amplitude d'excitation de 12.82  $\mu\text{m}$ ). À partir de ces amplitudes, l'auteur a pu déduire le déplacement relatif qu'il a comparé par la suite avec l'amplitude seuil de fretting afin de prédire le risque de fretting du connecteur.

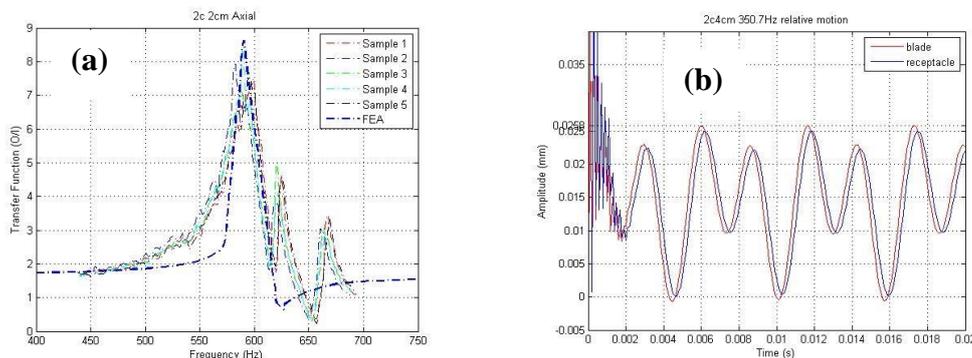


Figure 1.50: (a) Comparaison des résultats des fonctions transferts transverse obtenus en simulation, (b) mouvements des contacts mâle et femelle obtenus après simulation à 350,7 Hz [125].

En utilisant un MEF 3D, **Mashimo and .al** [126] ont réussi à simuler les vibrations dans un contact électrique avec de câbles ayant différentes sections transversales ( $2 \text{ mm}^2$  et  $0.5 \text{ mm}^2$ ). Le câble fut modélisé comme étant une barre solide avec un comportement élastique. De plus des paramètres essentiels utilisés comme données d'entrée pour la modélisation numérique, Ils ont insisté sur la prise en compte du facteur d'amortissement de 10% affecté au câble. La Figure 1.51 présente les résultats obtenus en comparant le mouvement relatif entre simulation et l'expérimental pour différentes sections du câble, soumis à une excitation sinusoïdale (à une accélération de 10 G). Les résultats obtenus entre la simulation et le test sont similaires.

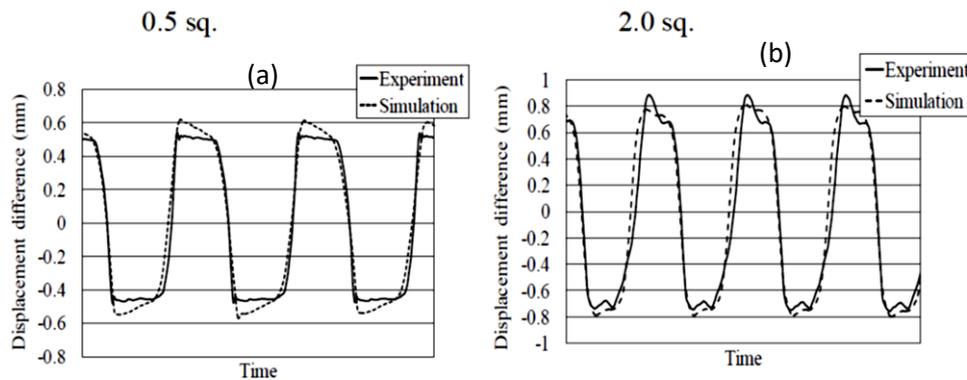


Figure 1.51: Comparaison de mouvements relatifs des terminaux obtenus après simulations et tests expérimentaux (accélération 10 G) [126].

Les caractéristiques d'amortissement des composants du connecteur ont un impact significatif sur leur amplitude de déplacements. Le facteur d'amortissement d'un câble peut influencer le mouvement de terminaux qui lui sont connectés. Dans une étude récente, nous avons montré que les mouvements issus du câble sont directement transférés sur les terminaux lors des vibrations (**Mavuni and al. [127]**). Un facteur d'amortissement choisi peut soit atténuer ou soit amplifier les mouvements d'un système mécanique, par dissipation de l'énergie qui les engendre.

**Yaya et Miled [128]**, dans leurs travaux, ont proposé une approche permettant de modéliser l'impact de soudage par ultrasons sur les contacts électriques. L'approche utilisée ici s'appuie sur des analyses modales et harmoniques linéaires pour identifier les fréquences propres, les formes de modes associées et la réponse harmonique pour localiser les zones à risque dans un contact électrique, serti sur un câble soumis à une excitation de soudage par ultrasons. Dans l'approche proposée, ces auteurs ont pris en compte l'état précontraint des contacts électriques dans le MEF. Cette considération de l'état précontraint permet de se rapprocher des conditions physiques réelles de contacts électriques après assemblage. Les Figures 1.52 (a) et (b) illustrent, respectivement, le terminal inséré dans la cage et l'un de mode propre détecté.

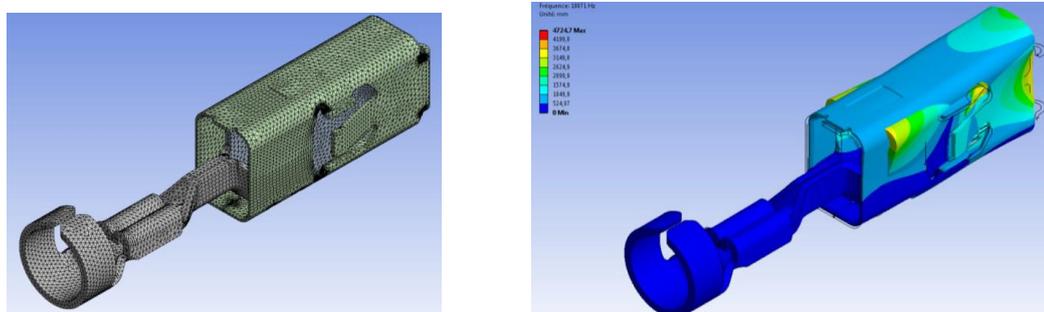


Figure 1.52: (a) Modèle 3D d'un Terminal femelle monté dans une cage, (b) Mode propre obtenu après simulation [129].

En 2012 Chongyang and .al, ont réalisé un MEF et une série des simulations des vibrations afin de prédire de la durée de vie du connecteur électrique sous l'action d'une charge de vibration aléatoire. En résumé, leur démarche les a permis d'établir une relation entre la réponse locale aux vibrations et l'excitation des vibrations externes. Ensuite, l'équation entre la durée de vie du connecteur électrique et l'excitation de vibration externe. Les résultats ont été validés par des données de test de durée de vie accélérée [129].

La réponse vibratoire d'un système soumis à une sollicitation vibratoire dépend d'une part de cette source vibratoire (sinusoïdale, aléatoire, fréquence, amplitude...) et d'autre part de la géométrie et de la masse de ce système. De ce fait, de nombreux paramètres doivent être pris en considération. Dans le cadre d'un connecteur, la connexion entre la partie mâle (porte-languette) et la partie femelle (porte-clip) n'est pas fixe. Par conséquent, il existe des degrés de liberté de mouvement multi-axiale. La réponse vibratoire du porte-clip dépend non seulement de ses caractéristiques mais également du type de liaison avec le porte-languette. Ainsi, la transmission des vibrations est complexe et propre à chaque type de connecteur.

Dans le cadre de ce projet de thèse, nous allons proposer un MEF 3D pour simuler les vibrations dans un connecteur électrique avec prise en compte du câble. De ce fait, le tableau ci-dessous présente une synthèse de la littérature sur la modélisation et simulation dynamique de contacts électriques. Dans le Tableau 1.10, nous avons relevé les points forts et les points critiques rencontrés dans les différentes approches comme suit :

Références	Type d'analyse dynamique	Points forts	Points critiques
Zhang [ 125]	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Analyse modale (réponse fréquentielle)</li> <li>○ Harmonique (analyse vibratoire)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ MEF 3D</li> <li>+ Utilisation du logiciel ABAQUS (solveur explicite)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Pas de prise en compte de l'état precontraint des composants dans le MEF</li> <li>- Pas de prise de tous les composants du connecteur dans le MEF (housings, cable...)</li> </ul>
Xing et Xu [ 72 ]	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Harmonique (analyse vibratoire )</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ MEF 3D</li> <li>+ Utilisation du logiciel COMSOL</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- La géométrie 3D ne représente pas le connecteur réel (connecteur pour injection)</li> <li>- Pas de prise en compte de l'état precontraint des composants dans le MEF</li> </ul>
Yaya et Miled [ 129]	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Analyse modale</li> <li>○ Harmonique (analyse vibratoire)</li> <li>○ Transitoire</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ MEF 3D</li> <li>+ Utilisation du logiciel ANSYS</li> <li>+ Prise en compte de tous les composants du connecteur</li> <li>+ Consideration de l'état precontraint des composants dans le MEF</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Difficile de définir les contacts avec frottement à l'aide du logiciel ANSYS: Exemple pour les pièces en matériau silicone</li> <li>- Temps de simulation très longue</li> </ul>
Mashimo [ 126]	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Harmonique (analyse vibratoire )</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ MEF 3D</li> <li>+ Prise en compte des caractéristiques d'amortissement dans le MEF</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Pas de prise en compte de l'état precontraint des composants dans le MEF</li> </ul>

Tableau 1.10: Synthèse de la littérature sur modélisation, par éléments finis, des vibrations dans la connectique.

Tous ces points critiques nous permettent de développer un outil de simulation des vibrations afin de prédire un risque potentiel d'usure par fretting. Ces simulations sont très complexes parce qu'elles impliquent un grand nombre de composants. Les composants du connecteur sont de nature mécanique très différente (des métaux, des plastiques, matériaux silicones et câbles) et sont en mouvement les uns par rapport aux autres. De tels systèmes impliquent un très grand nombre de contacts par frottement (contacts non linéaires) qui sont en général difficiles à être gérés par les logiciels de simulations.

## 1.10 Conclusion état de l'art

Dans ce chapitre, nous avons présentés les différentes thématiques sur la connectique automobile. Le contexte industriel, en particulier les exigences des constructeurs automobiles, ont été abordées afin de comprendre les difficultés rencontrées par les connecticiens lors de développement des nouveaux connecteurs électriques, d'une part. D'autre part, cette synthèse de l'état de l'art permet aussi de mieux comprendre les enjeux du projet. Les conditions requises pour valider un connecteur automobile, dans sa phase développement, ont été décrites. Ensuite, Les notions de physique du contact ont été présentées afin de pouvoir faire le lien entre les phénomènes physiques, mécanique et chimiques rencontrés lors de la dégradation de contact électrique. Les différentes causes liées aux mécanismes de dégradation tels que les sollicitations en fretting ont été introduits. Les paramètres influents sur l'endurance d'un contact électrique, comme l'amplitude de déplacement, la fréquence d'excitation, la charge normale appliquée, la nature des matériaux, la géométrie de contact et l'intensité du courant, ont été abordés.

Enfin, une série des travaux de recherche sur la modélisation et la simulation par éléments finis des vibrations induites dans un connecteur électrique, ont fait l'objet de la dernière partie de ce chapitre. Nous avons pris le soin de relever les points forts et les points critiques de différents MEF existant dans la littérature. Ces points relevés seront exploités dans le cadre de ce projet de thèse dans la partie simulation.

Avant l'utilisation de MEF, sur le plan technologique, les fabricants de connecteurs ont proposé plusieurs solutions permettant de retarder l'usure par fretting que l'on peut classer en deux catégories. La première consiste à améliorer les propriétés tribologiques des surfaces, soit en fabricant des surfaces plus dures, soit en lubrifiant des surfaces. La deuxième catégorie consiste à concevoir des systèmes pour lesquels le fretting devient pratiquement impossible, en amortissant les vibrations avant qu'elles n'atteignent la zone de contact. Malgré toutes ces solutions techniques proposées, les connecticiens ne sont pas en mesure de prédire ou encore d'anticiper les risques de dégradation d'un connecteur soumis à un profil vibratoire automobile. C'est pourquoi dans cette thèse deux axes de recherche ont été envisagés. Le premier consiste d'améliorer et de valider un MEF de simulation des vibrations, développé avec la partenaire industriel APTIV, permettant de calculer les déplacements relatifs à la zone de contact. Le second a pour objet de proposer une approche prédictive de performance de connecteur électrique, en combinant les résultats de la simulation et le profil de vibration du constructeur automobile.



# **Chapitre 2**

## **Méthodes et Caractérisation expérimentale**

## 2.1 Introduction

Ce chapitre concerne les démarches expérimentales utilisées et développées au cours de la réalisation de ces travaux de thèse. L'objectif majeur est de caractériser le comportement vibratoire de chaque composant d'un connecteur (les boîtiers, clip, languette, le câble et les pièces en silicone) et ce, de manière indépendante. Une importance capitale sera accordée sur les mouvements relatifs entre le terminal femelle (le clip) et le terminale mâle (la languette). Car les mouvements relatifs sont à l'origine de dégradation électrique du connecteur. Ce chapitre sera donc divisé en quatre parties :

La première partie visera à présenter le type de connecteur étudié, son choix et ses différentes caractéristiques.

La deuxième partie permettra de présenter les dispositifs expérimentaux utilisés pour la réalisation des essais sur connecteurs soumis à des vibrations. Le banc de test a été développé au Laboratoire de l'Institut de Physique de Rennes (IPR), dans le département de physique moléculaire. Il sera adapté et utilisé selon la problématique de ce projet.

Dans la troisième partie, les méthodes de mesure des déplacements du connecteur (différents composants et le câble) seront présentées ainsi que la démarche utilisée pour déduire la fonction de transfert de déplacement relatif entre le clip et la languette. Ces fonctions de transfert sont déterminées à partir de la mesure du mouvement relatif total rencontré lors de la vibration du connecteur automobile.

Enfin, une quatrième partie sera consacrée sur la méthode de mesure de la résistance électrique de contact (REC) ainsi que le test d'endurance électrique du connecteur, d'une part. D'autre part, les différents moyens de caractérisation de faciès endommagés seront introduits.

Rappelons que, L'intérêt majeur de cette étude expérimentale, en particulier les mesures de mouvement des connecteurs, sera de comparer les résultats de test avec les résultats qui seront calculés par simulation des vibrations. Ce qui permettra de valider le modèle éléments finis développé avec le partenaire industriel APTIV.

## 2.2 Echantillon de test

Les échantillons testés durant les travaux de doctorat étaient un connecteur électrique pour une application automobile. C'est un connecteur de puissance, utilisé dans l'environnement moteur. La vue générale d'un tel connecteur est représenté sur la Figure 2.1.



Figure 2.1: Connecteur électrique de puissance pour automobile

Ce connecteur est constitué de 11 composants, la Figure 2.2 illustre une vue éclatée de connecteur électrique. Les rôles de ces différents composants ont été décrits dans le tableau 1.1 du chapitre 1. Un câble conducteur, constitué de plusieurs brins de cuivre avec un isolant siliconé, est relié à la partie femelle par soudage ultrason.

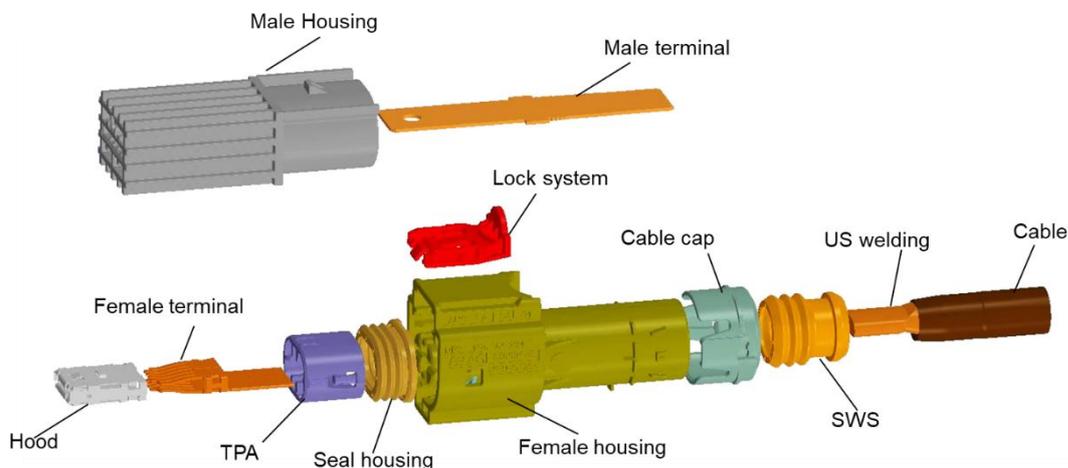


Figure 2.2: Vue éclatée du système connecteur électrique

Ces 11 composants du connecteur sont en interaction les uns avec les autres, et des différentes natures :

- 5 pièces en matériaux thermoplastiques
- 2 pièces en silicone: les joints
- 3 pièces métalliques
- 1 câble (conducteur)

Le type de connecteur qui a été étudié se compose de deux parties générales : le boîtier mâle en plastique dans lequel est inséré les parties mâles du contact, et le boîtier femelle en plastique dans lequel les parties femelles des contacts sont insérées. Les boîtiers mâle et femelle sont représentés sur la figure II.20 (a) et (b) respectivement.

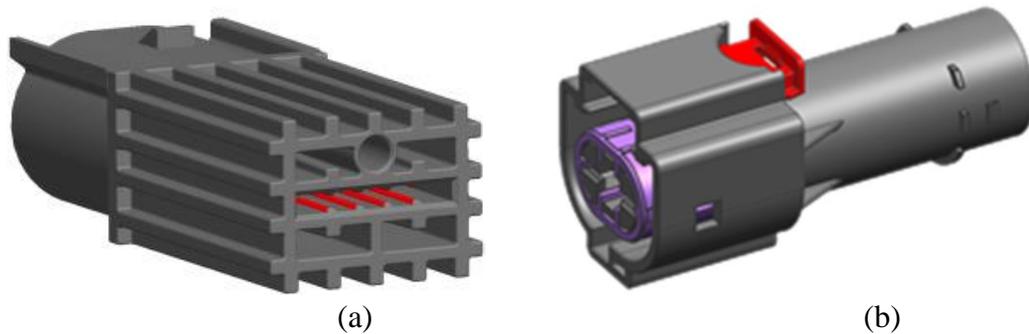


Figure 2.3: Composants du connecteur, (a) pièces de boîtier mâle, (b) pièces de boîtier femelle

Dans la partie femelle, le clip est entouré par une cage en acier inoxydable (appelée hood), permettant de maintenir une bonne pression des lames (Figure 2.4 (c)). Les contacts mâle (Languette) et femelle (clip) séparément sont représentées sur les Figures 2.4 (a) et (b) respectivement. La partie femelle est un multi ressort avec 12 lamelles, dont 6 de chaque côté de la languette. Ce connecteur a été choisi dans cette étude car, en plus d'être un connecteur de puissance ils sont plus sensibles aux pannes et aux problèmes de fiabilité dans l'environnement de vibration, de cycle thermique et d'humidité d'un véhicule. C'est aussi un connecteur à une seule voie avec possibilité d'atteindre ses terminaux pour réaliser des mesures in-situ.

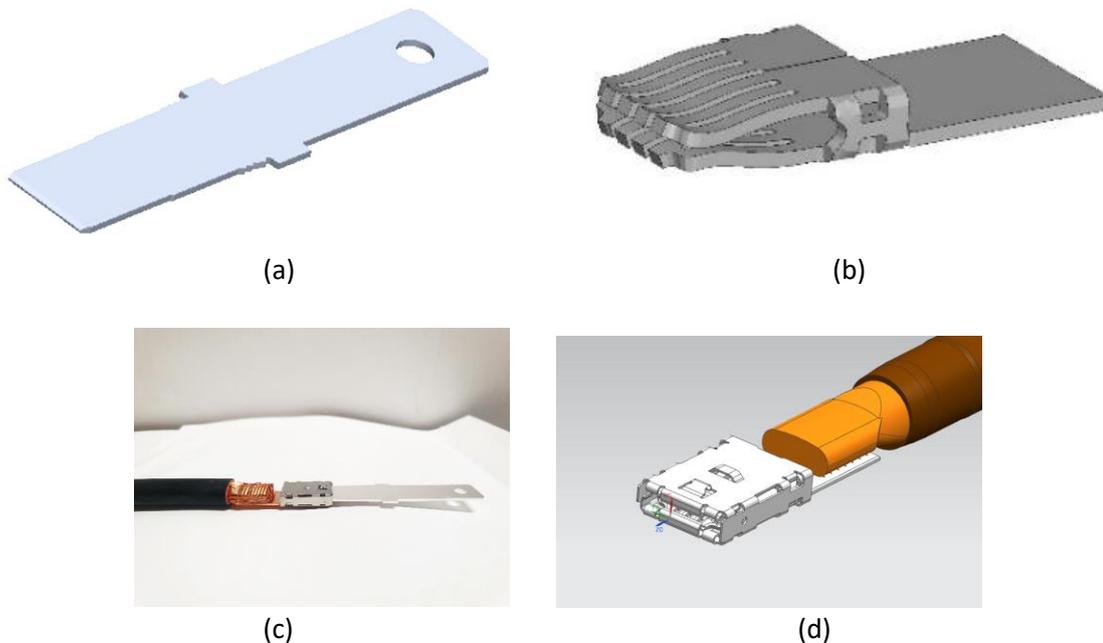


Figure 2.4: Composants du connecteur, (a) contact mâle (languette), (b) contact femelle (clip), (c) clip placé dans la cage, (d) Languette et clip après assemblage.

Après avoir inséré la languette dans le clip (voir Figure 2.4 (d)), les contacts mécaniques et électriques peuvent être établis. De ce fait, la force de contact ( $F_c$ ) qui est répartie de part et d'autre de la partie mâle, joignant deux parties femelles à 6 zones de contact chacune, conduit à 12 zones de contact et 12 résistances en parallèles. La courbure du ressort et sa largeur permettent d'avoir, à cette force de contact (20-30 N), une surface de contact elliptique. Les caractéristiques de ce connecteur sont décrites dans le Tableau 2.1.

Force de contact $F_c$	Nombre des zones de contact	Géométrie des contacts	Aire de contact (pour une seule zone de contact)	Revêtement
20-30 N	6 de chaque coté	Sphere/Plan	0,01 - 0,015 mm <sup>2</sup>	Argent

Tableau 2.1 : Caractéristique du connecteur électrique pour cette étude

Dans ce type de connecteur, le boîtier mâle est conçu pour porter un élément du contact mâle (La languette) et le boîtier femelle a pour rôle de porter un élément du contact femelle (le clip) (Figure 2.5), les deux forment le connecteur complet. Une fois les deux boîtiers assemblés, un système de verrouillage est utilisé afin de réduire leurs mouvements relatifs.



Figure 2.5 : Présentation 3D des boîtiers mâle et femelle, portant les éléments de contact.

Les éléments de contact (clip/languette) (Figure 2.4 (a) et (b)) présentent une surface revêtue en argent avec un substrat en alliage de cuivre. Une couche de nickel est appliquée entre le revêtement et le substrat afin de limiter l'interdiffusion du cuivre et la création des couches d'intermétalliques (Figure 2.6).

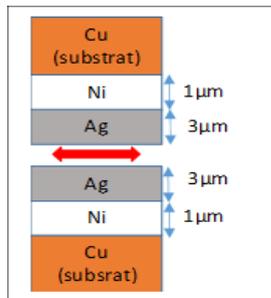


Figure 2.6 : Configuration de l'interface de contact

## 2.3 Dispositif et méthode expérimentale

### 2.3.1 Présentation du banc de test

L'objectif de cette étude est de réaliser des mesures de mouvements du connecteur soumis à de très fortes vibrations, et déduire par la suite la fonction transfert des déplacements relatifs entre les contacts mâle et femelle. Pour y arriver, les équipements suivants ont été utilisés : Un amplificateur LDS PA500L et un pot vibrant du type LDS V555 constituent le système de vibration ; Un accéléromètre piézoélectrique fixé sur le pot vibrant, permettant l'asservissement du mouvement ; Le système de vibromètre 3D-laser Polytec est utilisé pour mesurer les déplacements en réfléchissant les faisceaux laser sur une surface cible spécifiée ; Un oscilloscope TEKTRONIX TDS5000 et enfin un programme d'acquisition des données.

Pour réaliser les mesures de résistances électriques de contact, un multimètre Keithley série 2000 est utilisé pour mesurer les valeurs de la résistance électrique du contact. Un générateur de tension est utilisé comme source d'alimentation de puissance pour imposer l'intensité de courant. Le schéma du montage et le banc de test sont présentés sur les Figures 2.7 et 2.8.

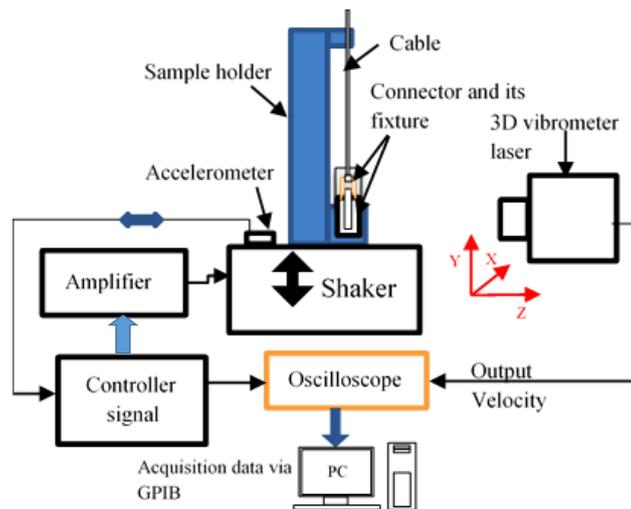


Figure 2.7: Représentation schématique de banc de test.



Figure 2.8: Banc de test.

### 2.3.2 Pot vibrant

Le pot vibrant LDS V555 a été fabriqué par Brüel and Kjaer (Figure 2.9). Ses caractéristiques sont décrites dans le Tableau 2.2. Le pot vibrant est utilisé comme source de vibration pouvant déplacer une masse conséquente, suivant une amplitude de déplacement importante. Les consignes envoyées à partir du contrôleur du pot vibrant contiennent les informations sur l'accélération, la fréquence ainsi que le temps correspondant. Ces consignes sont transmises à l'amplificateur pour entraîner les vibrations avec un courant amplifié et un signal de force électromotrice. Cette source vibratoire est composée d'une bobine dans laquelle se trouve un socle. Ce dernier est maintenu par un système de ressort. Un courant électrique passe dans la bobine pour créer un champ magnétique qui régit le mouvement du socle par une force de Laplace. Un accéléromètre est monté sur pot vibrant pour asservir le mouvement. Le dispositif repose sur une table anti-vibration composée d'une table de fixation et d'un établi. L'inertie et la masse de l'ensemble du dispositif expérimental empêchent les vibrations extérieures d'influencer le mouvement du socle du pot vibrant.

Force max	Accélération	Amplitude	Fréquence
939 N	100 g	±12.7 mm	5 à 6300 Hz

Tableau 2.2: Caractéristique du pot vibrant LDS V555.



Figure 2.9: Dispositif du pot vibrant LDS V555 et PA 500L Amplifier.

Ce pot vibrant est piloté à amplitude et fréquence constantes (ou encore variable pour le balayage) et asservi grâce à son accéléromètre. Une sortie analogique nous permet de récupérer le signal du déplacement en régime sinusoïdal (2.1).

$$\gamma = \delta (2\pi f)^2 \quad (2.1)$$

Avec  $\gamma$ : Accélération,  $f$ : Fréquence,  $\delta$ : Amplitude

La Figure 2.10 présente la configuration de fixation du connecteur, requise par le constructeur automobile, conformément aux tests standards décrits en [1] et [4]. Un porte-échantillon, sur lequel le connecteur est monté, a été spécialement conçu et ensuite fixé de manière rigide sur le pot vibrant. Ce porte échantillon est conçu avec plusieurs perçage afin d'être positionné aux différentes directions de sollicitation souhaitées (Axiale, Latérale et verticale), voir Figure 2. (11), (12) et (13). Le connecteur fixé sur le porte-échantillon est équipé d'un boîtier mâle et femelle, et d'un câble de 145 mm longueur. Le boîtier mâle est fixé pour limiter son mouvement dans deux directions perpendiculaires à la direction d'insertion du contact électrique, d'une part. D'autre part, l'extrémité du câble est serré sur le porte échantillon, à une distance bien définie, telle que montrée sur la Figure 2.10. Ce type de montage sécurise le boîtier du connecteur de sorte que le système connecteur vibre de la même manière que l'armature du pot vibrant.

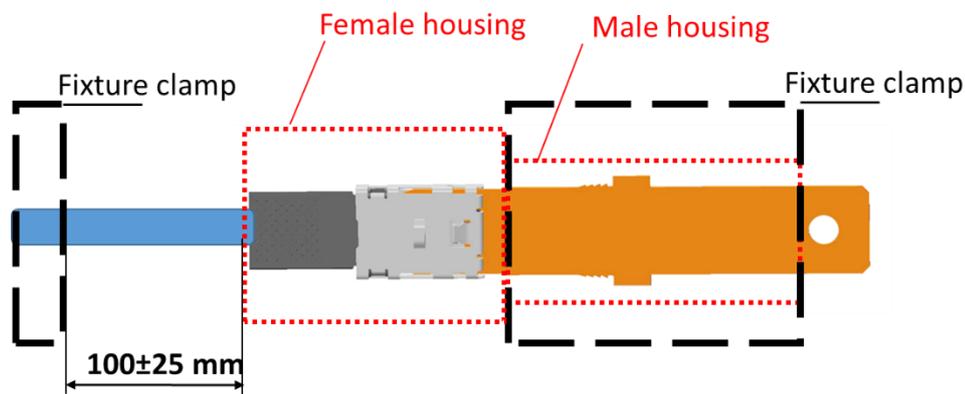


Figure 2.10: Schéma sur la configuration de fixation du connecteur.

Le système de montage (support et porte échantillon) ainsi que la configuration de fixation sont construits et fixés de façon à minimiser les effets ajoutés, c'est-à-dire les harmoniques, l'amortissement, les résonances, etc. Ainsi, un compromis devrait être trouvé entre la masse embarquée et les caractéristiques du pot vibrant.

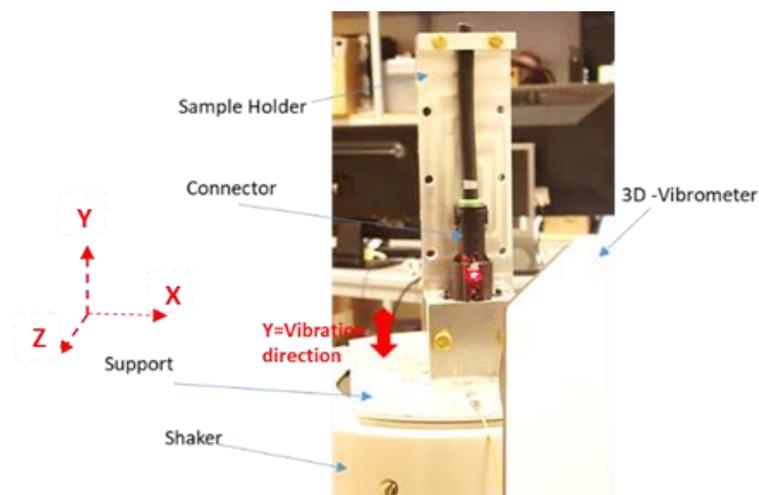


Figure 2.11: Représentation du montage pour une excitation dans la direction Axiale (// à l'axe Y).



Figure 2.12: Représentation du montage pour une excitation dans la direction Latérale ( $\parallel$  à l'axe X).

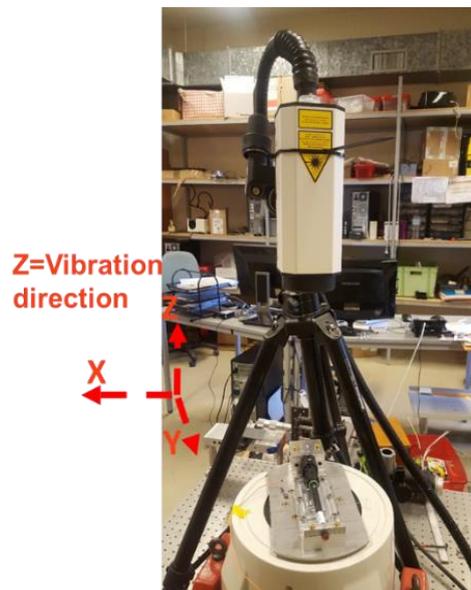


Figure 2.13: représentation du montage pour une excitation dans la direction verticale ( $\parallel$  à l'axe Z).

Chaque échantillon de connecteur à analyser sera sollicité dans les trois directions, et l'ordre de passage d'une direction d'excitation vers une autre doit être respecté : 1er : direction axiale ( $\parallel$  à l'axe Y) Figure 2.11; 2ème : direction latérale ( $\parallel$  à l'axe X) présentée sur Figure 2.12; et 3ème : direction verticale ( $\parallel$  à l'axe Z) Figure 2.13. Les pièces à l'intérieur du boîtier sont accessibles en réalisant un trou ( $\approx 5$  mm de diamètre), suffisamment petit pour éviter de modifier les propriétés mécaniques du connecteur [24].

### 2.3.3 Accéléromètre

L'accéléromètre utilisé est du type piézoélectrique, avec une sensibilité en tension de 10 mV/g. Comme le montre le schéma sur la Figure 2.7, lors de l'exécution d'un test de vibration, un signal est envoyé via un amplificateur au pot vibrant, où l'armature se déplace de haut en bas, afin d'exciter un échantillon d'essai. Un accéléromètre de référence, comme le montre Figure 2.14, détecte le signal à la sortie du pot vibrant et renvoie ce signal au contrôleur, d'où son rôle d'asservissement.



Figure 2.14 : Accéléromètre piézoélectrique monté sur le support.

### 2.3.4 Vibromètre 3D-Laser Polytec

Le système de vibromètre 3D-laser Polytec est utilisé pour les mesures de déplacements du connecteur sans contact. Le système se compose de deux parties, une tête de capteur laser Polytec CLV-3D et un contrôleur Polytec CLV-3000, comme illustré à la Figure 2.15. La tête de capteur est supportée par un trépied, voir la Figure 2.15 (b), et pointe vers une zone de mesure sur le connecteur pendant les vibrations. Cet équipement permet de mesurer simultanément, en un seul point ciblé, les trois composantes de vitesse sur une structure vibrante. Suivant le type de surface où se situe le point de visée, il est nécessaire d'utiliser un revêtement réfléchissant pour améliorer la puissance de l'onde réfléchie et donc la qualité de la mesure.

La sortie est un signal de tension analogique qui décrit l'amplitude de la vitesse de l'objet. Le signal peut être transféré sur l'oscilloscope pour être visualisé sur son écran. Les données seront par la suite récupérées sur l'oscilloscope par un programme d'acquisition via un câble GPIB, et seront traitées selon les besoins. La spécification de déplacement du décodeur est indiquée dans le Tableau 2.3.

Decoder module	Measurement range (scaling factor) $\frac{mm}{s} / V$	Velocity (peak to peak) mm/s	Maximum vibration frequency kHz	Maximum acceleration G
CLV-M020.B	5	100	50	1600
	25	500	50	8000
	125	2500	50	40000

Tableau 2. Spécifications de déplacement du décodeur du vibromètre 3D-laser Polytec [130].



Figure 2.15: Vibromètre 3D-laser, (a) contrôleur CLV-3000 Polytec, (b) capteur laser CLV-3D Polytec.

Le principe du vibromètre 3D-laser est décrit dans [130], la tête du capteur génère trois faisceaux laser : Top (T), Right (R) et Left (L) (voir Figure 2.16 (a)), qui acquièrent les composants de vitesse respectives  $V_T$ ,  $V_R$  et  $V_L$ , le long de leurs lignes d'incidence. L'objet vibrant est situé au point d'intersection des faisceaux laser, précisément à l'origine du repère orthogonal  $(x, y, z)$ . Les directions des axes  $x$ ,  $y$  et  $z$  sont définies par l'orientation spatiale de la tête du capteur. Pour obtenir des résultats de mesure d'amplitude corrects par rapport au système des coordonnées orthogonales, la tête de capteur doit être positionnée à 30 cm de l'objet visé (Figure 2.16 (b)).

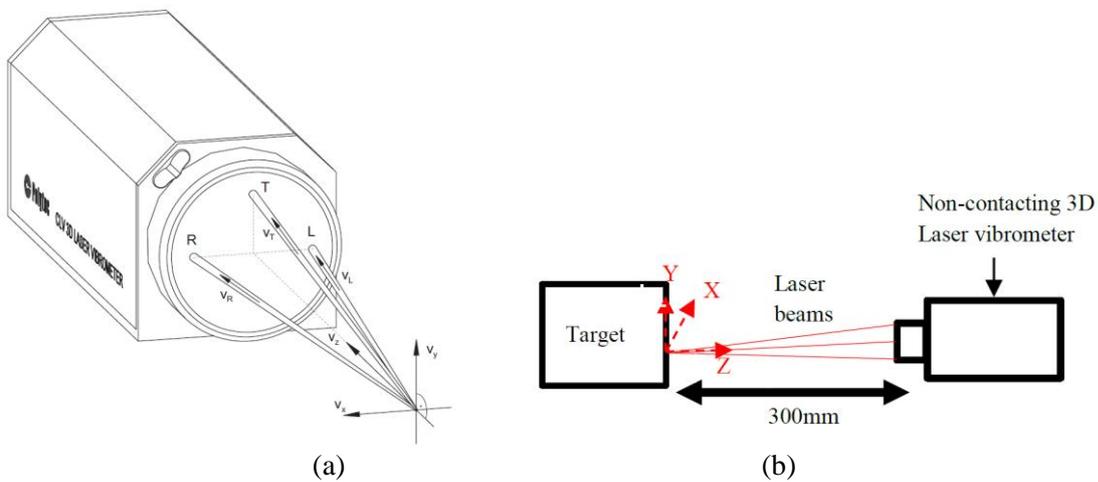


Figure 2.16: (a) Principe de la géométrie de mesure en utilisant le vibromètre laser CLV-3D, (b) positionnement de la tête du capteur.

Dans ces conditions géométriques, la transformation de différents composants des vitesses des vibrations R, L et T dans le système des coordonnées X, Y et Z peut être effectuée sur la base des relations telles que décrites dans [130]. Ainsi, cela permet donc de déduire les vitesses des vibrations  $V_x$ ,  $V_y$  et  $V_z$  de l'objet ciblé.

### 2.3.5 Oscilloscope

Nous avons utilisé un oscilloscope Tektronix TDS5000 pour visualiser les mouvements de différents composants ciblés au cours d'une sollicitation vibratoire (Figure 2.17). La résolution verticale ainsi que la période d'échantillonnage dépendent de la fréquence de sollicitation. En revanche, le nombre de points d'échantillonnage est fixé à 500 points par mesure. Cette échelle dynamique est réalisée grâce à un programme LabVIEW conçu à cet effet.

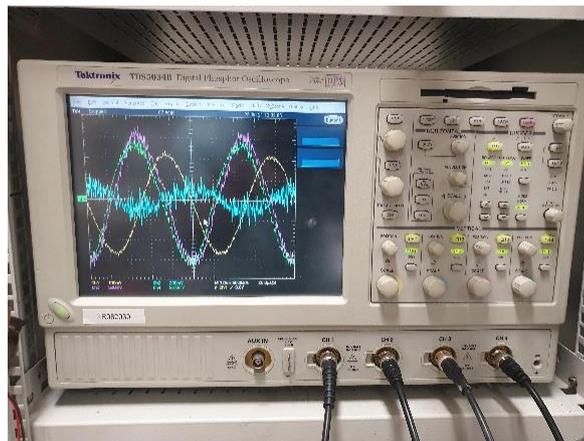


Figure 2.17 : Oscilloscope Tektronix TDS5000

### 2.3.6 Logiciel d'acquisitions (pour l'acquisition de déplacements du système connecteur sous vibration)

Le programme d'acquisition a été développé sous LabVIEW. Il est capable de gérer les instruments de mesures ainsi que l'alimentation. Ce programme sert également pour l'acquisition des données, sur toutes les voies de mesure, enregistrées pendant chaque test via l'oscilloscope (Figure 2.18).

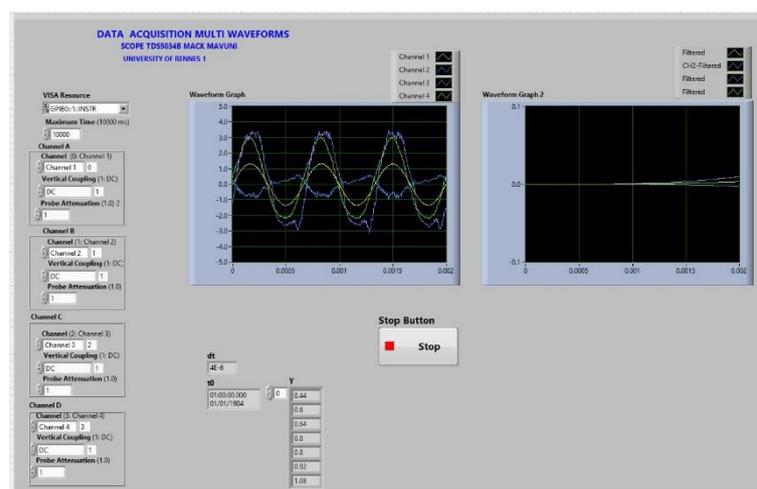


Figure 2.18: Capture d'écran du logiciel d'acquisition des données LabVIEW.

## 2.4 Localisation de la zone de mesure sur les contacts mâle et femelle

Le système de vibromètre est un moyen de mesure très innovant pour caractériser le comportement vibratoire des connecteurs. Cet outil de mesure permet aujourd'hui de réaliser les mesures « *in-situ* ». Ainsi, le connecteur étudié est percé à travers la membrane plastique de sa partie externe afin d'accéder visuellement à la languette et au clip (voir Figure 2.19), tout en s'assurant de ne pas modifier les comportements mécaniques du système connecteur. Les petits trous réalisés sur les boîtiers en plastique sont de l'ordre de 5 mm de diamètre.

Ainsi, il est donc possible de caractériser non seulement les mouvements des composants externes du connecteur (les boîtiers, le câble) mais également les composants internes (clip et languette). La Figure 2.20 présente les zones ciblées sur les contacts mâle et femelles.

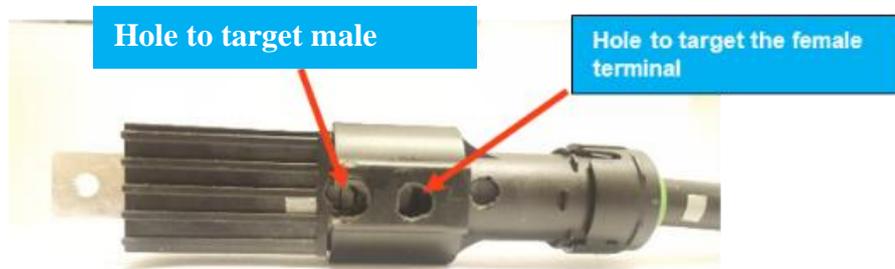


Figure 2.19 : Zones de mesures à travers les boîtiers plastiques.

En fait,  $|U_2 - U_1|$  n'est qu'une approximation du déplacement relatif entre les parties mâle et femelle au niveau des surfaces de contact, car  $U_2$  est éloigné de la surface de contact de la partie femelle (clip). Le mouvement à la surface de contact de la partie femelle,  $U_4$ , n'est pas accessible par expérience car la cage en acier, enroulée complètement sur le clip, bloque le laser pour y accéder.  $U_4$  ne peut être calculé que par le modèle FEM, qui sera présenté dans le chapitre 4.

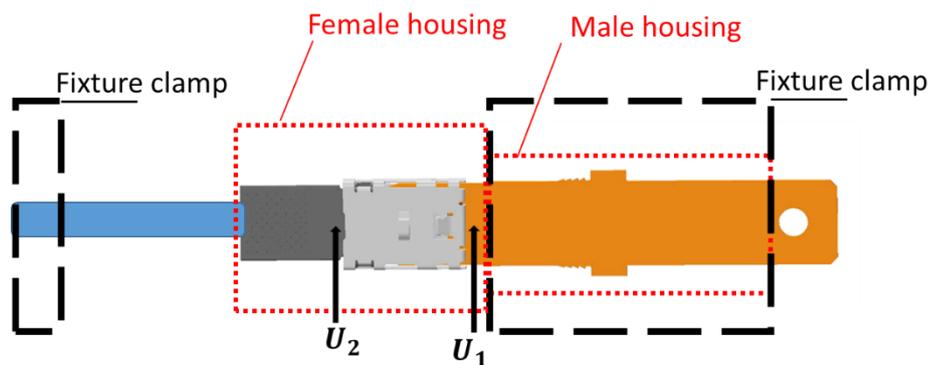


Figure 2.20: Zone de mesures de mouvement sur les terminaux.

## 2.5 Traitement des signaux en déplacements mesurés

Les signaux bruts enregistrés (tension analogiques) ont été traités par un programme créé sous MATHEMATICA [voir Annexe IV]. Ces signaux sinusoïdaux mesurés sont généralement bruités (Figure 2.21 (a)). Une première étape du traitement permet de fitter les bruits mesurés par un modèle non linéaire. La vitesse vibratoire sera par la suite calculée à partir de données fittées. Enfin, le déplacement sera déduit par une intégrale simple de la vitesse des vibrations calculée précédemment. La figure 2.21 (b) présente les résidus obtenus après fit et analyse de données qui suivent bien une distribution normale.

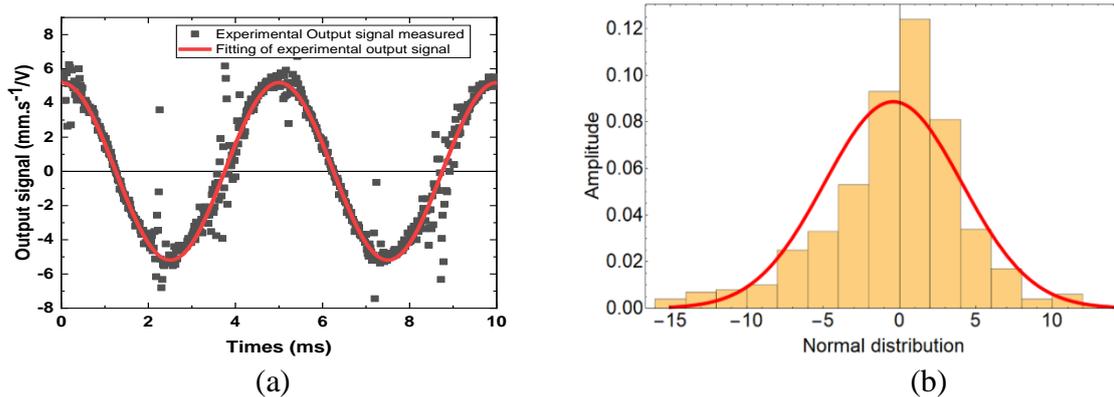


Figure 2.21: Exemple de données mesurées : (a) données mesurées bruitées et fittées, (b) résidus obtenus après analyse et fit.

Le facteur d'échelle utilisé à l'aide du vibromètre est de  $25 \text{ mm.s}^{-1}/\text{V}$ . Ce facteur est défini en fonction des conditions vibratoires et permet de calculer la vitesse vibratoire à partir des données mesurées/fittées (sous forme de tension analogique). De ce fait, la vitesse des vibrations calculée à partir du signal sinusoïdal mesuré est une fonction sinusoïdale (Figure 2.22 (a)). Après une simple intégration de la vitesse des vibrations, le déplacement de la structure est déduit et peut être présenté en fonction du temps (voir Figure 2.22 (b)). De plus, nous pouvons donc observer que la vitesse vibratoire est un signal harmonique déphasé de  $90^\circ$  par rapport au déplacement pour une même fréquence.

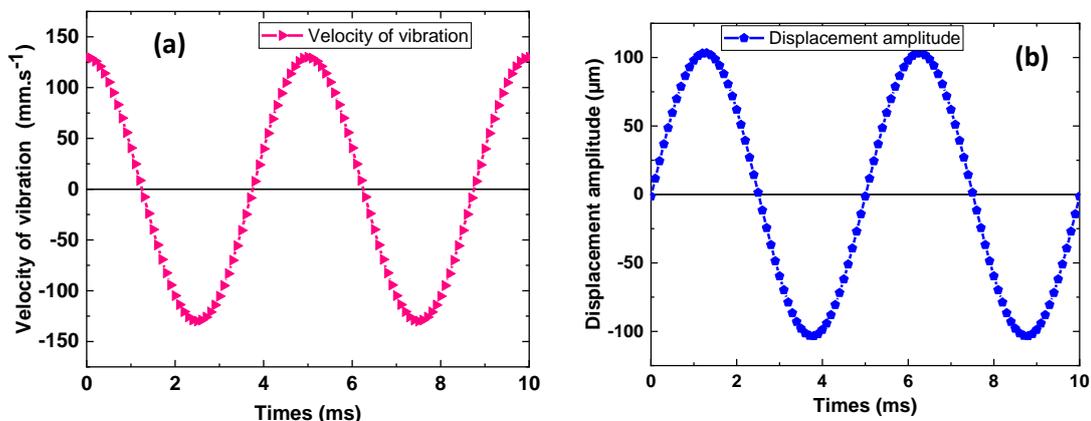


Figure 2.22: Exemple de données mesurées : (a) la vitesse vibratoire, (b) le déplacement.

## 2.6 Mesures de déplacements des composants du connecteur sous vibration

### 2.6.1 Mesures des déplacements absolus

Les mesures de déplacements des différents échantillons sont réalisées à l'aide du vibromètre 3D-laser en réfléchissant les faisceaux laser sur une surface cible déterminée. Cet équipement permet de mesurer simultanément, en un seul point ciblé, les trois composantes de la vitesse dans les axes de mesures sur une structure vibrante.

Les mesures de déplacements des différentes pièces sont déduites en intégrant les vitesses mesurées par le vibromètre. Pour les vibrations appliquées dans chaque direction, les déplacements absolus du porte-échantillon, du boîtier femelle, de la borne femelle, de la borne mâle et du câble ont été mesurés en 3 axes, en utilisant un vibromètre 3D-laser sans contact. On suppose que le mouvement du porte échantillon est le mouvement de référence par rapport à l'amplitude de mouvement des autres composants.

Soit  $U_1$  et  $U_2$  les mouvements sinusoïdaux mesurés sur deux composants du connecteur :

$$U_1 = M_1 \sin(\omega t + \Psi'_{1f}) \quad (2.2)$$

$$U_2 = M_2 \sin(\omega t + \Psi'_{2m}) \quad (2.3)$$

où  $M_1$  et  $M_2$  sont les amplitudes,  $\Psi'_{1f}$  et  $\Psi'_{2m}$  sont les phases

### 2.6.2 Mesures de mouvements relatifs entre les contacts mâle et femelle

Entre le clip et la languette, un mouvement relatif supérieur à  $5 \mu\text{m}$  est suffisant pour dégrader l'interface de contact par fretting. Lorsqu'on parle de mouvements relatifs, nous sous-entendons la différence entre deux mouvements, mesurés simultanément, entre deux corps qui bougent. Or, le fait d'utiliser un seul Vibromètre à laser ne permet pas de faire de mesures de manière simultanées sur les différents composants du connecteur. Pour pallier ce problème, la phase de l'accéléromètre a été considérée comme la référence de chaque mouvement mesuré afin de résoudre le retard temporel (ou problème des phases) dû à l'utilisation d'un seul vibromètre à laser.

### 2.6.3 Résolution du problème des phases

Notre dispositif expérimental pour les mesures est constitué d'un seul vibromètre 3D-laser. Cela provoque un problème des phases entre deux points de mesure. Pour résoudre ce problème, nous avons utilisé la phase du signal de l'accéléromètre comme point de référence et nous avons corrigé notre signal de la manière exposée ci-dessous :

- i. En soustrayant la phase de référence de la phase du signal mesuré
- ii. Puis, nous extrairons donc des mesures précédentes, les déplacements relatifs de la partie mâle par rapport à la partie femelle tels que décrits en utilisant l'équation (2.6).

La Figure 2.23 (a) présente les mesures de mouvements de contacts mâle et femelle par le vibromètre à de différents intervalles de temps de mesure ( $t_1$ ,  $t_2$ ), ainsi que les réponses 1 et 2 de l'accéléromètre obtenues, respectivement, aux instants ( $t_1$ ,  $t_2$ ). L'excitation imposée est sinusoïdale. Ainsi, les mouvements mesurés sur le connecteur sont des fonctions sinusoïdales car la réponse du système connecteur est proportionnelle à l'excitation imposée.

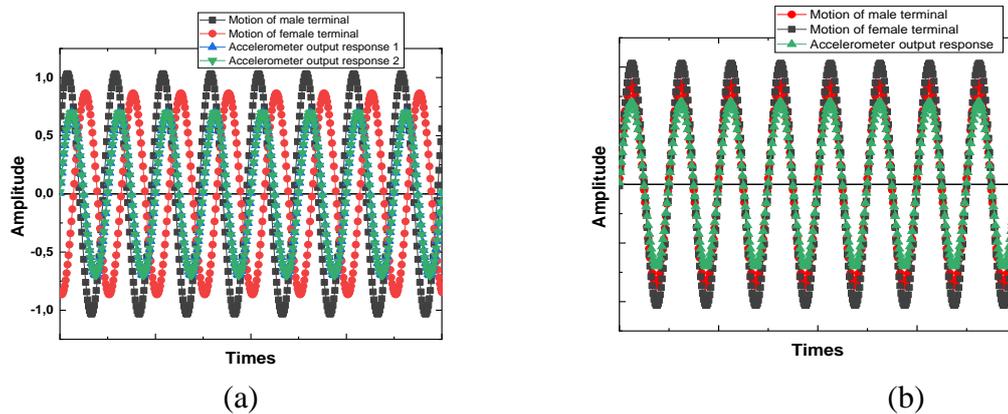


Figure 2.23: Exemple de signaux correspondant à des mouvements sinusoïdaux mesurés : (a) mouvements des terminaux mesurés à différents intervalles de temps et les réponses de l'accéléromètre considérées comme référence, (b) mouvement de terminaux après résolution du problème des phases.

Soit  $\beta_1$  et  $\beta_2$  les phases respectives de la réponse de l'accéléromètre après deux intervalles de temps de sollicitation vibratoire. Or la Figure 2.23 (a) montre que, quel que soit l'intervalle de temps de sollicitation (pour les mêmes conditions), la réponse de l'accéléromètre reste la même, c'est à dire les phases de l'accéléromètre ne varient pas. Ainsi, le problème lié au retard de mesure sera résolu comme suit :

Comme les phases  $\beta_1 = \beta_2$  et sont supposées comme les phases de référence de mouvements imposés, en soustrayant la phase de référence ( $\beta_1$ ) de la phase des signaux mesurés ( $\Psi_{1f}$ ,  $\Psi_{1m}$ ), nous obtenons les nouvelles phases de mouvements des terminaux :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Psi'_{1f} = \Psi_{1f} - \beta_1 \\ \Psi'_{2m} = \Psi_{2m} - \beta_2 \end{array} \right. \quad (2.4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Psi'_{1f} = \Psi_{1f} - \beta_1 \\ \Psi'_{2m} = \Psi_{2m} - \beta_2 \end{array} \right. \quad (2.5)$$

Avec  $\Psi_{1f}$  et  $\Psi_{2m}$  les phases respectives de contacts femelle et mâle, obtenues après différents intervalles de temps de mesure.  $\Psi'_{1f}$  et  $\Psi'_{2m}$ , correspondent aux nouvelles phases de mouvement de terminaux, ce qui permet de résoudre l'intervalle de temps de mesure entre les contacts mâle et femelle. La Figure 2.23 (b) montre le mouvement de terminaux après résolution de problème des phases. Il peut être constaté que les composants bougent à la phase que l'accéléromètre. Par conséquent, les déplacements relatifs peuvent alors être calculés de la manière suivante :

Le déplacement relatif maximal  $|\Delta\delta_{ij}|$ , le long d'une direction donnée, est défini comme le module de la différence de  $U_1$  et  $U_2$ , qui peut être exprimé comme suit :

$$|\Delta\delta_{ij}|=|U_2-U_1|=M_1 \sqrt{(1 - M \cos (\phi))^2 + (M \sin (\phi))^2} \quad (2.6)$$

Où  $M$  est le rapport d'amplitude  $M_2/M_1$  et  $\phi$  est le déphasage  $\Psi_{1f} - \Psi_{2m}$ . L'indice "i" représente la direction d'excitation (Axiale, Latérale ou Verticale), et "j" représente l'axe de mesure de déplacement (X, Y, Z).

Comme le vibromètre 3D mesure les amplitudes sur trois axes simultanément, le déplacement relatif total  $\Delta\delta_t$  dans une direction d'excitation peut être calculé comme étant la norme, en utilisant l'équation (2.7). Ce qui permet de prendre en compte la contribution de tous les mouvements orthogonaux à la direction d'excitation.

$$\Delta\delta_t = \sqrt{|\Delta\delta_{iX}|^2 + |\Delta\delta_{iY}|^2 + |\Delta\delta_{iZ}|^2} \quad (2.7)$$

## 2.7 La fonction de transfert des déplacements relatifs

### 2.7.1 Démarche de calcul

Les connecteurs électriques sont soumis à différentes condition des sollicitations (à la fois internes et externes). Cependant, les mouvements ou encore les vibrations ne sont pas appliquées directement à la zone de contact. En effet, elles sont appliquées tout d'abord sur les boîtiers ou encore à travers les câbles. Dans le domaine automobile, les vibrations du véhicule induisent un mouvement du système de connecteurs, constitué du contact femelle connecté/inséré dans le composant mâle. Ainsi se produit un mouvement relatif entre ces deux pièces, qui induit un déplacement au point de contact, ce qui peut conduire à des détériorations liées aux phénomènes de fretting-corrosion. Cependant, le déplacement relatif de deux parties de contacts électriques n'est pas égal à l'amplitude de vibration imposée, à l'ensemble du système. Ces mouvements sont transférés au niveau de l'interface mécanique (par exemple, du boîtier vers les terminaux), ce qui modifie l'amplitude du déplacement.

L'objectif final des mesures effectuées précédemment est de pouvoir proposer une approche permettant de déterminer « la fonction de transfert (FT) » entre le mouvement relatif total ( $\Delta\delta_t$ ) mesuré sur les contacts mâle/femelle et le déplacement mesuré au niveau du boîtier femelle ( $\delta_b$ ).

Par conséquent, l'amplitude de la fonction de transfert de mouvement relatif ( $Z_{TF}$ ) est le rapport du déplacement relatif total ( $\Delta\delta_t$ ) de sortie au point de contact à l'amplitude d'entrée mesurée sur le boîtier femelle ( $\delta_b$ ), pour une fréquence d'excitation donnée :

$$Z_{TF} = \Delta\delta_t / \delta_b = [(\sqrt{|\Delta\delta_{iX}|^2 + |\Delta\delta_{iY}|^2 + |\Delta\delta_{iZ}|^2}) / \delta_b] \quad (2.8)$$

La Figure 2.24 présente une vue détaillée des zones de mesure de l'amplitude d'entrée sur le boîtier femelle et de déplacement relatif à la sortie entre les contacts male/femelle, permettant de déduire la fonction de transfert du déplacement relatif.

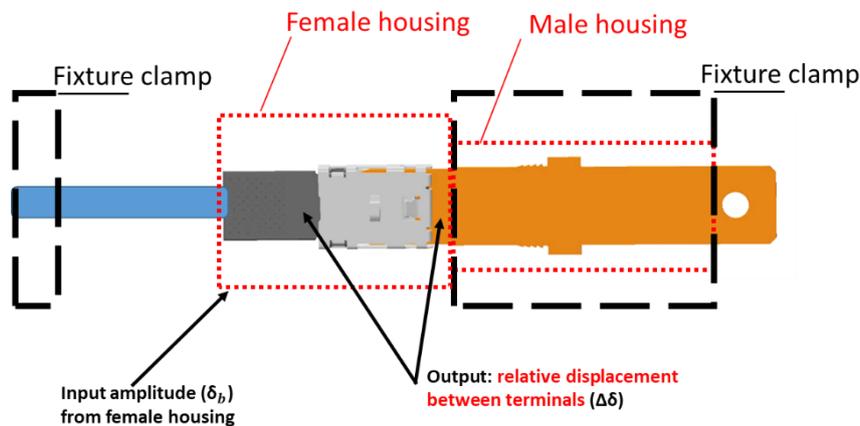


Figure 2.24: vue détaillée des mesures de déplacements pour le calcul de la fonction de transfert de déplacement relatif.

### 2.7.2 Intérêt de la fonction de transfert des déplacements relatifs

Les FT des déplacements relatifs ne seront identifiées que pour deux directions d'excitation vibratoire : axiale et latérale. La fonction de transfert du mouvement relatif selon la direction verticale (// à la force de contact) ne sera pas exploitée dans cette étude. La FT de mouvement relatif au point de contact nous permettra dans la suite de :

1. Pouvoir développer une méthode prédictive de performance d'un connecteur électrique, sollicité par un profil vibratoire du type constructeur automobile.
2. Calculer les déplacements relatifs au point de contact à partir de différents profils (sinusoïdaux) des vibrations automobiles
3. Comprendre la réponse dynamique du système connecteur lorsque la fréquence de vibration varie, ainsi que les conditions les plus dangereuses menaçant le bon fonctionnement du connecteur électrique.
4. Distinguer l'influence des conditions environnementales sur le comportement du contact mâle/femelle

## 2.8 Mesure de la résistance de contact

### 2.8.1 Microvoltmètre Keithley série 2000

Le microvoltmètre utilisé est un Keithley série 2000 de haute performance (voir Figure 2.25). Il a une résolution de  $0.1 \mu\text{V}$  et permet de mesurer la résistance de  $100 \mu\Omega$  à  $100 \text{M}\Omega$ . Il est utilisé pour mesurer la résistance de contact ( $R_C$ ) en mode quatre fils [52].



Figure 2.25: Microvoltmètre Keithley série 2000 utilisé pour mesurer la résistance de contact.

Deux types de test électrique seront réalisés afin de caractériser les performances électriques du connecteur. Dans un premier temps, il s'agira de réaliser le test d'endurance électrique uniquement sur les composants mâle et femelle (contact languette/clip), sans les boîtiers en plastique. Dans un second temps, le test de fretting à longue durée sera réalisé sur le connecteur complet, afin d'étudier la réponse électrique.

### 2.8.2 Test d'endurance électrique

#### 2.8.2.1 Critère de dégradation électrique

Dans le but de pouvoir prédire les performances des contacts électriques, il est important de définir la variable qui peut caractériser la durée de vie de ces contacts électriques. Pour définir l'endurance électrique d'un connecteur, il est tout d'abord primordial de définir un critère de dégradation électrique des contacts. Le critère pertinent est de considérer l'évolution de la résistance électrique de contact ( $REC$ ) (Figure 2.26). De ce fait, un seuil limite de résistance correspondant à la dégradation du contact électrique a été défini à  $\Delta R_c = 1 \text{ m}\Omega$  [13]. Par conséquent, une variable d'endurance quantitative  $N_c$  (Nombre de cycles de fretting) a été introduite. Cette approche permet aussi de déterminer le nombre de cycle à la rupture (ou critique) du contact électrique  $N_c^*$  (i.e. à la rupture  $N_c = N_c^*$ ) en fonction des amplitudes de fretting imposées. La définition graphique ainsi que l'explication détaillée de cette variable sont données ci-dessous.

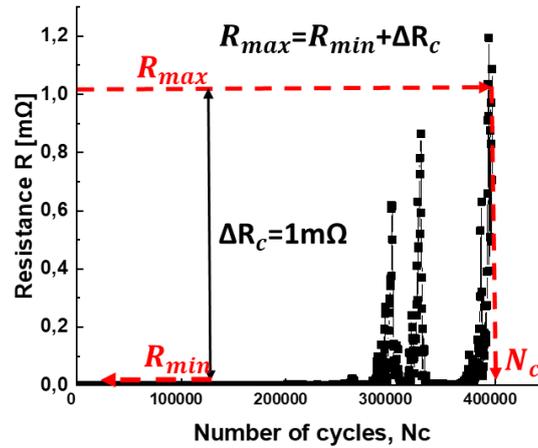


Figure 2.26: Définition du  $N_c$ , variable quantitative décrivant la durée de vie du contact électrique (Exemple d'un résultat, à titre indicatif).

Sur la Figure 2.26, nous observons le comportement typique de la résistance électrique lors d'un essai de fretting. Au démarrage du test, la résistance de contact se trouve à son niveau minimal ( $R_{min}$ ), i.e faible et stable. Au fur et à mesure que le test se poursuit, la résistance électrique commence à augmenter lentement. Afin de définir le critère de dégradation de la résistance électrique, il faut trouver la valeur minimale de ce facteur. La valeur seuil de  $\Delta R_c = 1 \text{ m}\Omega$  est ajoutée à la valeur minimale de résistance électrique précédemment définie ( $R_{min}$ ). De cette manière, la valeur maximale autorisée de la résistance électrique est définie ( $R_{max}$ ). Ainsi, le nombre de cycles de fretting correspondant à cette valeur maximale est trouvé ( $N_c^*$ ). La variable  $N_c^*$  est considérée comme étant le nombre de cycle à partir de laquelle on observe une dégradation électrique du connecteur, voir Figure 2.27.

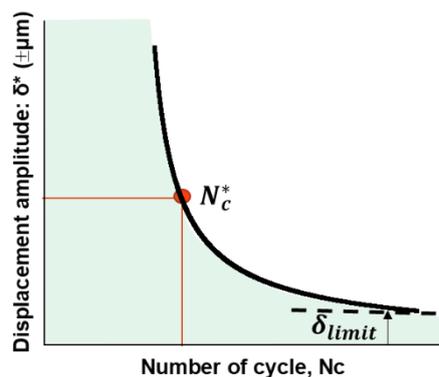


Figure 2.27: Courbe d'endurance électrique (exemple d'un résultat, seulement pour explication).

### 2.8.2.2 Formalisme de l'approche de prédiction de la durée vie

Une fois que la variable d'endurance  $N_c$  du contact électrique est définie, la courbe d'endurance électrique (qui est une approche de la courbe de *Wöhler*), sera déterminée comme étant l'amplitude de déplacement imposée ( $\delta^*$ ) en fonction de la durée de vie  $N_c$  (nombre de cycles de fretting), comme l'illustre la Figure 2.27. Nous pouvons observer que la durée de vie du contact électrique est directement tributaire de la condition imposée. La prédiction de performance du connecteur est établie en tenant compte de deux paramètres: l'amplitude critique  $\delta_{cr}$  et le nombre de cycle à la rupture électrique  $N_c^*$ . En dessous d'une amplitude critique ( $\delta_{limit}$ ) dite « durée de vie infinie », associée à la transition marquant la frontière entre glissement partiel et glissement total, la durée de vie du contact est infinie. Au-dessus de ( $\delta_{limit}$ ) et pour le nombre de cycle supérieur à  $N_c^*$  ( $\delta^*$ ), la condition de glissement total est activée ce qui favorise l'usure généralisée de l'interface, et donc une durée de vie limitée du contact électrique. Ainsi, entre les deux régimes d'endurance électrique, il existe un régime intermédiaire. D'où l'important intérêt d'établir la valeur de  $\delta_{limit}$ .

- $\delta^* < \delta_{limit}$ ,  $N_c(\delta^*) \rightarrow \infty$  : durée de vie infinie, la résistance électrique reste faible
- $\delta^* > \delta_{limit}$  et  $N_c(\delta^*) < N_c^*(\delta^*)$ : pas de risque de dégradation électrique, car le critère seuil de dégradation ne sera pas atteint (régime intermédiaire d'endurance électrique)
- $\delta^* > \delta_{limit}$  et  $N_c(\delta^*) \geq N_c^*(\delta^*)$  : durée de vie finie, le critère seuil de dégradation sera atteint

### 2.8.2.3 Banc de test pour essai d'endurance électrique :

Dans le cas de la connectique moteur, le mouvement relatif de l'interface de contact induit par les vibrations du moteur est l'une des causes les plus importantes de la dégradation par fretting. Afin de déterminer l'endurance électrique du connecteur et l'amplitude seuil, le test a été réalisé sur les contacts mâle/femelle uniquement sans les boîtiers. La raison en est qu'il est plus facile de contrôler le mouvement relatif au point de contact, en ne sollicitant que les terminaux au lieu de tout le système de connecteurs. Ainsi, le contact mâle (Languette) d'un connecteur automobile est soumis à un nombre élevé de vibrations alors que le contact femelle (clip) est solidement attaché à un support fixe, comme le montre la Figure 2.28.

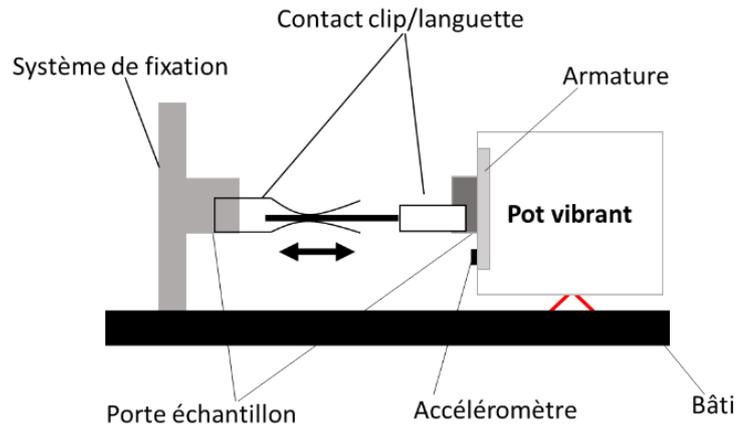


Figure 2.28: schéma de principe de l'essai d'endurance électrique

La résistance de contact électrique pendant le test a été mesurée à l'aide d'une méthode à 4 fils. Les contacts électriques sont soumis à des vibrations dans le sens axial (dans le sens d'insertion et d'extraction). La fréquence est fixée à 100 Hz. Le test est réalisé avec plusieurs amplitudes ( $\delta^*$ ) de déplacement : de 20  $\mu\text{m}$  à 700  $\mu\text{m}$  crête à crête. Le montage utilisé pour mesurer la résistance est illustré à la Figure 2.29.

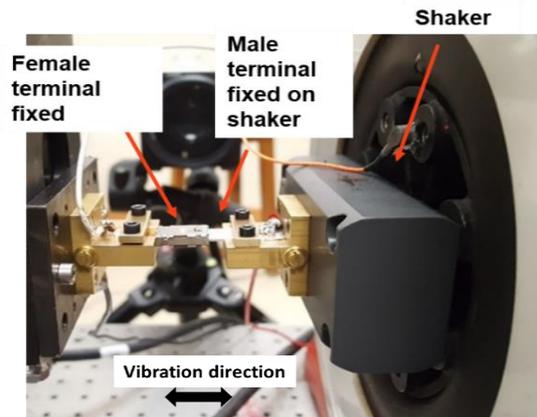


Figure 2.29: dispositif de test d'endurance électrique

#### 2.8.2.4 Essai de fretting longue durée sur connecteur

L'objectif de ce test est d'analyser la réponse électrique de tout le système connecteur, soumis à de test de fretting de longue durée.  $R_C$  est directement estimé en mesurant la chute de tension du connecteur et du courant continu, puis en appliquant la loi d'Ohm:  $R_C = V_C / I_C$ . Les emplacements de mesure de la chute de tension du connecteur,  $V_C$ , sont illustrés à la Figure 2.30. Un fil de mesure de la tension est soudé à l'extrémité de la partie métallique de la languette qui est insérée dans son boîtier. L'ensemble connecteur mâle est monté fermement fixé sur le porte échantillon. L'autre fil de mesure de la tension est fermement soudé entre l'extrémité droite de la partie femelle et du câble (Figure 2.31). C'est le meilleur moyen d'assurer la précision de la mesure et la répétabilité, d'une part. D'autre part, il y a la présence des résistances d'accès mais qui ne varient pas avec le fretting corrosion.

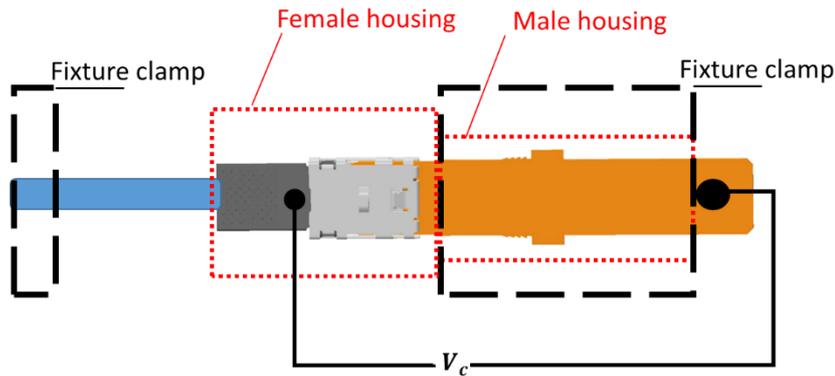


Figure 2.30 : Localisations de la mesure de la tension du contact

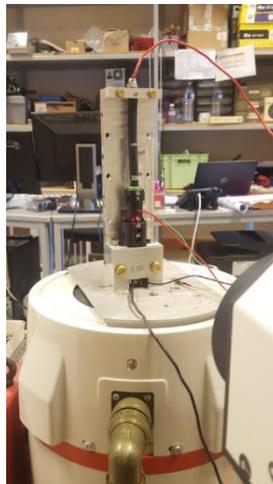


Figure 2.31 : Dispositif de test de fretting sur connecteur électrique

## 2.9 Caractérisations des endommagements

Au cours des essais de fretting-usure, l'endommagement du contact électrique est essentiellement une dégradation de l'interface. Ainsi pour caractériser cette dégradation, plusieurs techniques peuvent être utilisées : des méthodes visuelles, chimiques ou encore quantitatives (en terme de concentrations en éléments chimiques).

### 2.9.1 Microscope Électronique à Balayage (MEB)

Ces analyses de surfaces ont été réalisées chez le partenaire industriel APTIV, équipé d'un appareil MEB de marque Zeiss (Figure 2.31). Les contacts ayant subi des tests à différentes phases de fretting sont analysés par MEB (microscope électronique à balayage). Les faciès d'usure ainsi que les traces de fretting ont été observés à l'aide d'un MEB, d'une part. D'autre part, Le MEB Zeiss est aussi équipé d'une sonde EDX, ce qui permet de réaliser des analyses chimiques.

Ce dispositif permet d'obtenir plusieurs types d'analyses : des cartographies chimiques, des profils de concentrations ou encore des quantifications. L'analyse des faciès d'usure par EDX permet avant tout d'identifier les éléments présents dans l'interface avec une profondeur d'analyse d'environ  $1\mu\text{m}$ .



Figure 2.31: Dispositif d'analyse de surface MEB, (APTIV)

### 2.9.2 Microscope optique

Cet outil de caractérisation permet de réaliser une première observation des faciès à l'échelle macroscopique. L'appareil utilisé est un microscope optique de la marque HIROX équipé avec des objectifs qui couvrent un champ de grossissement allant de  $\times 35$  à  $\times 7000$ . L'observation de l'échantillon peut se faire au microscope, sur l'ordinateur ou les deux.



# **Chapitre 3**

## **Résultats expérimentaux**

### 3.1 Introduction

La première sous-partie porte sur la réponse dynamique du connecteur, les mesures des mouvements des composants du connecteur ainsi que les déplacements relatifs entre les contacts clip/languette, après plusieurs séries d'essai. Les influences de l'accélération d'excitation et de l'amplitude imposée sur les mouvements relatifs entre les contacts clip/languette ont également été analysées.

Une deuxième sous-partie est dédiée au calcul de la fonction de transfert (FT) des mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle. L'étude de l'influence des paramètres opératoires (tels que le niveau d'accélération et la fréquence) sur la fonction de transfert des mouvements relatifs a été traitée.

La dernière sous-partie est consacrée à la caractérisation de performance électrique du connecteur. Dans un premier temps, une série d'essais d'endurance électrique a été réalisée uniquement sur les terminaux. Dans un deuxième temps, le test de fretting de longue durée est réalisé sur le système connecteur (tous les composants et le câble) pour déterminer l'évolution de la REC. Enfin, les résultats sur l'analyse des faciès endommagés ont été proposés.

### 3.2 Définition des axes du repère orthonormé pour les mesures des mouvements

Les vibrations ont été appliquées dans les 3 directions retenues : *Axiale, Latérale et verticale* (voir §2.3.2, Figure 2.11 à 2.13). Une direction d'excitation contient trois axes, du repère orthonormé ( $X, Y, Z$ ), pour les mesures des déplacements du connecteur (illustrés sur la Figure 3.1.)



Figure 3.1: Définition des axes pour les mesures des mouvements

- ✓ La direction des vibrations axiales est parallèle à la direction d'insertion/désinsertion du connecteur ( $//$  à l'axe  $Y$ )
- ✓ La direction des vibrations latérales est orthogonale à la direction d'insertion/désinsertion du connecteur ( $//$  à l'axe  $X$ )
- ✓ La direction des vibrations verticales est parallèle à la force du contact du connecteur ( $//$  à l'axe  $Z$ )

### 3.3 Étude du comportement vibratoire d'un connecteur soumis à une excitation sinusoïdale

Dans cette partie expérimentale, les amplitudes des mouvements du connecteur seront analysées suivant les trois directions de sollicitation (Axiale, Latérale et Verticale) et les mesures ont été faites selon les 3 axes du repère orthonormé (X, Y, Z) dépendant de l'axe de l'insertion/désinsertion du contact électrique (// à Y).

Par conséquent, le but spécifique de cette partie peut être résumé comme suit :

1. De définir le comportement vibratoire du porte-échantillon, de la languette, du clip, du boîtier femelle et du câble lorsqu'ils sont soumis à des sollicitations vibratoires du type sinusoïdal.
2. De calculer les mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle
3. D'investiguer l'influence des paramètres d'excitation sur les mouvements relatifs

#### 3.3.1 Conditions de tests

Des vibrations seront appliquées aux connecteurs avec différentes directions des sollicitations, amplitudes et fréquences de sollicitation. Les conditions détaillées pour chaque test sont répertoriées dans le Tableau 3.1. Deux échantillons du connecteur seront utilisés pour chaque condition de test. Deux itérations répétées pour chaque échantillon sont nécessaires pour étudier la répétabilité des mesures.

Condition de test	Num. d'éch.	Fréquence (Hz)	Accélération (G)	Amplitude ( $\mu\text{m}$ ) pk-pk	Direction des vibrations
C1	2A	200	15	185	Axiale (A) Latérale (L) Verticale (V)
	2B				
C2	3A	300	15	83	Axiale (A) Latérale (L) Verticale (V)
	3B				
C3	1A	100	10	497	Axiale (A) Latérale (L) Verticale (V)
	1B				

Tableau 3.1 : Conditions de test pour les mesures des mouvements relatifs.

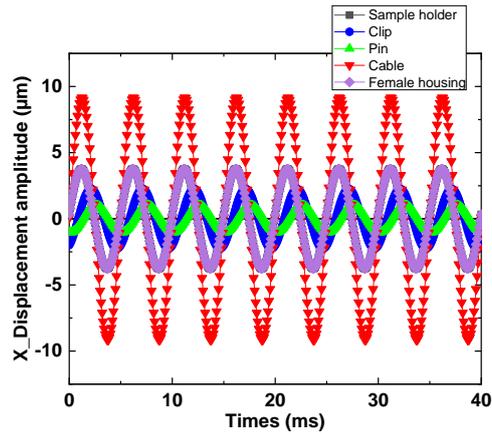
### 3.3.1.1 Matrice de mouvements relatifs mesurés

Comme expliqué dans le chapitre 2, les mesures sont réalisées à l'aide du vibromètre 3D laser sans contact. Cet équipement permet de mesurer simultanément, en un seul point ciblé, les trois composantes du mouvement sur une structure vibrante, i.e., pour une direction de la vibration donnée, trois mesures de déplacement ont été effectuées. Le Tableau 3.2 présente un exemple de la matrice de résultat des mouvements relatifs ( $\Delta\delta_{ij}$ ), entre les terminaux, en fonction des directions des vibrations et les axes des mesures.

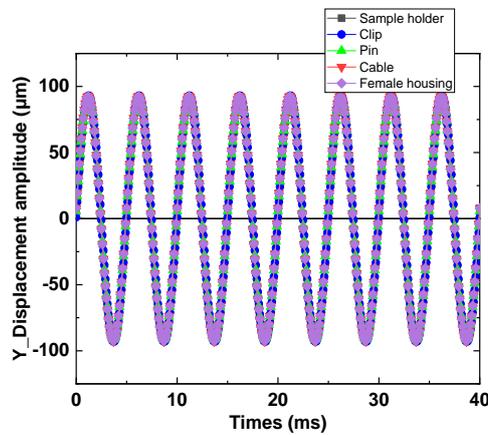
Résultats des tests		Direction d'excitation		
		Latérale (L) // X	Axiale (A) // Y	Verticale (V) // Z
Déplacements relatifs entre les clip/languelette ( $\Delta\delta_{ij}$ ) ( $\mu\text{m}$ )	X	$\Delta\delta_{LX}$	$\Delta\delta_{AX}$	$\Delta\delta_{VX}$
	Y	$\Delta\delta_{LY}$	$\Delta\delta_{AY}$	$\Delta\delta_{VY}$
	Z	$\Delta\delta_{LZ}$	$\Delta\delta_{AZ}$	$\Delta\delta_{VZ}$

Tableau 3.2 : Matrice de mouvements relatifs.

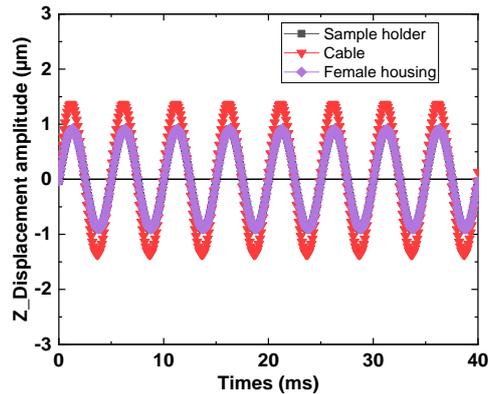
Les Figures 3.2 à 3.3 montrent les réponses en déplacement mesuré sur les composants du connecteur. En analysant ces courbes, nous observons que, en plus de mouvement imposé dans une direction des vibrations (axiale dans le cas des Figures 3.2 à 3.3, ci-dessous), les composants du connecteur présentent des mouvements sinusoïdaux dans les directions orthogonales à la direction d'excitation. Cela est dû à plusieurs facteurs, notamment les liaisons entre les composants, ou encore les jeux entre différents composants, ce qui entraînent de multiple degré de libertés dans le système connecteur. L'ensemble du connecteur subit à la fois des mouvements de translation et de flexion (basculement) combinés. Ainsi, le long des axes parallèles à la direction des vibrations, le connecteur bouge quasiment à la même amplitude que celle imposée à partir du pot vibrant. Les mouvements issus à l'extrémité du câble sont induits sur les boîtiers en plastique, et par la suite transférés sur les autres composants du connecteur, tel que le contact femelle.



(a) déplacement mesuré selon l'axe X

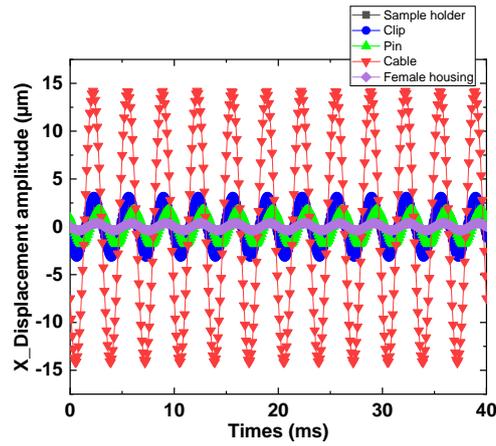


(b) déplacement mesuré selon l'axe Y (direction d'excitation)

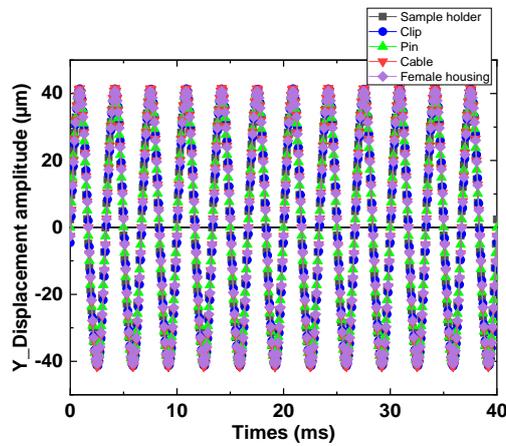


(c) déplacement mesuré selon l'axe Z

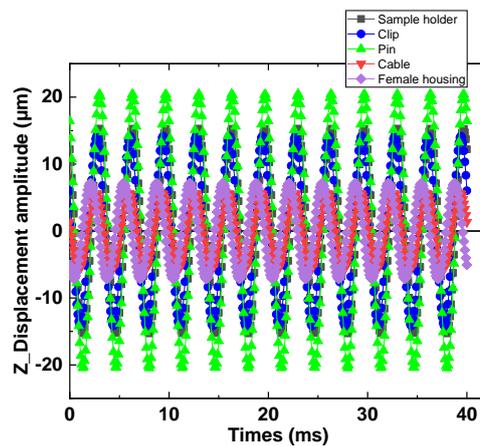
Figure 3.2 : Mouvements des composants du connecteur pour une vibration dans la direction axiale, (a) déplacement mesuré selon l'axe X, (b) déplacement mesuré selon l'axe Y, (c) déplacement mesuré selon l'axe Z, (fréquence 200 Hz, *amplitude*  $\pm 185 \mu m$ ).



(a) déplacement mesuré selon l'axe X



(a) déplacement mesuré selon l'axe Y (direction d'excitation)

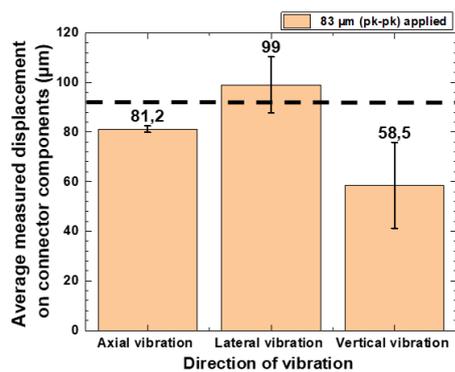


(c) déplacement mesuré selon l'axe Z

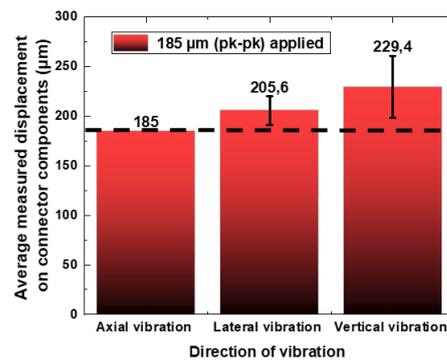
Figure 3.3 : Mouvements des composants du connecteur pour une vibration dans la direction axiale, (a) déplacement selon l'axe X, (b) déplacement selon l'axe Y, (c) déplacement selon l'axe Z, (fréquence 300 Hz, *amplitude*  $\pm 83\mu\text{m}$ ).

Les résultats sur la Figure 3.4 montrent une comparaison entre les amplitudes des déplacements imposés et les valeurs moyennes des amplitudes des mouvements des composants du connecteur (les terminaux, les boîtiers et câble) mesurées à l'aide du vibromètre, après le test des vibrations. Les barres d'erreur indiquent les écarts types. Les connecteurs étaient sollicités dans les 3 directions de vibration en respectant l'ordre de passage : d'abord la direction Axiale, latérale et enfin verticale. Les conditions de test sont listées dans le Tableau 3.1.

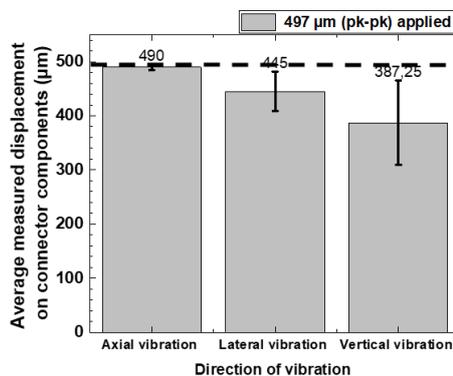
Précisons que, les Figures 3.4 (a), (b) et (c) montrent uniquement les valeurs moyennes des amplitudes de déplacements mesurées sur les composants du connecteur, le long des axes parallèles aux directions des vibrations. Le niveau d'amplitude imposée est représenté par la ligne pointillée noire. D'après ces graphiques, il est important de dire que tous les composants ciblés bougent lors des sollicitations vibratoires. Mais la dispersion des mouvements mesurés diffère d'un composant à un autre. Par conséquent, pour certaines directions des mesures telles que la direction verticale (Figures 3.4 (a) et (c)), les valeurs moyennes des amplitudes mesurées sont légèrement inférieures à celles imposées. Pour le reste des résultats, les amplitudes mesurées sont proches des amplitudes imposées. Les variations des amplitudes observées dans les directions latérales et verticales sont dues, à priori, au comportement du câble sous vibration.



(a)



(b)



(c)

Figure 3.4: Influence de la direction des vibrations sur les mouvements du connecteur, (a) amplitude de vibration  $\pm 185\mu m$ , (b) amplitude de vibration  $\pm 83\mu m$ , (c) amplitude de vibration  $\pm 497\mu m$ . Les lignes pointillées en noir représentent les amplitudes imposées.

### 3.3.1.2 Calcul des mouvements relatifs entre les contacts clip/languette

Le déplacement relatif entre la partie femelle et la partie mâle est estimé en utilisant l'équation (2-6).

Le Tableau 3.3 montre les matrices des résultats des mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle. Les conditions de test sont celles illustrées dans le Tableau 3.1. Il est surprenant de constater que, les déplacements relatifs ( $\Delta\delta_{AX}$ ,  $\Delta\delta_{AY}$ ,  $\Delta\delta_{AZ}$ ) calculés dans la direction axiale (parallèle à la direction d'insertion/désinsertion du connecteur) sont inférieurs aux mouvements relatifs calculés dans les directions des vibrations latérale et verticale. L'explication est que, dans la direction axiale, les contacts mâle et femelle ont tendance à suivre le mouvement imposé, i.e., les deux composants se déplacent à la même amplitude et quasiment à la même phase. Ce qui entraîne des mouvements relatifs très faibles entre les contacts mâle/femelle, tel qu'observé sur les tableaux ci-dessous.

<i>Résultats des tests (échantillon 2A)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
Déplacements relatifs entre les clip/languette ( $\Delta\delta_{ij}$ ) ( $\mu\text{m}$ )	X	27	2	pas de mouvement harmonique
	Y	5	3	17
	Z	3	5	52

<i>Résultats des tests (échantillon 2B)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
Déplacements relatifs entre les clip/languette ( $\Delta\delta_{ij}$ ) ( $\mu\text{m}$ )	X	22	3	pas de mouvement harmonique
	Y	3	4	16
	Z	1	5	69

Tableau 3.3: Résultats des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C1 (200 Hz, amplitude de vibration  $\pm 185 \mu\text{m}$ ).

Le Tableau 3.4 (ci-dessous) compile les résultats expérimentaux obtenus pour les conditions de test C2 (300 Hz, 15 G et une amplitude de 83  $\mu\text{m}$  crête à crête). Les déplacements relatifs entre les contacts mâle/ femelle ont été calculés exactement comme précédemment. Les mouvements relatifs calculés dans ces conditions de test (C2) selon la direction axiale restent inférieurs aux résultats obtenus dans les directions latérale/verticale.

<i>Résultats des tests (échantillon 3A)</i>		<b>Direction d'excitation</b>		
		<b>Latérale (//X)</b>	<b>Axiale (//Y)</b>	<b>Verticale (//Z)</b>
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languelette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>x</b>	21	5	12
	<b>y</b>	6	2	9
	<b>z</b>	31	4	11

<i>Résultats des tests (échantillon 3B)</i>		<b>Direction d'excitation</b>		
		<b>Latérale (//X)</b>	<b>Axiale (//Y)</b>	<b>Verticale (//Z)</b>
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languelette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>x</b>	23	7	10
	<b>y</b>	4	1	10
	<b>z</b>	28	3	7

Tableau 3.4: Résultats des mouvements entre les contacts clip/languelette, conditions de test des vibrations C2 (300 Hz, amplitude de vibration  $\pm 83 \mu\text{m}$ ).

Le Tableau 3.5 présente les résultats expérimentaux obtenus pour les conditions de test C3 (100 Hz, 15 G et une amplitude de 497  $\mu\text{m}$  crête à crête). Les mouvements relatifs entre les contacts clip/languette, calculés dans la direction axiale, sont inférieurs aux résultats obtenus dans les directions des vibrations latérale/verticale.

<i>Résultats des tests (échantillon 1A)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>x</b>	70	14	6
	<b>y</b>	35	18	pas de mouvement harmonique
	<b>z</b>	pas de mouvement harmonique	1	43

<i>Résultats des tests (échantillon 1B)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>x</b>	74	18	5
	<b>y</b>	31	12	pas de mouvement harmonique
	<b>z</b>	pas de mouvement harmonique	1	40

Tableau 3.5: Résultats des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C3 (100 Hz, amplitude de vibration  $\pm 497 \mu\text{m}$ ).

En effet l'échantillon du connecteur est constitué de plusieurs composants dont les réponses mécaniques sous vibration dépendent de leurs propriétés mécaniques, de la configuration des fixations sur le pot vibrant et surtout de leur géométrie. Dans un premier temps, des mouvements relatifs très importants observés dans la direction latérale peuvent être attribués à la flexibilité du câble, le long de la direction des vibrations latérales. Le mouvement de flexion du câble entraîne des mouvements très importants sur le terminal femelle. Dans un second temps, les mouvements relatifs très importants observés dans les direction verticales (// à la force de contact) peuvent être expliqués du fait que la languette présente des amplitudes de déplacements très inférieures à celles du clip. Cela est dû à la configuration de fixation du boîtier mâle qui est fixé sur le porte échantillon et transmet moins de déplacement à la languette dans la direction verticale.

En revanche, des faibles mouvements du type non harmonique ont été observés dans la direction latérale pour  $\Delta\delta_{LZ}$  et la direction verticale pour  $\Delta\delta_{VZ}$ . Les mouvements mesurés sur les terminaux n'étaient pas sinusoïdaux. C'était parfois un signal non harmonique dû à un choc entre les composants, d'une part. D'autre part, certains signaux non harmoniques mesurés étaient de simple bruits. Nous avons donc choisi de négliger cela.

### 3.3.2 Influence de l'amplitude de déplacement imposée

Dans ce test, la fréquence des vibrations est fixée à 200 Hz. Nous avons réalisé ce test à différentes amplitudes de déplacement (62  $\mu\text{m}$  ; 124  $\mu\text{m}$  ; 185  $\mu\text{m}$  ; 248  $\mu\text{m}$ ). L'objectif était de suivre l'impact de déplacement imposé sur le mouvement relatif total ( $\Delta\delta_t$ ) entre les contacts clip/languette. Les conditions de test sont présentées dans le Tableau 3.6. Seules les directions axiale et latérale ont été étudiées dans cette partie, la direction verticale n'a pas été exploitée (Car la direction de vibration verticale est parallèle à la force normale de contact et donc elle ne fera pas partie des directions de vibrations pour la prédiction de performance du connecteur dans cette étude). L'échantillon du connecteur était d'abord sollicité dans la direction axiale, et par la suite dans la direction latérale, en respectant les normes standard des constructeurs automobiles.

Nbre d'éch.	Fréquence (Hz)	Amplitude ( $\mu\text{m}$ ) pk-pk	Direction des vibrations
3	200	62; 124; 185; 248	Axiale (A) Latérale (L)

Tableau 3.6: Condition de test pour étudier l'influence de l'amplitude de vibration.

Les résultats des valeurs moyennes du mouvement relatif total ( $\Delta\delta_t$ ) mesurés, sont représentés sur les Figures 3.5 et 3.6. Nous observons que le  $\Delta\delta_t$  a tendance à suivre l'augmentation de l'amplitude de vibration. Ces résultats (Figure 3.5 et 3.6) sont en accord avec les différents résultats démontrés dans la littérature.

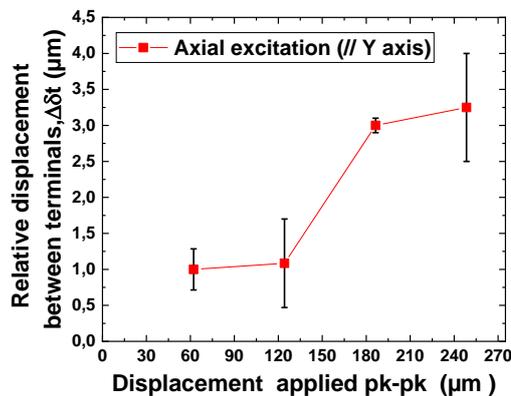


Figure 3.5: Évolution du mouvement relatif total ( $\Delta\delta_t$ ) en fonction de l'amplitude de vibration imposée (vibration dans la direction axiale).

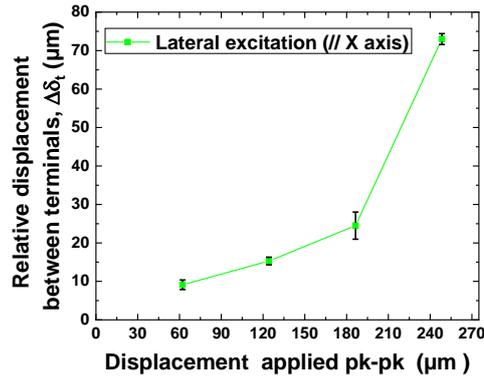


Figure 3.6: Évolution du mouvement relatif total ( $\Delta\delta_t$ ) en fonction de l'amplitude de vibration imposée (vibration dans la direction latérale).

Du point de vue physique, une augmentation de l'amplitude des vibrations favorise une augmentation des efforts tangentiels de frottement à l'interface de contact, ce qui se traduit par de glissement très important à la zone de contact. Par conséquent, le mouvement relatif à l'interface de contact ne peut qu'augmenter. Enfin, l'amplitude imposée n'est pas forcément égale au mouvement relatif au point de contact, d'une part. De plus, nous avons observé que le  $\Delta\delta_t$  augmente de manière croissante avec l'augmentation de l'amplitude imposée.

### 3.3.3 Fonction de transfert des mouvements relatifs

Cette partie a pour objectif de déterminer, expérimentalement, une « Fonction de Transfert (FT) » entre le déplacement, à l'entrée, mesuré sur le boîtier femelle ( $\delta_b^*$ ) et le déplacement relatif total ( $\Delta\delta_t$ ) mesuré entre les contacts mâle/femelle (Figure 3.7). La FT de mouvement relatif total est déduit en utilisant l'équation (2.8). Les conditions expérimentales, listées sur le Tableau 3.7, sont proches de celles rencontrées sur les profils vibratoires des constructeurs automobiles.

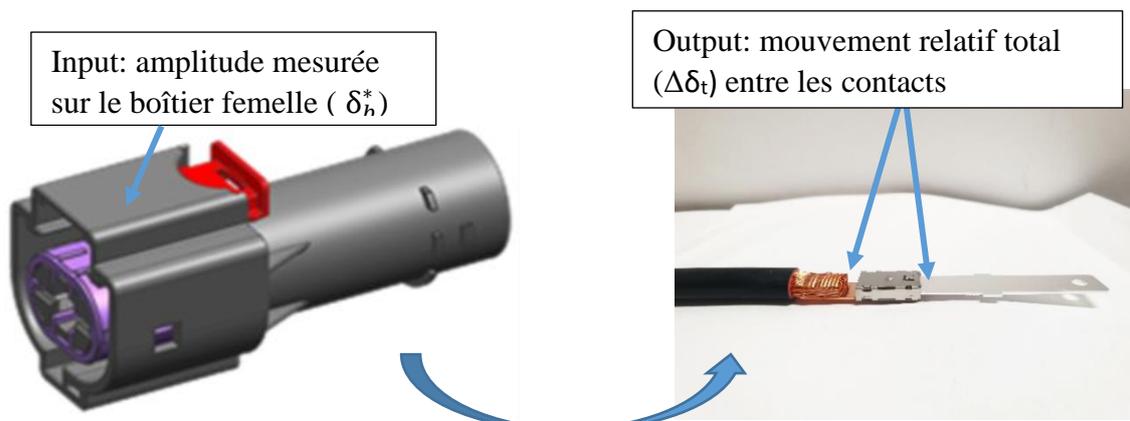


Figure 3.7 : Zones des mesures du mouvement à l'entrée et à la sortie

En réalité, une vraie fonction de transfert est définie comme étant le rapport entre le mouvement à la sortie et le mouvement à l'entrée. Cette fonction de transfert est souvent utilisée pour caractériser les domaines des résonances d'une structure soumise à des vibrations. Dans cette étude, nous avons choisi de nommer la fonction de transfert des mouvements relatifs comme étant le rapport entre les déplacements relatifs et le déplacement imposé. Les fonctions de transfert des mouvements relatifs qui seront déterminées dans cette étude permettront tout simplement de déduire les mouvements relatifs à partir d'un profil des vibrations donnés.

Nbre d'essai	Fréquence (Hz)	Accélération (G)	Amplitude ( $\mu\text{m}$ ) pk-pk	Direction de vibration
2	10	0.2	886	Axiale (A) Latérale (L)
2	30	1	532	Axiale (A) Latérale (L)
2	100	15	745	Axiale (A) Latérale (L)
2	200	15	185	Axiale (A) Latérale (L)
2	300	15	73	Axiale (A) Latérale (L)
2	400	15	43	Axiale (A) Latérale (L)
2	500	15	32	Axiale (A) Latérale (L)
2	700	15	17	Axiale (A) Latérale (L)
2	900	15	11	Axiale (A) Latérale (L)
2	1000	15	5	Axiale (A) Latérale (L)
2	1550	15	3	Axiale (A) Latérale (L)

Tableau 3.7: Les conditions expérimentales imposées sur le connecteur pour le calcul de la FT.

La Figure 3.8 présente l'évolution de la fonction de transfert des mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle, en fonction de la fréquence de vibration. Pour une vibration dans la direction axiale, i.e. parallèle à la direction d'insertion/désinsertion du connecteur, nous avons observé ceci :

- Pour le niveau des fréquences comprises entre 10 Hz – 1550 Hz, les amplitudes des FT des mouvements relatifs ne sont pas nulles. L'explication est que, les échantillons connecteurs caractérisés présentent des mouvements relatifs dans ces domaines des fréquences (10 Hz – 1550 Hz) et pour les conditions des tests utilisées.
- Lorsqu'on dépasse le 1000 Hz, l'amplitude de FT des mouvements relatifs est supérieure à 1. Ce dernier est dû au fait que les déplacements relatifs déterminés à ces fréquences (>1000 Hz) sont supérieurs aux déplacements imposés à l'entrée. Par conséquent, cela entraîne un rapport d'amplitude important. En général, une FT de mouvement relatif supérieure à zéro suffit pour avoir un déplacement relatif au point de contact.

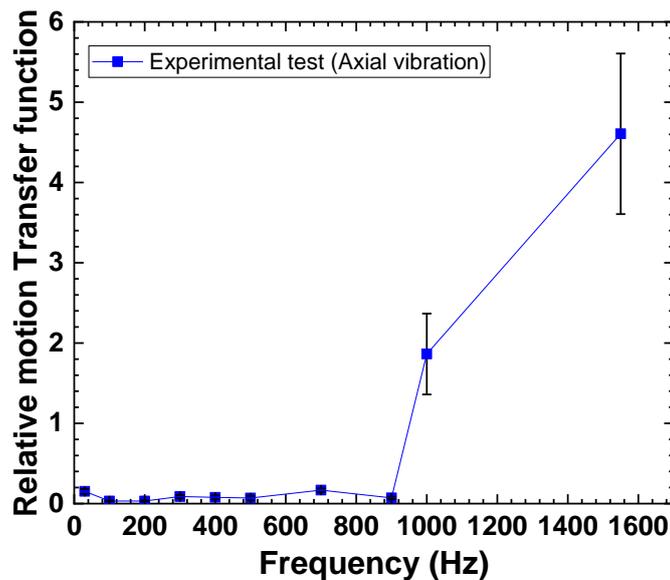


Figure 3.8: Fonction de transfert des mouvements relatifs pour une sollicitation dans la direction axiale.

La Figure 3.9 montre le résultat de la fonction de transfert des mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle pour une sollicitation dans la direction latérale. Les résultats peuvent être interprétés comme suit :

- Pour des fréquences comprises entre 10 Hz–1000 Hz, les amplitudes des FT des mouvements relatifs sont différentes de zéro. Ces résultats signifient qu'il y a une présence des mouvements relatifs entre les contacts mâles/femelles, sollicités dans la direction latérale. En revanche, au-delà de 1550 Hz nous observons le même phénomène que dans la direction axiale, i.e. l'amplitude de la FT supérieur à 0.

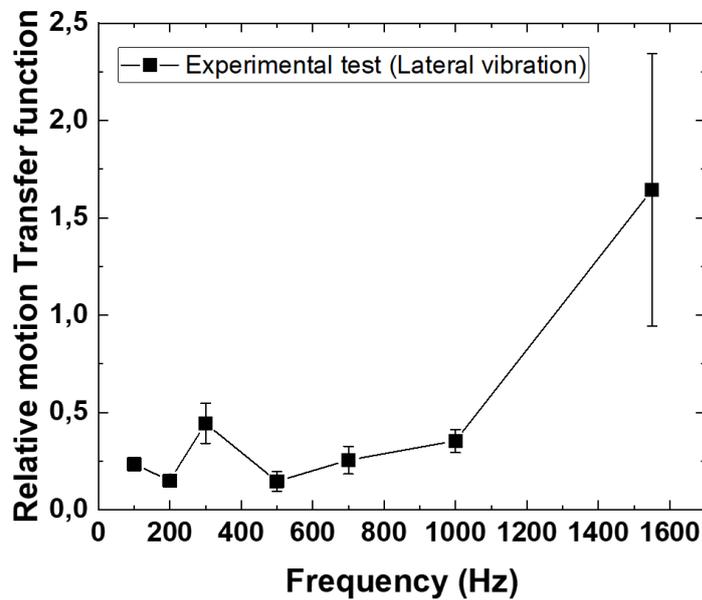


Figure 3.9: Fonction de transfert des mouvements relatifs pour une sollicitation dans la direction latérale.

### 3.3.4 Influence de l'accélération sur la FT des mouvements relatifs

Dans ce test, l'influence de l'accélération sur la fonction de transfert du mouvement relatif a été étudiée. Le Tableau 3.8 présente les conditions de test utilisées. Nous avons sollicité les connecteurs uniquement selon la direction latérale (parallèle à l'axe X).

Nbre d'essai	Fréquence (Hz)	Accélération (G)	Amplitude ( $\mu\text{m}$ ) pk-pk	Direction de vibration
2	100	15	745	Latérale (L)
2	100	20	992	
2	200	15	185	Latérale (L)
2	200	20	248	
2	300	15	73	Latérale (L)
2	300	20	110	
2	500	15	32	Latérale (L)
2	500	20	40	
2	700	15	17	Latérale (L)
2	700	20	10	
2	1000	15	5	Latérale (L)
2	1000	20	10	

Tableau 3.8 : Les conditions de test imposées pour étudier l'influence de l'accélération sur la FT des mouvements relatifs.

La Figure 3.10 compare deux résultats de fonction de transfert des mouvements relatifs à différentes amplitudes d'accélération (15 G et 20 G). Les conditions de test sont celles présentées dans le Tableau 3.8. Nous avons constaté que la FT des mouvements relatifs ne dépend pas du niveau d'accélération imposée. La variation de l'accélération n'a pas d'impact significatif sur l'amplitude de FT de mouvement relatif entre les contacts mâle/femelle. Les écart-types sur ces mesures des mouvements relatifs ont été calculés à partir de 2 mesures successives dans les mêmes conditions. Par contre, la FT des mouvements relatifs est dépendant de la fréquence d'excitation imposée au système connecteur, ce qui est en accord avec sa définition mathématique. J. Labbé dans sa thèse a démontré que la fonction de transfert n'était dépendant que d'un seul paramètre qui est la fréquence des vibrations.

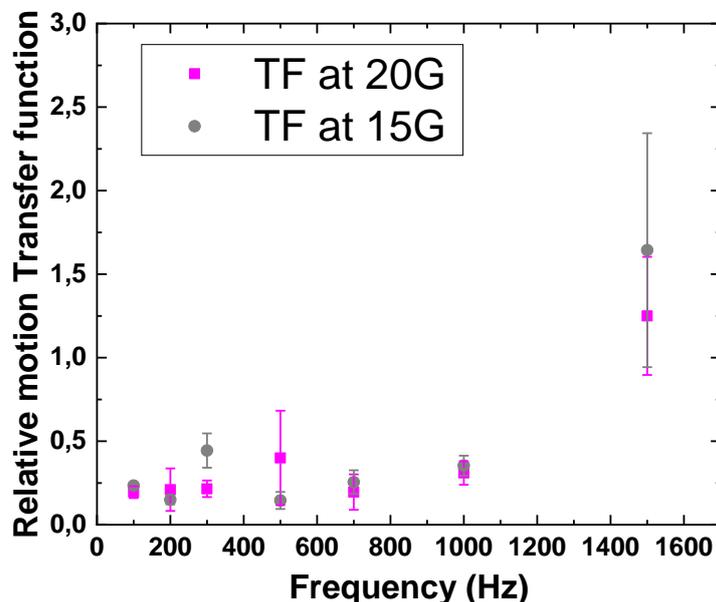


Figure 3.10: Comparaison de la FT des mouvements relatifs pour deux niveaux d'amplitude d'accélération imposée, 15G et 20G (vibration dans la direction axiale).

Rappelons que dans *le chapitre 5*, nous exploiterons les résultats de ces FT des mouvements relatifs. Car, en combinant la FT des mouvements relatifs (entre les contacts clip/languette) avec un profil des vibrations de constructeur automobile, cela permettra de déduire le niveau des déplacements relatifs entre les contacts mâle/femelle de notre connecteur induit par le profil de vibration. D'où, l'intérêt majeur de déterminer en amont cette FT des mouvements relatifs.

### 3.3.5 Mesures électriques

#### 3.3.5.1 Résultats de test d'endurance électrique

La première étape de la prédiction de performance du connecteur sera de déterminer les FT des mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle. Ainsi, la deuxième étape de l'approche de prédiction de performance en vibration d'un connecteur consiste à caractériser sa défaillance, en particulier, de déterminer l'amplitude seuil ( $\delta_{Limit}$ ) des dégradations électriques et le nombre de cycle critique ( $N_c^*$ ) en fretting pour un connecteur électrique. Dans cette expérience, les tests ont été effectués sur des terminaux clip/languette uniquement, sans les boîtiers en plastique. Le contact mâle est soumis à un nombre élevé des vibrations alors que le contact femelle est solidement attaché à un support fixe. Les conditions de test sont listées dans le Tableau 3.9 ci-dessous. La durée du test était de 48 heures, ce qui correspond à  $N_c=17\ 280\ 000$  cycles sans aucune augmentation de la résistance électrique de contact. Comme on peut l'observer sur la Figure 3.11, notre investigation montre que la condition d'essai A1 ne peut provoquer aucune dégradation électrique. La variation de la résistance électrique reste faible pendant toute la durée du test ( $\Delta R_c < 1\ m\Omega$ ). Seules de petites variations de résistance électrique ont été remarquées.

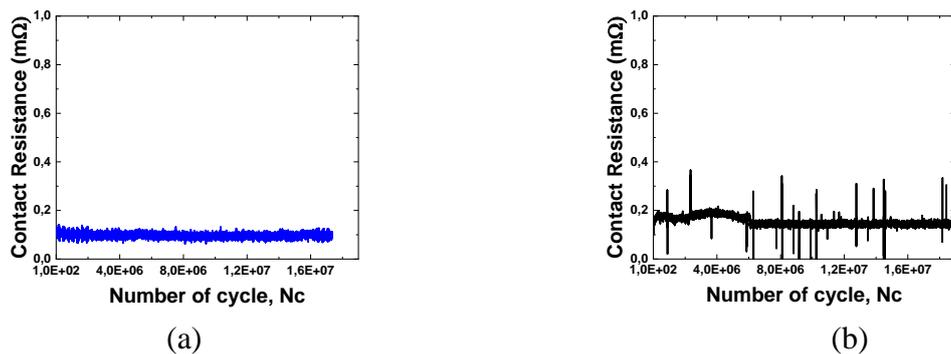


Figure 3.11 : Résultats des tests d'endurance des contacts mâle/femelle, (a) conditions de test A1:100 Hz et  $\pm 20\mu m$ , (b) conditions de test A2 : 100 Hz et  $\pm 80\mu m$ , système Ag/Ag.

En raison de l'absence de dégradation attendue de la résistance du connecteur, les conditions expérimentales ont été rendues plus sévères en utilisant la condition de test A2 (Tableau 3.9).

Condition de test	Fréquence (Hz)	Amplitude ( $\mu m$ ) pk-pk	Courant mA	Durée de test (Nbre de cycle)	Direction de vibration
A1	100 Hz	20, 30, 38, 40, 50, 70,80	100 mA	17 280 000	Axiale (A) (insertion/désinsertion des contacts)
A2	100 Hz	90, 120, 160, 220, 350, 500, 700	100 mA	17 280 000	Axiale (A) (insertion/désinsertion des contacts)

Tableau 3.9 : Condition de test d'endurance électrique.

Le comportement électrique a été évalué à partir des mesures de la résistance électrique du contact  $R_c$ . La durée de vie du contact électrique est définie comme étant le nombre de cycle nécessaire pour atteindre un seuil de  $\Delta R_c = 1 \text{ m}\Omega$ , à partir duquel l'on considère qu'il y a une rupture de la conduction électrique. Les tests d'endurance électrique ont été réalisés pour différentes amplitudes de déplacement et, l'endurance des contacts électriques ou encore le nombre de cycle de fretting a été rapportée pour chaque test dans le Tableau 3.10.

$\delta$ ( $\mu\text{m}$ ) pk-pk	Endurance électrique	
	test 1	test 2
20	17 280 000	17 280 000
30		
38		
40		
50		
70		
90	5 670 000	5 850 000
120	2 240 000	2 641 000
160	2 010 000	1 889 000
220	3 334 000	
250	1 390 000	
350	895300	
500	637300	
740	400 000	

Tableau 3.10 : Résultats de test d'endurance électrique pour les conditions A1 et A2.

La Figure 3.11 confirme que la condition sévère A2 peut induire des dommages électriques dans le système de connecteur. Par conséquent, plus l'amplitude de déplacement ( $\delta$ ) imposée est élevée, plus l'endurance électrique est courte.

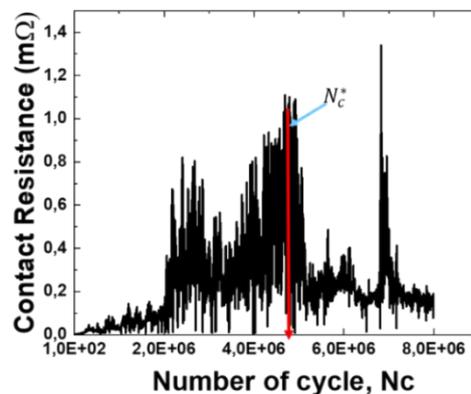


Figure 3.11: Évolution électrique du contact clip/languette, condition A2 à 100Hz,  $\pm 90 \mu\text{m}$  et  $N_c^* = 5\,850\,000$  cycles critique en fretting, exemple de résultat.

La Figure 3.14 étant une présentation graphique des données du Tableau 3.10. Nous pouvons observer que, la durée de vie du contact électrique (nombre de cycles  $N_C$ ) diminue avec l'augmentation de l'amplitude de déplacement. L'amplitude seuil ( $\delta_{Limit}$ ) de dégradation électrique est de  $90 \mu\text{m}$ .

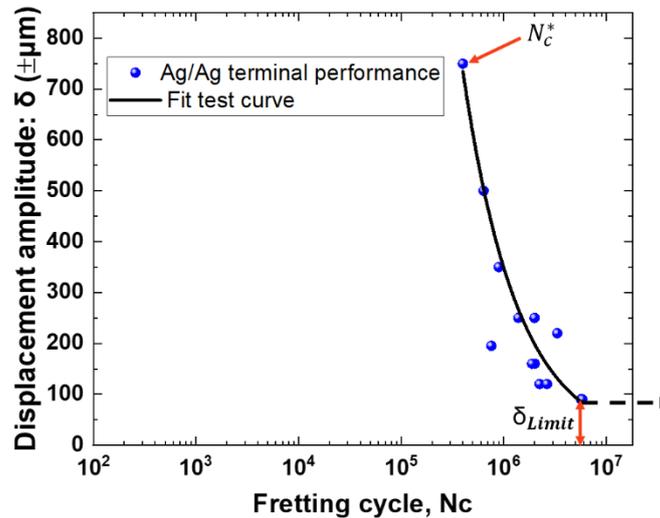


Figure 3.14: Courbe d'endurance électrique, nombre de cycle à la rupture électrique en fonction de l'amplitude déplacement imposée (Ag/Ag, 100 Hz,  $\pm 20\mu\text{m} < \delta^* < \pm 740\mu\text{m}$ ).

À partir du test d'endurance électrique, nous avons déterminé un seuil d'amplitude de déplacement ( $\delta_{Limit}$ ) autour de  $90 \mu\text{m}$  et à partir des mesures des mouvements réalisées précédemment, nous avons déduit le déplacement relatif total ( $\Delta\delta_t$ ) entre les contacts clip/languette, selon les trois directions des vibrations. Ce paramètre mécanique ( $\Delta\delta_t$ ), associé à l'amplitude seuil ( $\delta_{Limit}$ ) de dégradation, peut commodément être considéré comme le critère pertinent pour prédire une résistance électrique de contact faible et stable :

Si  $\Delta\delta_t > \delta_{Limit}$ ,  $\Delta R_c$  augmente, l'endurance du contact électrique affiche une durée de vie finie.

Si  $\Delta\delta_t < \delta_{Limit}$ ,  $N_c \rightarrow \infty$ ,  $\Delta R_c$  faible et stable, l'endurance du contact électrique affiche une endurance infinie.

Les valeurs des déplacements relatifs totaux  $\Delta\delta_t$  entre les contacts mâle/femelle, déterminées à partir des conditions de test C1, C2 et C3, sont inférieures à  $\delta_{Limit} = 90 \mu\text{m}$ . À ce stade, nous avons supposé que, lorsqu'on impose les conditions de test présentées dans le Tableau 3.1, il n'y a pas de risque de dégradation du connecteur, car  $\Delta R_c$  restera faible et stable.

### 3.3.5.2 Résultats des essais de fretting longue durée sur le connecteur

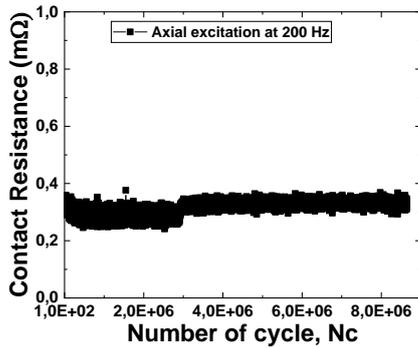
L'objectif de cette partie était de confirmer le critère de prédiction de la REC proposé dans la partie précédente. Ainsi, l'ensemble du système de connecteur électrique a été soumis à des conditions de test présentées dans le Tableau 3.11, et pour une durée de 24 heures ( $N_c = 8 \times 10^6$  cycles), selon une direction de vibration donnée. Pour chaque condition de test (direction de vibration) décrite dans le Tableau 3.11, un seul échantillon a été testé. Ces tests avaient aussi pour intérêt d'apporter des précisions sur les modes de dégradation, induisant la variation de la résistance électrique de contact (REC) de l'échantillon connecteur. Pour cela, après vibration, les surfaces usées des connecteurs sont examinées et une analyse de défaillance est effectuée dans un second temps.

Nbre d'essai	Fréquence (Hz)	Amplitude ( $\mu\text{m}$ ) pk-pk	Courant mA	Durée de test	Direction de vibration
1	200	185	100 mA	24 heures	Axiale
1	200	185	100 mA	24 heures	Latérale
1	200	185	100 mA	24 heures	Verticale
1	100	497	100 mA	24 heures	Axiale
1	100	497	100 mA	24 heures	Latérale
1	100	497	100 mA	24 heures	Verticale

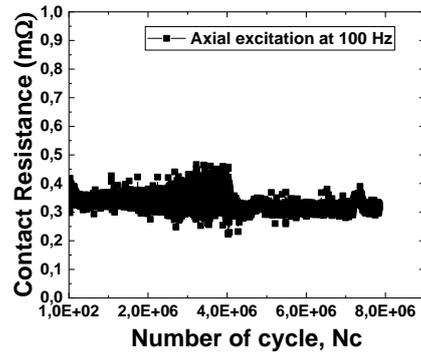
Tableau 3.11 : condition de test de vibration de longue durée.

La mesure de la REC est réalisée par la méthode de 4 fils. Compte tenu de la durée du test, l'enregistrement des données de la résistance de contact était d'une mesure toutes les 4 secondes. Aucune microcoupure n'a été observée durant toute la durée de différents essais réalisés.

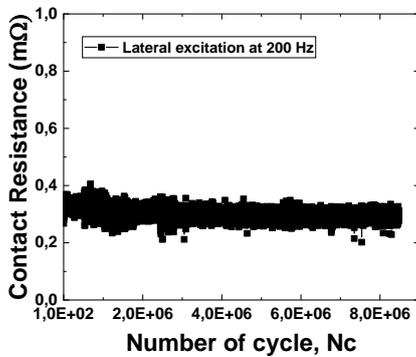
La Figure 3.15 montre l'évolution de la REC du connecteur mesuré durant les tests des vibrations à 200 Hz,  $\pm 185 \mu\text{m}$  et 100 Hz,  $\pm 497 \mu\text{m}$ . Sur la Figure 3.15 (a)-(f), nous avons observé qu'au démarrage du test, la REC diminue légèrement suite à l'aplanissement des rugosités de contact, suivie d'une légère augmentation pour finalement rester faible et stable durant toute la durée du test de fretting. La raison est que, pour ces conditions des vibrations (Tableau 3.11), les mouvements relatifs au point de contact sont très inférieurs à l'amplitude seuil de dégradation par fretting. Ce qui n'entraîne aucune dégradation électrique des connecteurs analysés. Ainsi, ces résultats sur l'évolution de la REC ont permis de confirmer l'approche prédictive sur la variation de la REC ( $\Delta R_c$ ) proposée précédemment.



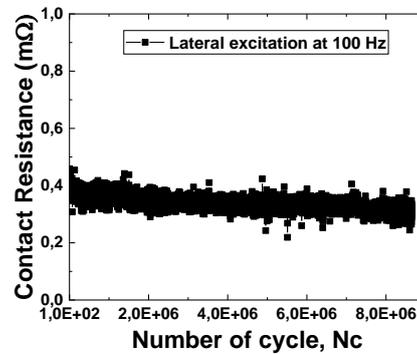
a) vibration axiale à 200 Hz,  $\pm 185 \mu\text{m}$



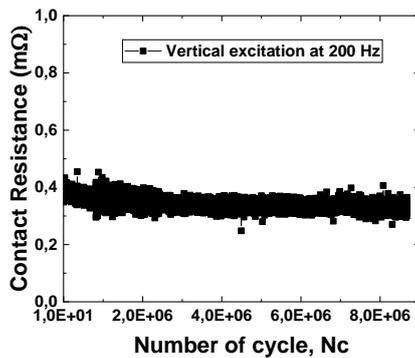
(d) vibration axiale à 100 Hz,  $\pm 497 \mu\text{m}$



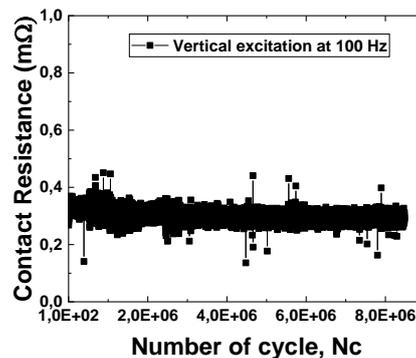
(b) vibration latérale à 200 Hz,  $\pm 185 \mu\text{m}$



(e) vibration latérale à 100 Hz,  $\pm 497 \mu\text{m}$



(c) vibration verticale à 200 Hz,  $\pm 185 \mu\text{m}$



(f) vibration verticale à 100 Hz,  $\pm 497 \mu\text{m}$

Figure 3.15 : Évolution de la résistance électrique, (a) Excitation axiale à 200 Hz,  $186 \mu\text{m}$ , (b) Excitation latérale à 200 Hz,  $186 \mu\text{m}$ , (c) Excitation verticale à 200 Hz,  $186 \mu\text{m}$ , (d) Excitation axiale à 100 Hz,  $497 \mu\text{m}$ , (e) Excitation latérale à 100 Hz,  $497 \mu\text{m}$ , (f) Excitation verticale à 100 Hz,  $497 \mu\text{m}$ .

### 3.3.6 Analyse de la surface de contact après test des vibrations

Lorsque des vibrations sont appliquées aux connecteurs, des changements de résistance des connecteurs et une usure ou une corrosion peuvent se produire au niveau des surfaces de contact. Dans le paragraphe précédent, nous avons étudié les effets des vibrations sur la réponse électrique du système connecteur, soumis à des conditions sévères. Dans cette partie, nous avons analysé les surfaces des échantillons des connecteurs, après une sollicitation vibratoire d'amplitude  $180\ \mu\text{m}$  et de fréquence  $200\ \text{Hz}$ , pendant 24 heures.

La Figure 3.16 présente l'image optique du contact femelle déplié ainsi que les deux côtés du contact mâle (Figure 3.16 (b) (c)). Sur la Figure 3.16 (a), nous pouvons bien observer la partie femelle avec ces 12 lamelles, dont 6 de chaque côté de la languette. Les traces d'usure étaient observées en utilisant le microscope électronique à balayage (MEB).

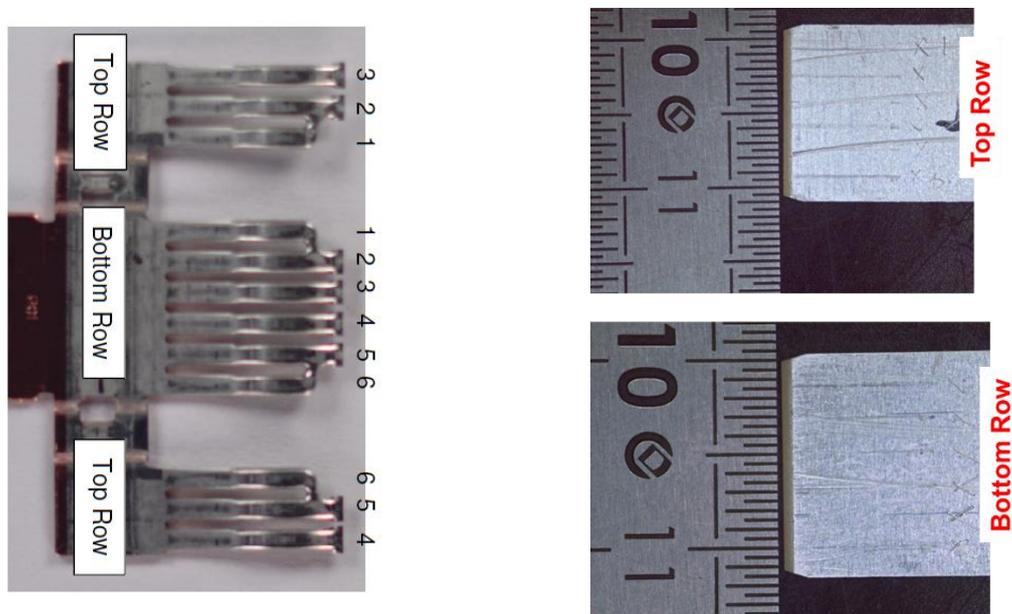
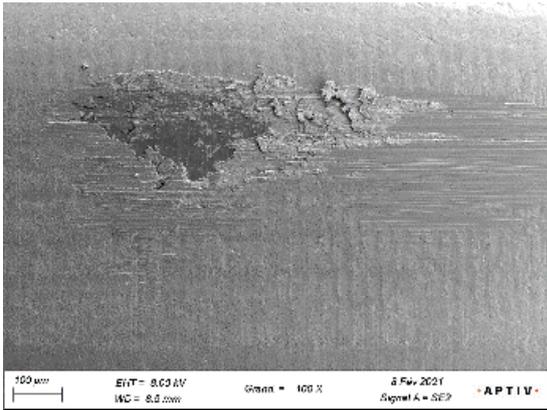


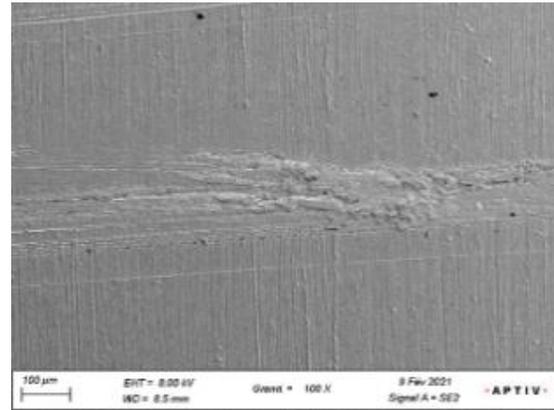
Figure 3.16 : Contacts métalliques : (a) clip déplié, (b) languette côté supérieur, (c) Languette côté inférieur.

Ainsi, après vibration, les zones/surfaces usées des connecteurs sont examinées et une analyse de défaillance est effectuée. Les douze surfaces de contact de la partie femelle ainsi que les surfaces de contact de la partie mâle correspondant, ont été obtenues par le MEB. La Figure 3.17 illustre uniquement les faciès des zones de contact coté supérieur.

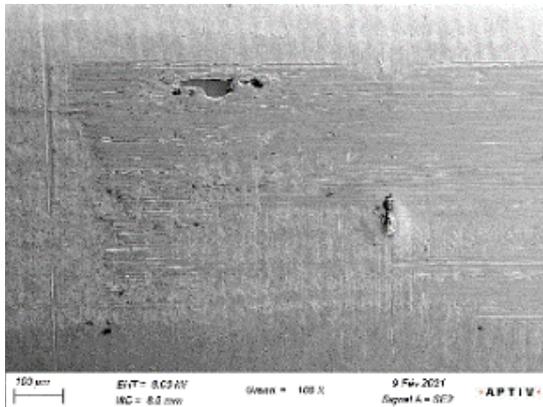
Le MEB était utilisé en mode électron rétrodiffusé afin de mettre en évidence les différentes morphologies de surface observées sur les connecteurs. L'usure est observée sur les zones de contact supérieur #1 et #6 du clip, causée par le frottement pendant les vibrations. Par observation, ces pistes d'usure en zone 1 et 6 du clip ne présentent que de faible enlèvement de la matière avec des altitudes inférieures par rapport aux zones non usées.



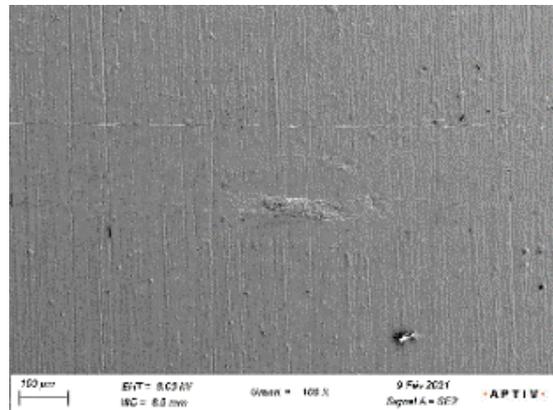
Clip zone supérieure 1



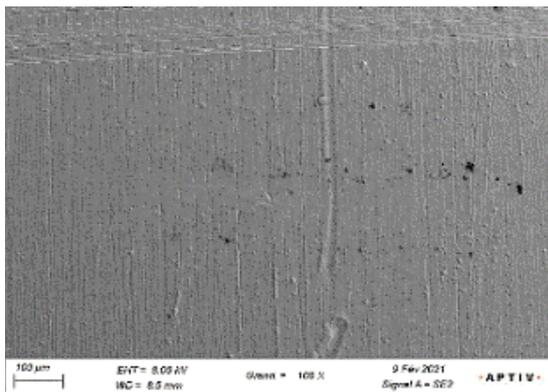
Languelette zone supérieure 1



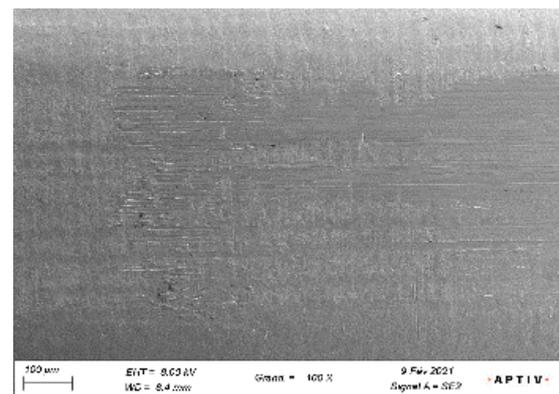
Clip zone supérieure 2



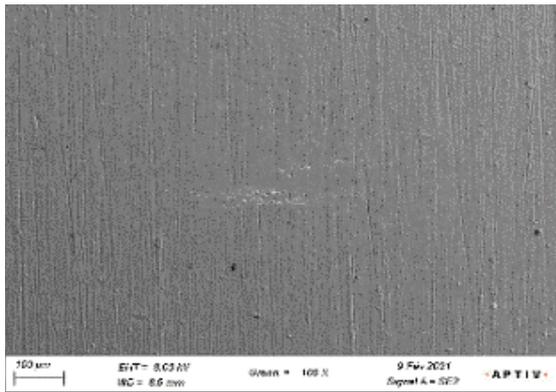
Languelette zone supérieure 2



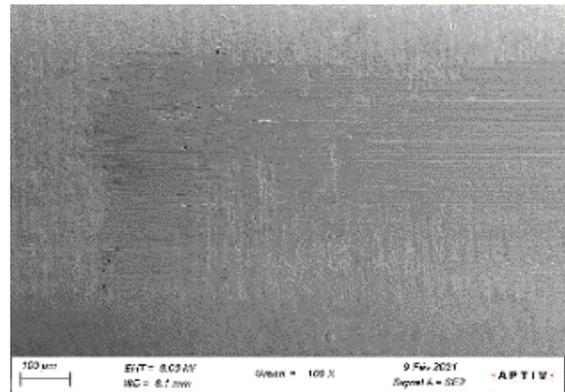
Clip zone supérieure 3



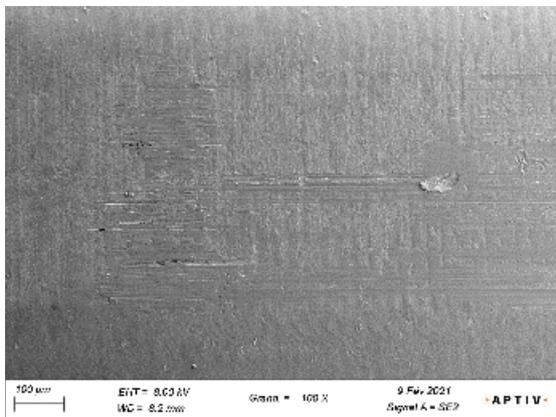
Languelette zone supérieure 3



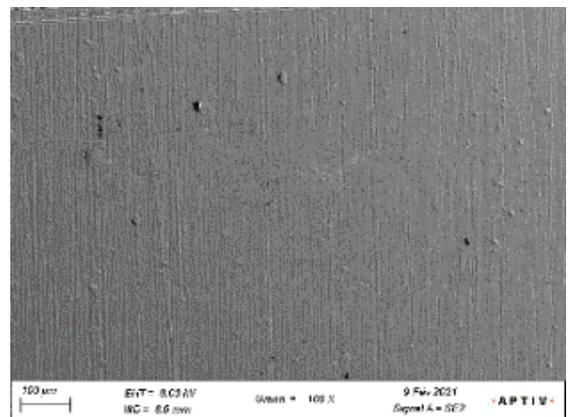
Clip zone supérieure 4



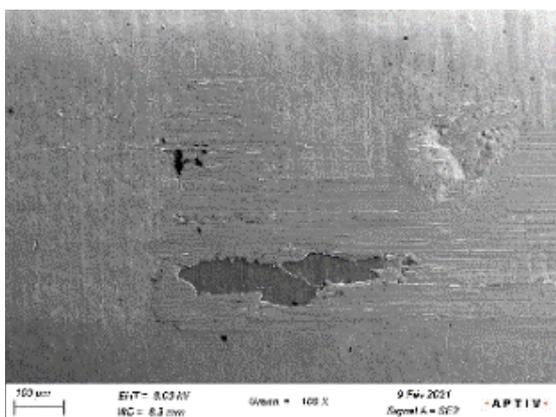
Languette zone supérieure 4



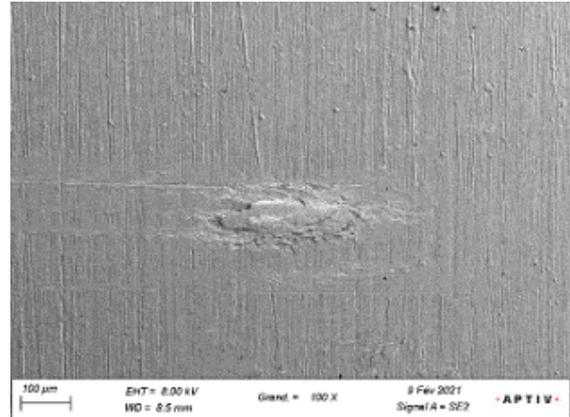
Clip zone supérieure 5



Languette zone supérieure 5



Clip zone supérieure 6



Languette zone supérieure 6

Figure 3.17: Faciès d'usure des échantillons, à gauche vue côté supérieur du clip, à droite : vue côté supérieur de la languette, vibration axiale (200Hz, 180µm, pendant 24 heures).

Très peu d'accumulations des matériaux sont trouvés. Les résultats montrent que les zones de défaut de la surface supérieure du clip (#1 et #6) sont uniquement une usure plutôt que de la corrosion, car l'observation principale est l'élimination du matériau de revêtement. Si la corrosion se produit, il y aurait une accumulation de débris et une apparence noirâtre dans l'image du MEB. Une autre raison de cette usure, à la surface supérieure du clip (#1 et #6), pourrait être due à une force de contact plus faible sur ces deux lamelles (#1 et #6). En revanche, aucune usure n'a été observée sur les surfaces supérieures de la languette, après analyse sous MEB.

### 3.3.6.1 Analyse chimique EDX

Les résultats des analyses EDX ont été réalisées sur le faciès d'usure du clip, à la surface de contact #1 dans la trace d'usure indexée A (voir la Figure 3.18). Cette analyse chimique avait pour objectif de détecter les éléments chimiques dans la zone usée (position A). En observant les concentrations obtenues par analyses EDX (Figure 3.19), il est possible de voir qu'il reste encore une petite concentration en Ag qui contribue à la conduction électrique. De plus, le spectre relevé au sein de la trace confirme une présence d'oxygène ayant réagi avec le nickel, étalé dans la zone centrale et en bordure de la trace.

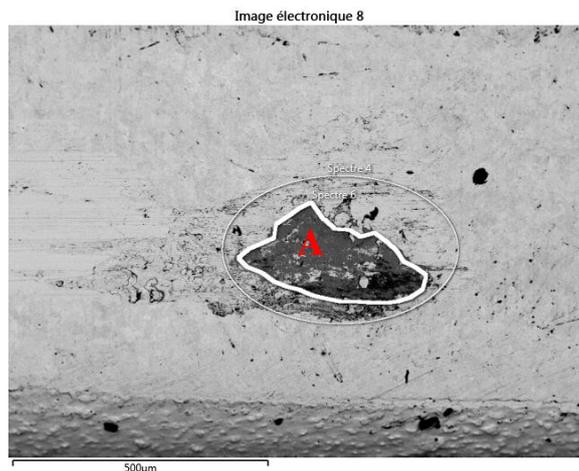
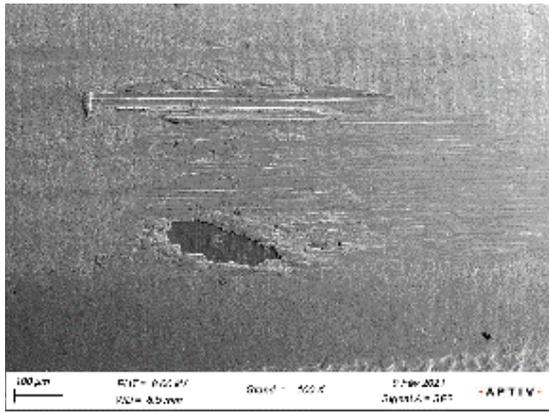


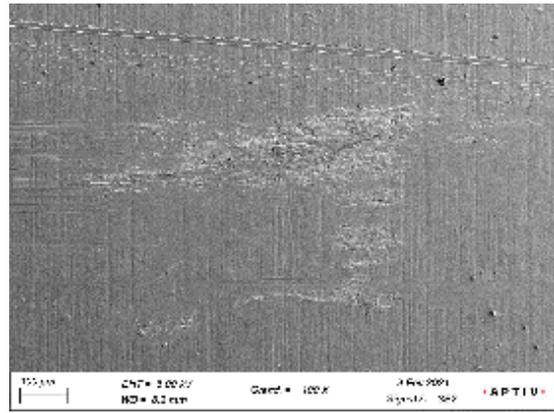
Figure 3.18 : BSED (Back Scattering Electron Diffusion) de faciès d'usure de la zone de contact supérieur #1 du clip, obtenu à partir d'un essai vibration axiale (200Hz, 180µm, pendant 24 heures).



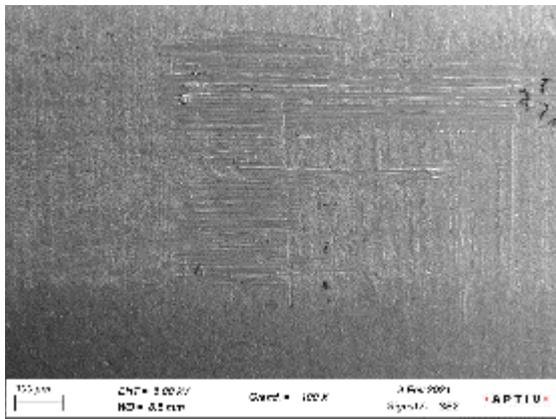
Figure 3.19 : spectre EDX des éléments présents près de l'empreinte d'usure de la surface indexée A.



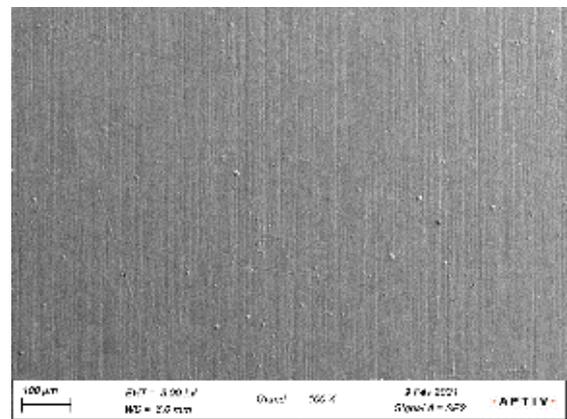
Clip zone inférieure 1



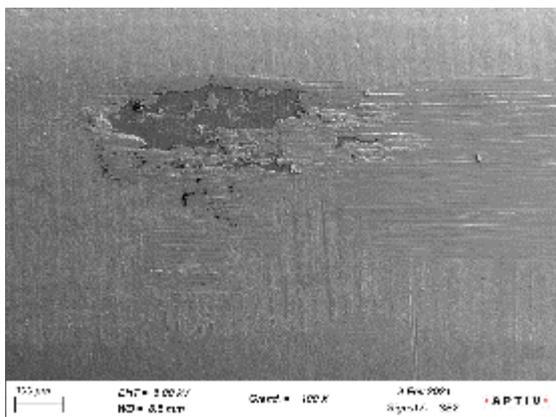
Languette zone inférieure 1



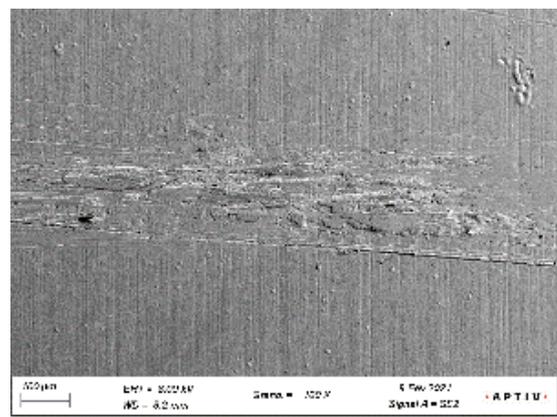
Clip zone inférieure 2



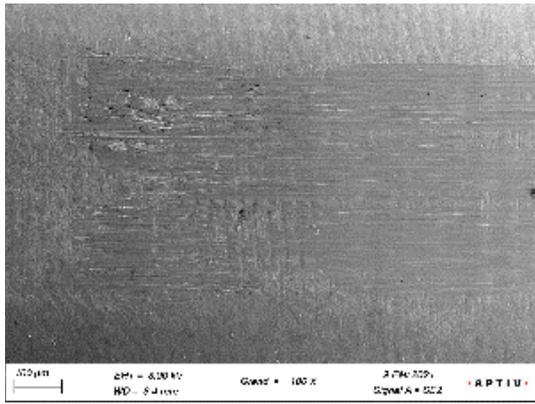
Languette zone inférieure 2



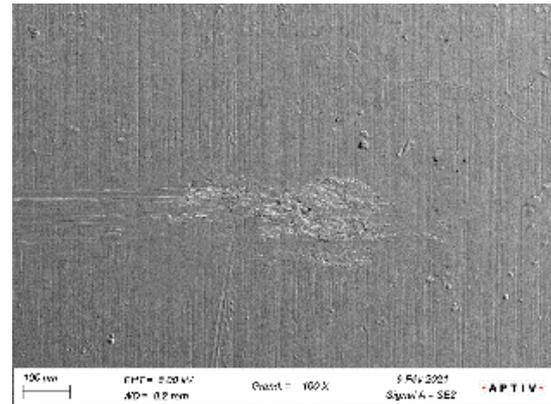
Clip zone inférieure 3



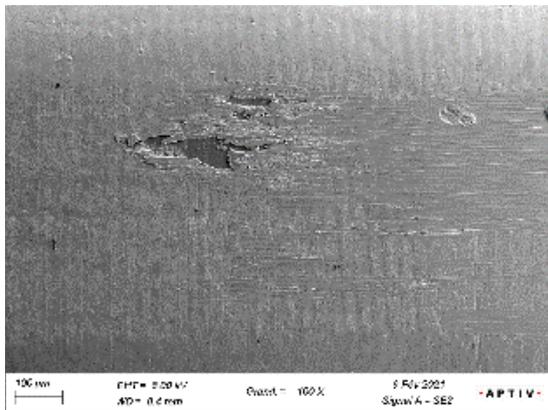
Languette zone inférieure 3



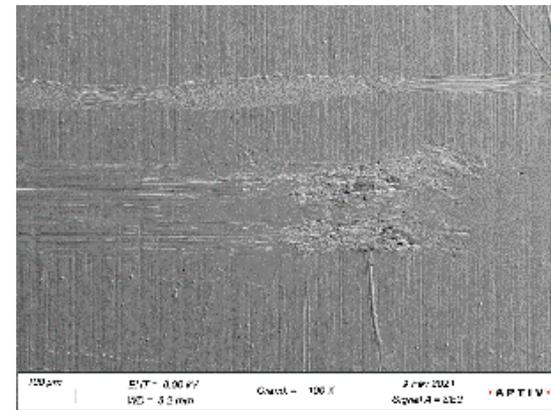
Clip zone inférieure 4



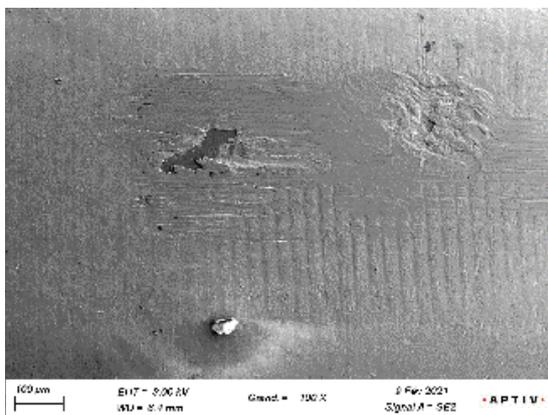
Languette zone inférieure 4



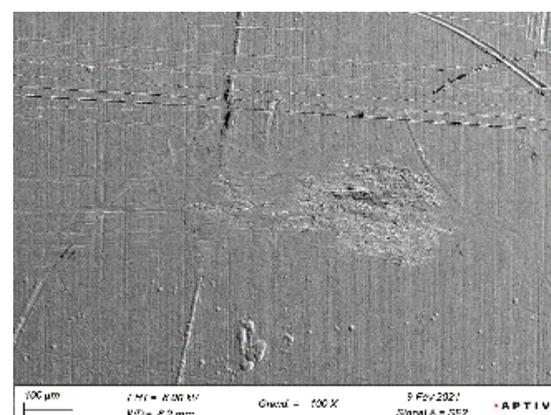
Clip zone inférieure 5



Languette zone inférieure 5



Clip zone inférieure 6



Languette zone inférieure 6

Figure 3.20: Faciès d'usure des échantillons, à gauche : vue côté inférieur du clip, à droite : vue côté inférieur de la languette, vibration axiale (200Hz, 180µm, pendant 24 heures).

La Figure 3.20 montre cette fois-ci, les zones de contact inférieur du terminal femelle ainsi que celles du terminal mâle correspondant, obtenues sous MEB. Quelques traces d'usure ont été détectées sur le terminal femelle, dans les zones de contact inférieur #1, #3, #5 et #6. Par contre, aucune trace d'usure n'apparaît dans les zones de contact inférieur du terminal mâle. La conductivité électrique est assurée au niveau des zones de contact non usées.

### 3.4 Conclusion

Dans ce chapitre, plusieurs études ont été menées sur un connecteur automobile de revêtement argenté. Elles ont permis de mettre en évidence les comportements mécaniques, physico-chimiques et électriques du connecteur, après sollicitations vibratoires. Elles ont également permis de mettre en place des méthodes fiables afin de prédire la variation de la REC du contact.

Une méthodologie permettant de mesurer les mouvements a été proposée, et cela nous a permis de déterminer la fonction de transfert des mouvements relatifs entre le contact mâle et femelle, pour différentes conditions vibratoires.

Une investigation sur l'endurance électrique des terminaux a été réalisée afin de déterminer l'amplitude minimum de fretting au point de contact. Ces résultats (la FT et l'endurance électrique du connecteur) constituent les étapes très importantes pour définir une approche de prédiction de performance du connecteur électrique.

Le système connecteur a été soumis à de test de fretting de longue durée, avec respect des conditions requises dans les cahiers des charges des constructeurs automobiles. Après test de vibrations, l'étude de l'interface a montré que la dégradation des certaines zones de contact était liée à un processus d'usure. Cependant, les données ont aussi démontré que la rupture électrique n'a pas eu lieu car la totalité des zones de contact n'était pas usée. Des analyses chimiques ont été réalisées sur différents faciès d'usure obtenus au cours des cycles. Ces analyses ont permis déterminer la concentration des éléments chimiques dans les traces d'usures, causées par des vibrations sévères.



# **Chapitre 4**

## **Modélisation EF et simulation des vibrations dans un connecteur électrique**

## 4.1 Introduction

Dans les chapitres précédents, les problèmes critiques pouvant induire la dégradation du connecteur électrique ont été étudiés, tels que les déplacements relatifs entre les contacts mâle/femelle, les fonctions de transfert de mouvement relatif, l'endurance électrique et l'amplitude seuil de dégradation par fretting du contact électrique. Tous ces travaux permettent de décrire les performances du connecteur électrique et de prédire le risque de dégradation par fretting-corrosion. Cependant, pour mieux comprendre le mécanisme de l'usure par fretting des contacts électriques, le mouvement relatif entre la languette et le clip sous fretting doit être étudié. En raison de la limitation des tests expérimentaux, il n'est parfois pas possible d'observer le mouvement relatif au point de contact des terminaux et à l'intérieur des boîtiers de structure souvent complexe. Une autre approche pour une configuration d'étude aussi difficile se fait à l'aide d'un logiciel de simulation par éléments finis (EF). La simulation est un outil qui aide à prédire le risque de la dégradation du connecteur, à réduire la dépendance vis-à-vis des tests expérimentaux et d'améliorer l'efficacité de la conception du connecteur.

La manière dont les vibrations provoquent de micro-déplacements des contacts (et éventuellement des défaillances) dépend de l'assemblage des pièces du connecteur et de leurs interactions. Comme présenté dans les chapitres précédents, les connecteurs automobiles typiques consistent en un assemblage de nombreuses pièces dont la nature est très différente, c'est-à-dire des pièces en plastique, en élastomère, en acier et des métaux. Ainsi, un modèle 3D de simulation de vibration, par éléments finis, a été développé avec le partenaire industriel APTIV à l'aide du logiciel LS-DYNA. L'objectif majeur est de valider ce modèle éléments finis, avec une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus en simulation. Ce modèle de simulation sera utilisé et adapté dans le cadre de cette étude.

Par conséquent, le premier défi sera de réaliser une modélisation 3D du connecteur électrique avec tous les composants assemblés. Les différentes étapes de la modélisation et la simulation de vibration seront développées.

Le deuxième défi sera d'étudier le comportement de connecteur soumis à une excitation vibratoire sinusoïdale et aussi de proposer une méthodologie permettant de calculer les mouvements relatifs au point de contact. Enfin, la fonction de transfert de déplacement relatif sera déduite. Ces résultats seront par la suite comparés avec les résultats expérimentaux.

Après comparaison des résultats entre la simulation et le test, le troisième défi sera d'améliorer le modèle de simulation après analyses de différents résultats obtenus, afin de prédire la durée de vie du connecteur, en fonction de sa conception et de l'environnement.

Dans cette étude, la modélisation est uniquement mécanique, aucun couplage avec les paramètres thermiques ou encore physico-chimiques n'a été pris en compte.

## 4.2 Exigences fonctionnelles du connecteur électrique

Le mouvement de vibrations induisant le fretting est classé comme étant un problème dynamique explicite dans le domaine des éléments finis. Pour réaliser une simulation précise, le modèle 3D est une solution fiable permettant de se rapprocher des conditions réelles du connecteur, à l'échelle industrielle et du laboratoire. Pour les raisons ci-dessus et du travail dans les chapitres précédents, un modèle EF 3D très détaillé a été développé à l'aide du logiciel LS-DYNA, selon la géométrie du connecteur. Un certain nombre de simulations dynamiques explicites périodiques ont été mises en œuvre pour détecter le mouvement relatif entre les deux pièces en contact. Le contenu détaillé est décrit dans ce chapitre.

Ces simulations sont très complexes parce qu'elles impliquent un grand nombre de composants du connecteur, d'une part. D'autre part, certains paramètres intrinsèques et extrinsèques liés au connecteur électrique peuvent influencer leur performance sous vibration. Et ces paramètres doivent à priori être pris en compte indirectement ou encore directement comme données d'entrée par le logiciel éléments finis. Le Tableau 4.1 ci-dessous présente une liste de paramètres en précisant la manière dont ils sont pris en compte par le logiciel de simulation en éléments finis.

Items	Parameter impacting contact performance under vibration	Where is it taken into account	At which level	How
Connector	• 3D geometry (as per 3D)	Simulation Model	100%	as per 3D
	•Clearances between male /female connectors (as per 3D)	Simulation Model	100%	as per 3D
	•Clearances between male /female connectors (induced by plastic and seal deformation)	Simulation Model	100%	as per material characteristics
	•Clearances between male /female connectors (induced by motion between each component)	Simulation Model	80%	as per friction coefficient between each parts
	•Clearances between terminal and cavity (as per 3D)	Simulation Model	100%	as per 3D
Terminal	•Geometry of contact point	Simulation Model	100%	as per 3D
	•Number of contact point	Simulation Model	100%	as per 3D
	• Contact force	Simulation Model	80%	indirectly, through friction coefficient
	• Contact size	Simulation Model	100%	as per 3D
	•Nature of substrate	Simulation Model	80%	indirectly, through friction coefficient
	•Coating thickness	Degradation Tool		
	•Coating hardness	Degradation Tool		
	•Presence or not of lubricant	Degradation Tool		
	•Plating (Ag, Sn, Au)	Simulation Model	80%	indirectly, through friction coefficient
•Crimp/ Us welding	Simulation Model	80%		
Cable	•Cross section of cable and its flexibility	Simulation Model	100%	as per 3D and material characteristic
	•Cable shape (potential piss alignment)	Simulation Model	0%	
	•Harness fixing distance	Simulation Model	100%	as per 3D
	•Cable length	Simulation Model	100%	as per 3D
Environment	•Temperature & Humidity impact on connector	Degradation Tool	0%	
	•Temperature & Humidity on contact point	Degradation Tool	0%	

Tableau 4.1 : Paramètres affectant les performances des connecteurs électriques et leur prise en compte.

### 4.3 Principe et méthodologie de la modélisation

Bien que des « bonnes pratiques » empiriques soient utilisées pour développer des contacts et des connecteurs adaptés aux environnements de vibrations sévères, des cycles de tests et d'optimisation de prototypes sont toujours nécessaires pour développer des connecteurs à utiliser dans de tels environnements. Les tests des vibrations sont coûteux, et une telle méthode de développement nécessite du temps. Sur la base des dernières améliorations en matière de modélisation mécanique et de compréhension de la physique des contacts, la société APTIV a réussi à développer, avec LS-DYNA, un modèle 3D de modélisations et simulation des connecteurs soumis à des vibrations. Ce modèle permet de calculer les mouvements de système connecteur afin d'optimiser le comportement vibratoire du futur connecteur au cours de la phase initiale de conception et donc d'augmenter la fiabilité du produit, tout en réduisant le coût et le temps de développement. Ce modèle éléments finis prend en compte les matériaux et la géométrie 3D des connecteurs, y compris les contacts, les boîtiers, les câbles, les joints et leur assemblage, comme listé dans le Tableau 4.1. Pour des conditions des vibrations données, la sortie attendue sera de :

- Calculer les déplacements relatifs à l'interface de contact mâle/femelle
- Dédire la fonction de transfert de mouvement relatif entre les contacts clip/languette

Le principe de la modélisation numérique est présenté sur la Figure 4.1 ci-dessous :

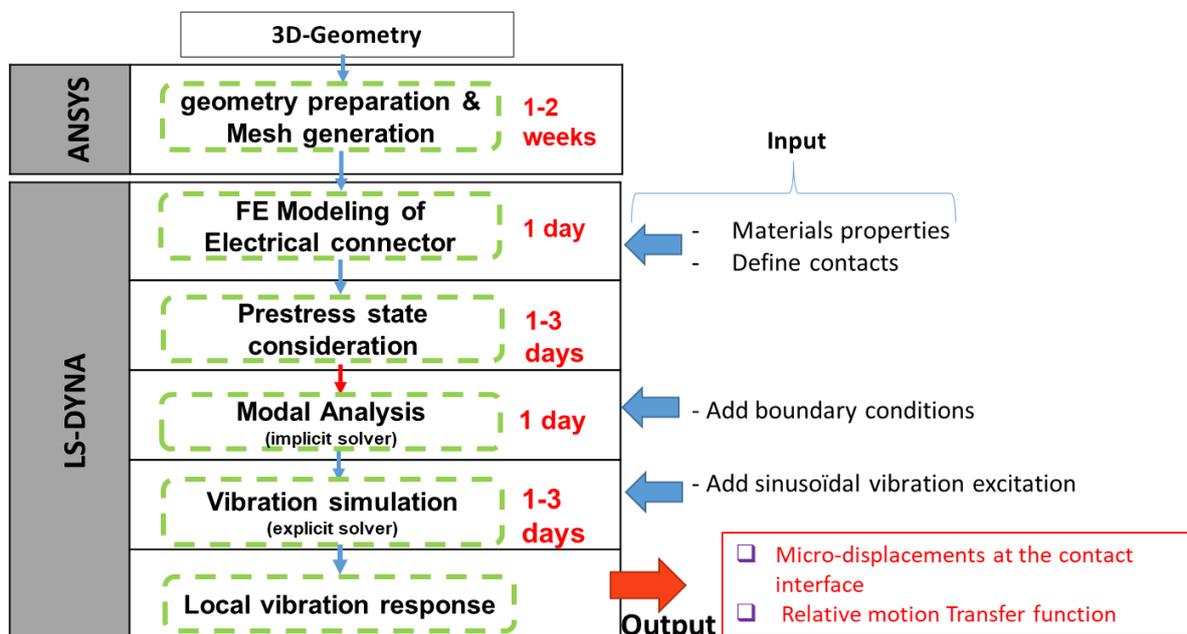


Figure 4.1: Principe de la modélisation et simulation de la vibration.

La modélisation et simulation par éléments finis passent par plusieurs étapes telles qu'illustrées sur la Figure 4.1. Ces étapes sont construites de manière à se rapprocher des conditions réelles auxquelles sont soumis les connecteurs électriques. Le principe adapté dans ce projet peut être divisé à des étapes suivantes :

- ❖ Étape 1 : Simplification d'une partie de la CAO (en particulier les boîtiers et les contacts électriques) pour alléger le modèle au maximum, la génération du maillage, et enfin la modélisation 3D de l'assemblage à partir de la géométrie CAO simplifiée.
- ❖ Étape 2 : Analyse statique non linéaire de l'ensemble pour simuler le clipsage (contact avec frottement) et la mise en place de certains composants. Cette étape a pour objectif de prendre en considération l'état précontraint des composants du connecteur.
- ❖ Étape 3 : Analyse modale de l'ensemble afin de déterminer les fréquences propres ainsi que les modes propres du système connecteur.
- ❖ Étape 4 : Analyse dynamique transitoire non linéaire de l'ensemble avec un chargement de type accélération sinusoïdale fixée et sur une fréquence fixée aussi (ces données sont utilisées dans le domaine temporel, i.e. accélération vs temps).

#### 4.3.1 Modèle géométrique et Maillages

Cette étape a pour objectif d'importer la géométrie 3D du connecteur qui sera simplifiée et maillée (avec ANSYS). Le modèle CAO du connecteur électrique présenté au chapitre 2, a été utilisé pour la modélisation en éléments finis.

A l'état brut et sans simplifications, un tel modèle géométrique (sur la Figure 4.2) ne peut être maillé qu'avec des éléments de type tétraèdre quadratique à 10 nœuds (maillage dit libre). Ce type de modélisation conduit rapidement à des modèles de taille très importante, de l'ordre de plusieurs centaines de milliers (voire plusieurs millions) de nœuds et d'éléments. Si cela n'est pas rédhibitoire pour une simple analyse statique linéaire, en revanche cela devient problématique pour effectuer des analyses dynamiques transitoires non linéaires (temps de calcul, difficultés de convergence, taille des fichiers ...).

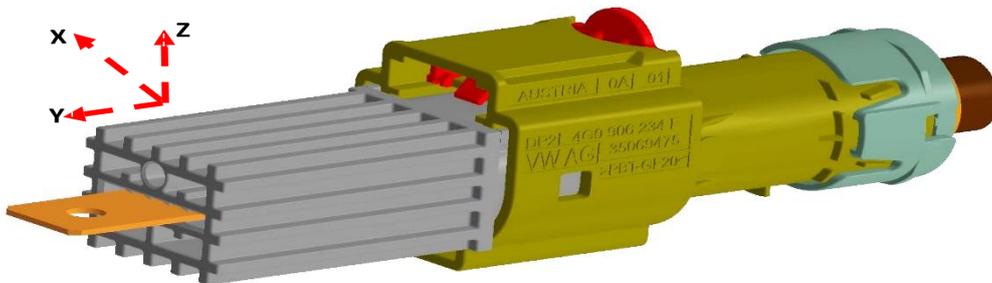


Figure 4.2 : Le modèle 3D CAO du connecteur.

Dans le cas qui nous concerne, le modèle est justement soumis à des analyses dynamiques transitoires non linéaires (contact, frottement, précontrainte, étude paramétrique), aussi est-il très intéressant d'effectuer, dans la mesure du possible, une modélisation à base de maillage réglé avec des éléments de type solide hexaédrique linéaire à 8 nœuds. Ce type de modélisation conduit à des modèles de taille plus raisonnable et plus en adéquation avec les analyses effectuées mais demande en contrepartie un plus grand investissement en temps de préparation (1 à 2 semaines).

Une première simplification de la géométrie est effectuée avec ANSYS pour retirer tous les détails locaux non nécessaires aux calculs, elle concerne essentiellement la suppression des congés de raccordement sur les boîtiers et les contacts métalliques, d'une part. Les Figures 4.2, 4.3 et 4.4 montrent, respectivement, le modèle 3D connecteur électrique avant et après simplification.

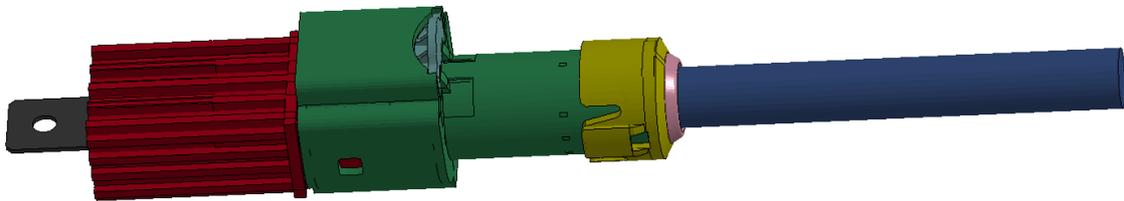


Figure 4.3 : Géométrie 3D du connecteur après simplification.

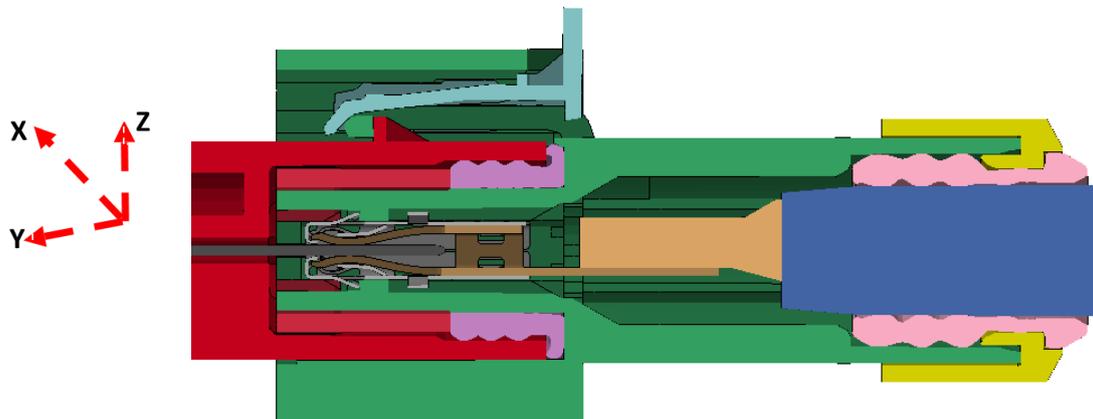


Figure 4.4 : 3D connecteur en vue de coupe.

D'autre part, le maillage réalisé entièrement suivant une méthode réglée avec des éléments de type hexaèdre à huit nœuds a permis d'obtenir un modèle d'environ 220 191 nœuds et 1 321 146 de degrés de liberté. Cette taille de modèle est compatible avec les analyses dynamiques transitoires non linéaires effectuées. Les Figures 4.5, 4.6 et 4.7 montrent les connecteurs ainsi que ses composants après maillages EF.

LS-DYNA keyword deck by LS-PrePost

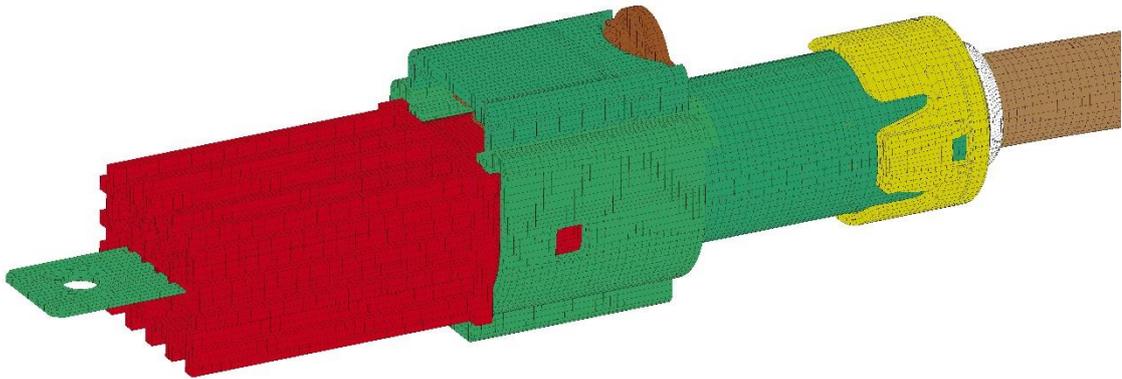


Figure 4.5 : Maillage éléments finis (EF) du connecteur électrique.

LS-DYNA keyword deck by LS-PrePost

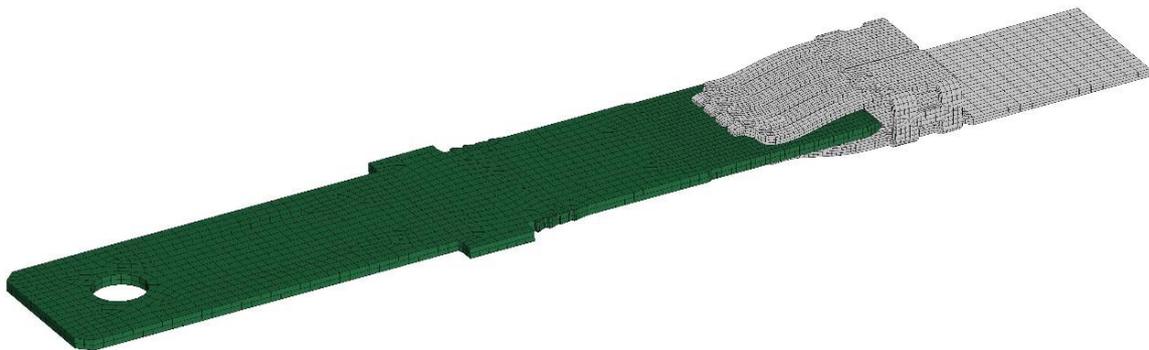


Figure 4.6 : Modèle EF de contacts mâle et femelle.

LS-DYNA keyword deck by LS-PrePost

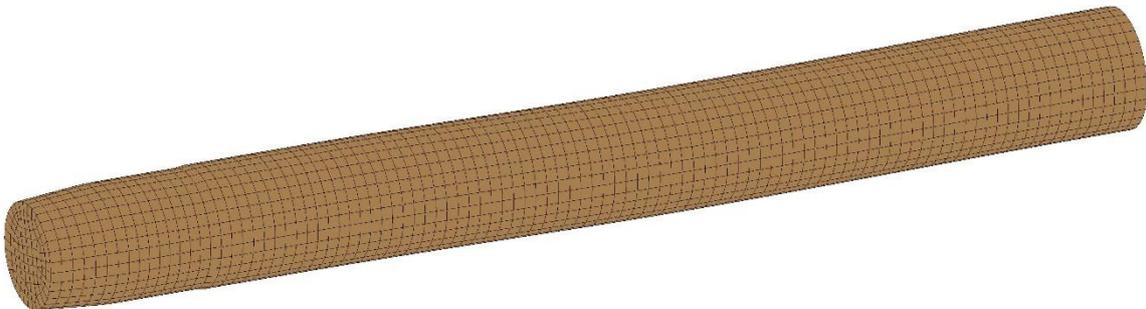


Figure 4.7 : Modèle éléments finis du câble conducteur.

### 4.3.2 Modélisation 3D par éléments finis

La géométrie est ensuite transférée dans le pré-processeur de LS-DYNA où celle-ci est retravaillée pour effectuer une modélisation principalement basée sur un maillage dit réglé avec des éléments de type solide hexaédrique linéaire à 8 nœuds. Le modèle en éléments finis tridimensionnel de l'ensemble du connecteur est construit à partir de la CAO simplifiée. Le modèle comporte les onze composants suivants :

- Les boîtiers mâle et femelle,
- La cage,
- Les deux paires de contacts,
- Le TPA,
- Deux joints en silicone,
- Le système de verrouillage,
- Le Cap : assure un maintien entre le câble, le joint siliconé et le connecteur femelle,
- Une pièce reliant le terminal femelle et le câble conducteur (par soudage ultrasonique),
- Un câble d'une longueur d'environ 14 cm du côté terminal femelle.

La modélisation est presque entièrement volumique car tous les composants et le câble électrique sont modélisés par des éléments de type solide. 100 % de la modélisation structurale est réalisée suivant un schéma de maillage réglé avec des éléments de type hexaèdre. Le câble a une structure très complexe, qui peut prendre un temps considérable à simuler s'il est modélisé en conséquence. Ainsi, le câble sera modélisé à l'aide d'éléments solides, en utilisant un seul matériau (Figure 4.7). La modélisation la plus fine est réalisée au niveau des deux paires de contacts (clip/langouette). La modélisation, les analyses statiques et dynamiques ont été effectuées avec le logiciel LS-DYNA version 4.6.4 qui est installé dans un supercalculateur de marque HP (avec 36 processeurs).

#### 4.3.2.1 Caractéristiques des matériaux de connecteurs

Le Tableau 4.2 ci-dessous donne les caractéristiques mécaniques des matériaux utilisés pour les composants du connecteur. Les matériaux sont considérés homogènes et isotropes. Le micromouvement au point de contact n'est pas de même nature que les mouvements dans le reste du connecteur : il n'est pas décrit par les lois mécaniques usuelles utilisées dans les logiciels de simulation. De plus, le mouvement au point de contact entraîne des modifications de l'interface, et ces modifications ont un effet sur le mouvement relatif. Ainsi, l'approche utilisée pour cette simulation était de modéliser grossièrement la zone de contact par le biais d'un coefficient de frottement macroscopique. Dans ce cas, le problème de l'outil de simulation est simplifié. Le Tableau 4.3 montre les coefficients de frottement statique et dynamique utilisés.

Étant donné que le câble contient des brins de cuivre et un isolant en silicone, les deux forment donc un matériau composite.

Le câble a été modélisé avec comme hypothèse qu'il est peu déformable sous vibration, d'où la valeur équivalente du module de Young utilisée dans le Tableau 4.2. Le module d'Young équivalent de l'élastomère (joint en silicone) de 1,5 MPa a été obtenu à partir du coefficient de Neo Hookean de 0,25 MPa [131] afin de simplifier son comportement « hyperélastique ».

Parts	Meshing	Materials types	Mechanical behavior	Young modulus E (MPa)	Density $\rho$ (g/mm <sup>3</sup> )	Poisson's ratio $\nu$	Hardening curve
Male and female housings	HEXA	Plastic: PBT GF10	Rigid	4000.0000	0.0040000	0.3000	
Terminals	HEXA	Copper alloy Stol80_R420_CuSn015	Linear Plasticity	1.363e+05	0.0089000	0.3	x
Cable	HEXA	Copper	Elastic	5.000e+04	0.0040000	0.35	
Hood	HEXA	Steel X10CrNi18-8	Linear Plasticity	1.302e+05	0.0079000	0.3	x
CPA	HEXA	Plastic: PBT GF20		7757.7998	0.0014500	0.4	
Spacer +TPA	HEXA	Plastic: PBT GF10	Rigid	4000.0000	0.0040000	0.3000	
Single wire seal (sws)	HEXA	Silicon	Elastic	1.5000000	0.0011300	0.496	
Interfacial seal	HEXA	silicon	Elastic	1.5000000	0.0011300	0.496	
Crimp	HEXA	Copper alloy Stol80_R420_CuSn015	Linear Plasticity	1.363e+05	0.0089000	0.3	
SWS Holder	HEXA	Plastic: PBT GF10	Rigid	4000.0000	0.0040000	0.3	

Tableau 4.2 : Propriétés mécaniques des matériaux du connecteur.

Materials	Static coefficient of friction	Dynamic coefficient of friction
<b>Metal/Metal</b>	0.15 – 1.6	0.058 - 0.084
<b>Plastic/Metal</b>	0 - 0.78	0 – 0.25
<b>Plastic/Plastic</b>	0.05 - 0.30	0.04 -

Tableau 4.3 : Coefficients de frottement statique et dynamique en fonction de la nature des matériaux en contact (surface de contact considérée non lubrifiée).

Un autre paramètre très important utilisé comme donnée d'entrée, c'est le facteur d'amortissement. Mécaniquement, le système connecteur peut être considéré comme un système masse-ressort avec plusieurs degrés de liberté. Les composants de connecteur assemblés, sont disposés en série et/ou en parallèle. Lors de sollicitation vibratoire, chaque composant est susceptible de subir un amortissement. Ainsi, pour simplifier le modèle, un coefficient d'amortissement global retenu est de 10 %.

Les matériaux constituant le clip et la languette sont des alliages cuivreux CuSn0,15. Les surfaces de deux terminaux du connecteur sont revêtues en argent, d'une part. D'autre part, la cage qui entoure le clip est en acier inoxydable (X10CrNi18-8). Ainsi, les lois de comportement de ces deux matériaux (alliages cuivreux et l'acier inox) étudiés fournies par l'entreprise commercialisant le matériau [28], sont nécessaires pour le calcul en éléments finis. Les deux lois contraintes-déformations sont présentées sur les Figures 4.8 et 4.9. Les pentes de ses courbes représentent les modules de Young dans le domaine élastique. Le Tableau 4.2 donne les différentes caractéristiques mécaniques.

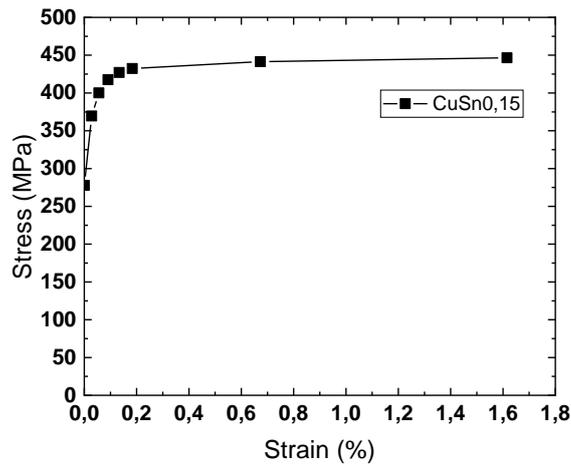


Figure 4.8 : Loi de comportement de l'alliage CuSn0,15 [28].

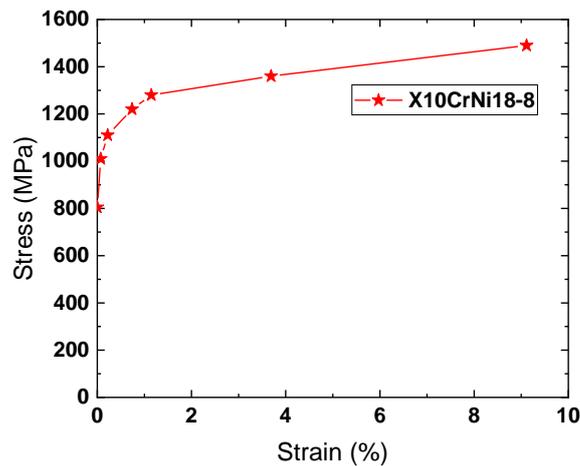


Figure 4.9 : Loi de comportement de l'acier inoxydable X10CrNi18-8 [28].

### 4.3.2 Liaisons entre composants

Les composants du connecteur sont de nature mécanique très différente (des métaux, des plastiques, matériaux silicones et câbles) et sont en mouvement les uns par rapport aux autres. De tels systèmes impliquent un très grand nombre de contacts par frottement (contacts non linéaires) qui sont en général difficiles de prendre en compte par les logiciels de simulation. Il semble que LS-DYNA ait le meilleur solveur explicite sur le marché, et est connu historiquement pour ce solveur. Ainsi, 3 types de contacts sont utilisés (voir Tableau 4.4), avec LS-DYNA, pour réaliser les liaisons entre les différents composants présents dans le modèle :

Définition de contact	Type LS-DYNA	Caractéristiques
Contact surfacique	AUTOMATIC GENERAL	C'est un contact à surface unique, c'est-à-dire que le contact est entièrement défini sur le côté esclave (slave) de la pièce. Il est utilisé pour éviter une interpénétration entre deux surfaces d'une même pièce.
	SURFACE TO SURFACE	Il est utilisé entre deux pièces (le slave et le master) afin d'éviter une interpénétration entre pièces. Il est recommandé pour de contacts par frottement
Contact collé	TIED CONTACT	Ce type de contact est défini entre deux pièces soudés, collés ou encastrées. Dans ces types de contacts, les nœuds du slave sont contraints de se déplacer avec la surface du master.

Tableau 4.4 : Définition des contacts entre les composants.

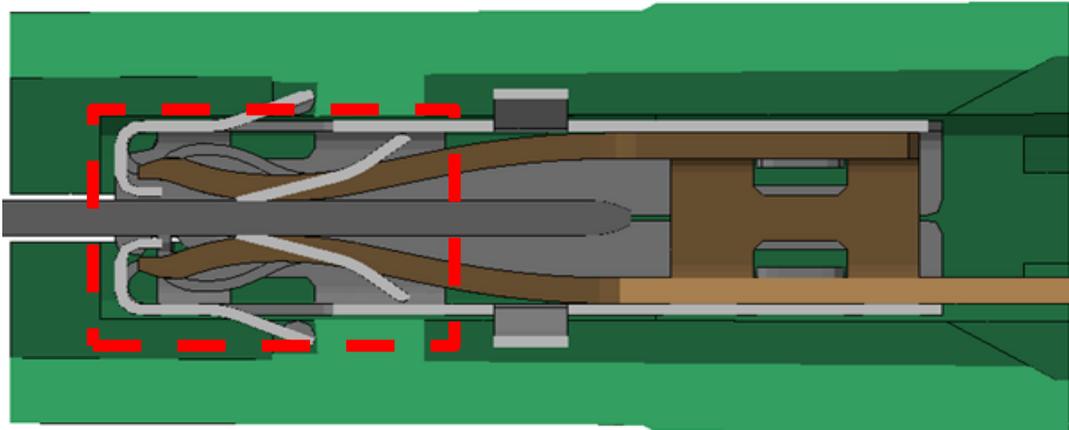
Pour se rapprocher des liaisons sur les pièces réelles, 30 liaisons ont été définies entre les 11 composants du connecteur avec une prise en compte du phénomène dynamique rencontré lors de vibrations. Le type de contact avec frottement a été défini en utilisant des méthodes de contact de pénalité avec LS-DYNA.

### 4.3.3 Analyse statique de mise en place

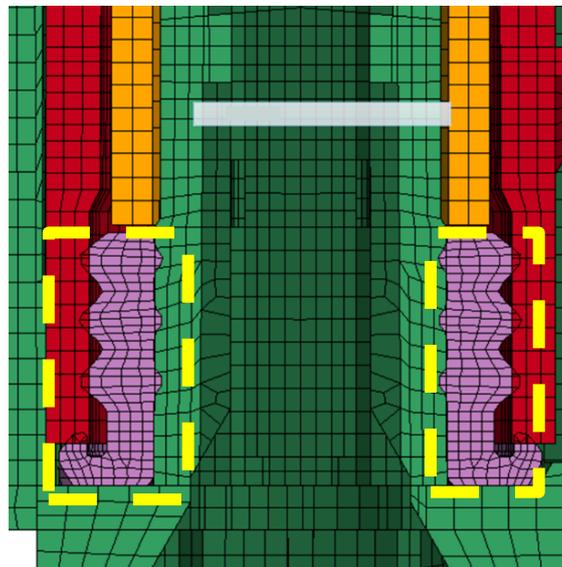
Le modèle est construit à partir d'une géométrie 3D du connecteur. A l'état initial, les maillages sont interpénétrés au niveau des certaines zones (les joints en silicone qui pénètrent les boîtiers, le pincement du contact mâle par le contact femelle etc.). De ce fait, cette analyse statique est destinée à simuler la mise en place de chaque contact électrique dans son logement respectif, le pincement du contact mâle par le contact femelle, le système verrouillage et l'insertion de joints siliconés. Cette analyse est réalisée de manière simplifiée par repoussage d'une interpénétration initiale des maillages et application d'efforts d'ouverture sur les lèvres.

Dans le cas du connecteur électrique étudié, les zones concernées sont :

- Le pincement du contact mâle par le corps du contact femelle (en rouge Figure 4.10 (a))
- Le pincement du contact mâle par la cage du contact femelle (en rouge Figure 4.10 (a))
- Le pincement du contact femelle par la cage (en rouge Figure 4.10 (a))
- La mise en place du joint à l'intérieur du boîtier femelle (en jaune Figure 4.10 (b))
- L'insertion du câble à travers le joint en siliconé (SWS) (en noir Figure 4.11)
- Le verrouillage du boîtier femelle par le CPA



(a)



(b)

Figure 4.10 : Zones d'interpénétration, (a) Les terminaux et la cage dans le boîtier, (b) Le joint silicone à l'intérieur du boîtier femelle.

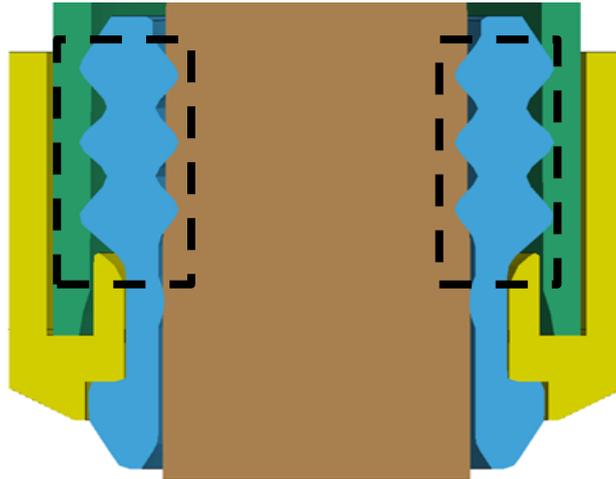


Figure 4.11 : Interpénétration de SWS dans le câble.

Le but de cette analyse est d'obtenir l'état de précontrainte principalement au niveau de la partie métallique du contact. Cet état, dû au pincement de la partie mâle entre les deux lèvres du contact, donne en général des niveaux de contraintes proches de la limite élastique. Cette mise en place sert également d'état initial pour les simulations dynamiques transitoires.

#### 4.3.4 Analyse dynamique transitoire

##### 4.3.4.1 Conditions de calcul

Physiquement sur le banc d'essai, le connecteur électrique était soumis à une sollicitation sinusoïdale. Du fait de la présence de non linéarités (contact, frottement) et également si l'on veut prendre en compte l'état de contrainte statique issu de la phase de mise en place, il n'est malheureusement pas possible de simuler numériquement ce phénomène par une simple analyse harmonique. Ainsi, il faut donc recourir à une analyse dynamique transitoire non linéaire jusqu'à obtenir un comportement quasi stabilisé (peut être très long suivant le niveau d'amortissement). A partir de l'état de précontrainte obtenu au § 4.3.3 (analyse statique de mise en place), le modèle est soumis à une analyse dynamique transitoire non linéaire dans les conditions suivantes :

##### 4.3.4.2 Conditions aux limites

Dans le modèle EF du connecteur électrique, les conditions aux limites étaient les déplacements. La contrainte fixe est la fonction de suppression des degrés de liberté, notamment le mouvement de translation. Dans ce cas, la contrainte fixe a été appliquée à la fois sur l'extrémité du câble et sur le boîtier mâle (voir Figure 4.12) le long des directions orthogonales à la direction d'excitation, conformément à la configuration physique du montage d'essai expérimental.

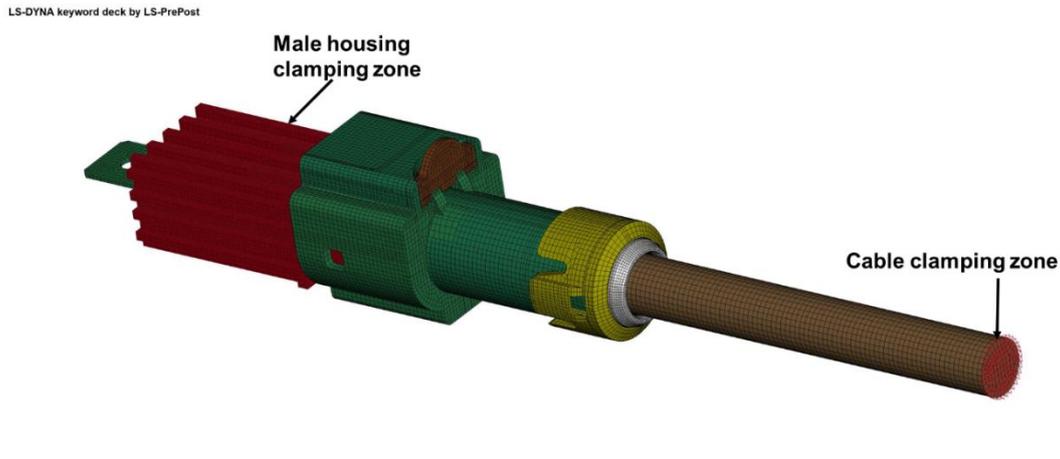


Figure 4.12 : Zone de définition des conditions aux limites (nœuds situés dans les zones de fixation).

#### 4.3.4.3 Chargement appliqué

L'extrémité du câble et le boîtier mâle (voir Figure 4.12, les nœuds situés dans les zones de fixation), sont soumis à une amplitude périodique selon une direction choisie avec la configuration des essais expérimentaux. De plus, les fréquences de vibration sont réglées pour correspondre au mouvement produit par le pot vibrant. Le mouvement périodique dans la simulation est défini par LS-DYNA, comme la fonction ci-dessous :

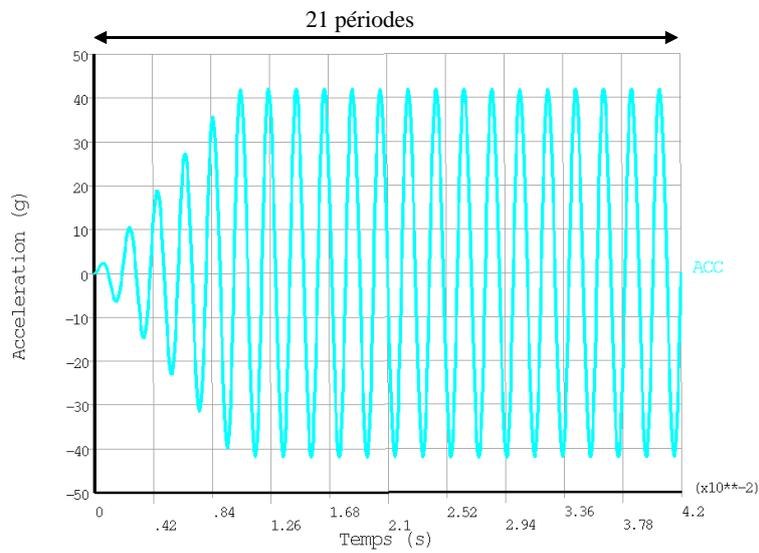
$$\gamma = \gamma_m \sin(2\pi f \cdot t) \quad (4.1)$$

où  $\gamma_m$  est l'amplitude d'accélération et  $f$  est la fréquence de vibration. Le passage de l'accélération en amplitude de déplacement peut se faire en utilisant l'équation (2.1)

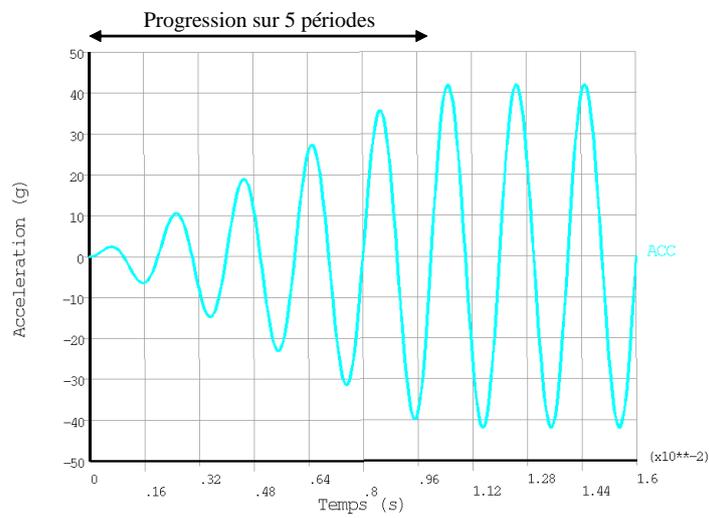
La Figure 4.13 présente un exemple de chargement sinusoïdal imposé en simulation. Ce chargement est divisé en deux régimes et l'explication est la suivante :

- Le calcul est réalisé sur 21 périodes avec une montée progressive sur les 5 premières (régime de montée) pour éviter un effet de choc au démarrage (voir les Figures 4.13 (a) et 4.13 (b)). Après passage des calculs, on constate bien une stabilisation du comportement à partir d'environ la 10<sup>ème</sup> période (régime stable).

Les résultats détaillés (déplacements, mouvement relatifs) sont présentés sur les dernières périodes seulement (en régime stable) et par la suite comparés avec les résultats de test.



(a)



(b)

Figure 4.13 : (a) Excitation sinus, (b) régime de monté sur les 5 périodes (exemple d'un chargement imposé en simulation, seulement pour explication).

#### 4.4 Résultats—l'analyse statique après mise en place des composants du connecteur

Nous avons effectué l'analyse statique afin de simuler la mise en place de chaque composant du connecteur, d'une part. D'autre part, cela nous a permis de prendre en compte l'état précontraint après l'assemblage. Le temps de calcul nécessaire est de 20 minutes pour l'ensemble des pièces avec 10 CPU.

Les contraintes maximales relevées sont de :

- Contact femelle            109 MPa            dans la zone de contact du clip
- Contact mâle              23,6 MPa            dans la zone de pincement
- Cage                         901 MPa             dans la zone de contact avec terminal femelle
- Pièce en silicone (sws) 0,4 MPa            lors de l'insertion du câble
- Pièce en silicone (joint boîtier) 0,5 MPa dans le boîtier femelle

La Figure 4.14 montre les résultats de l'assemblage après l'élimination des zones d'interpénétration entre la cage et les terminaux.

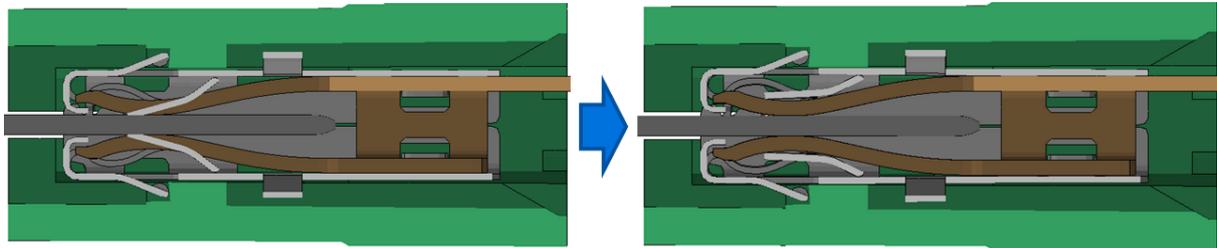


Figure 4.14: élimination de l'interpénétration de la cage dans les terminaux.

Les Figures 4.15 à 4.18 présentent l'état des contraintes de Von Mises (en MPa) sur les autres pièces principales de l'assemblage.

La Figure 4.15 donne la distribution des contraintes de Von Mises dans le ressort (ou lamelles) après pincement avec le terminal mâle. Ainsi, dans cet état de déformation maximale des lamelles, nous pouvons constater que les lamelles restent globalement dans un état élastique. Cependant, la limite d'élasticité n'a pas été dépassée dans les zones des contacts électriques. En effet une très grande déformation plastique de la lamelle est non souhaitable pour le bon fonctionnement du connecteur, cela pouvant entraîner une diminution de la force de contact. Celle-ci peut conduire à l'augmentation de la résistance de contact et aussi peut provoquer une désinsertion brutale accompagnée d'une coupure de courant avec production d'arc. Cette désinsertion brutale s'accélère en présence des vibrations. Nous notons aussi qu'une grande force de contact ou maintien est indispensable durant toute la durée de fonctionnement du connecteur, afin d'éviter tout type de phénomènes des dégradations.

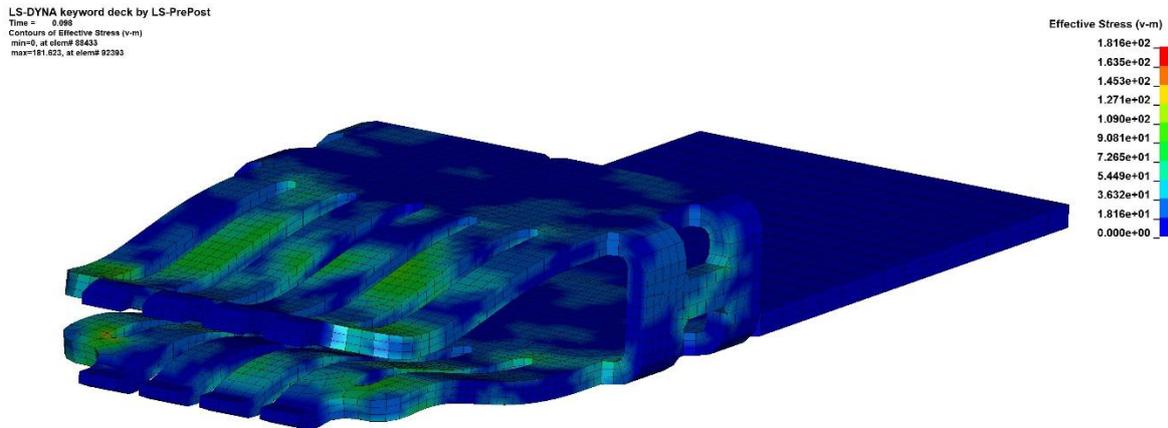


Figure 4.15 : Contraintes équivalentes de Von Mises dans le contact femelle (MPa).

En revanche, dans certaines zones de la cage en acier inoxydable (voir Figure 3.16), la limite d'élasticité a été largement dépassée ( $\sigma_{VM} > \sigma_y = 200 \text{ MPa}$ ), une déformation plastique a donc lieu dans les zones de contact entre le terminal femelle et sa cage. Cela est aussi causé par le procédé d'assemblage du clip avec sa cage qui l'entoure. Par ailleurs, la résistance mécanique de la cage ( $\approx 1 \text{ GPa}$ ) lui permet de bien résister à des sollicitations vibratoires.

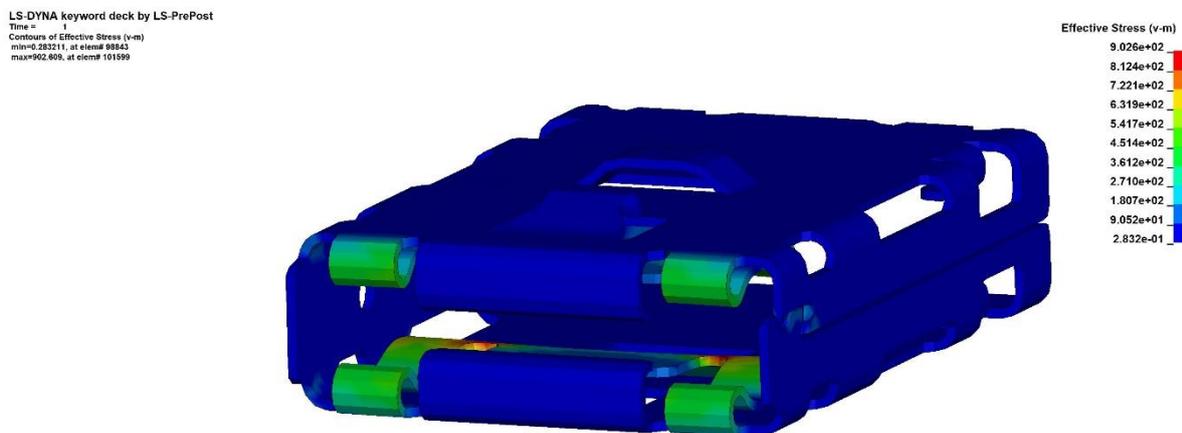


Figure 4.16: contraintes équivalentes de Von Mises dans la cage (le hood) (MPa).

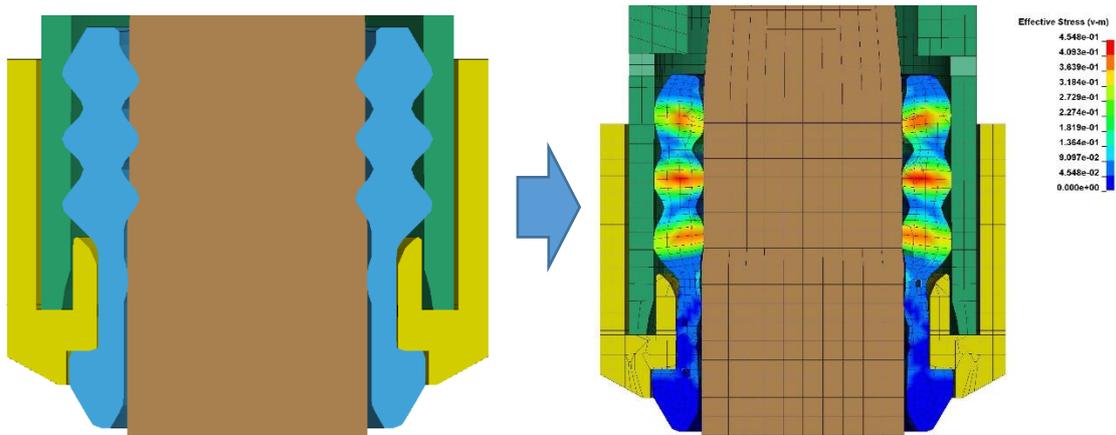


Figure 4.17: Élimination d'interpénétration de la pièce siliconée (le SWS) dans le câble.

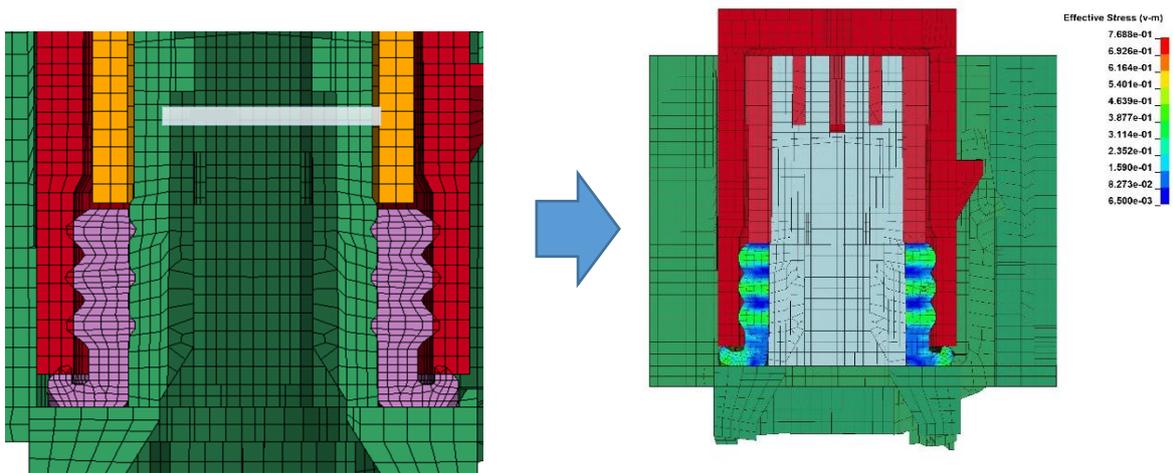


Figure 4.18: Élimination d'interprétation de la pièce en silicone (interfacial seal) dans le boîtier femelle.

## 4.5 Résultats – Efforts de contact

Cette partie présente les valeurs des efforts de contact dans la zone de pincement du contact mâle par le contact femelle. Pour chaque voie et sur chaque lèvre du contact (supérieur et inférieur), la Figure 4.19 donne les efforts suivants :

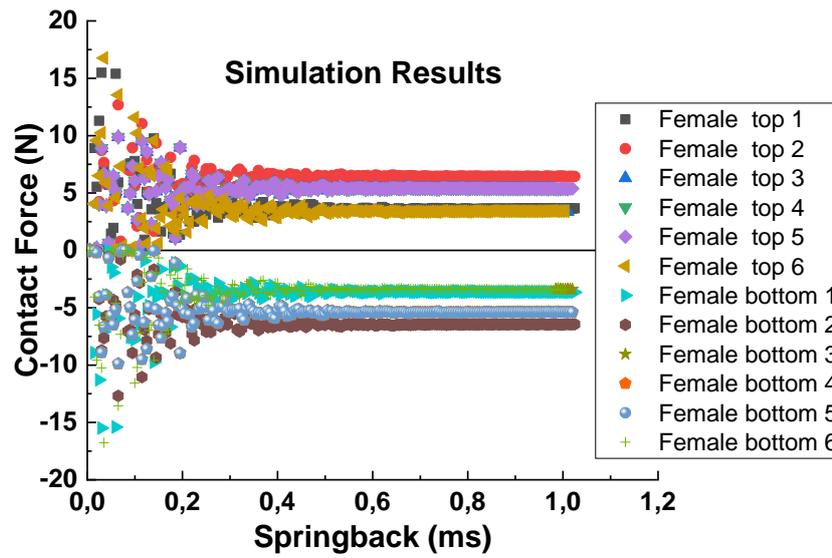


Figure 4.19: Force de contact calculée après simulation de la mise en place du terminal femelle en fonction du temps de retour élastique des lamelles.

Les forces de contact de chaque zone ont été calculées en parallèle avec la mise en place du terminal femelle. La Figure 3.19 présente les résultats des forces de contact pour les douze lamelles obtenues après simulation de la mise en place du clip. L'interprétation en est :

La mise en place du terminal passe par deux étapes : la première étape consiste à un simple repoussage du terminal, en imposant un faible déplacement ( $< 10$  mm) selon l'axe Z. La deuxième étape avait pour but de suivre le retour élastique des lamelles. Lors du repoussage de la lamelle, il n'existe aucun contact entre le clip et la languette, i.e. à l'instant  $t=0$  ms, la force de contact est nulle. Lors du retour élastique de la lamelle (ou encore à chaque rebond), LS-DYNA calcule la force de contact à chaque fois que le terminal femelle touche le terminal mâle, jusqu'à atteindre le régime stable (entre 0,8 - 1 ms). Ce régime correspond à la force du contact final de chaque lamelle. Ainsi, d'après l'approche numérique, la répartition des forces de contact n'est pas uniforme sur les six lamelles. En comparant les valeurs des forces de contact entre les zones des contacts supérieurs et inférieurs du clip, nous remarquons que la loi d'action et réaction est bien respectée.

## 4.6 Résultats de déplacements calculés par simulation en éléments finis

Cette partie a pour objectif d'étudier la réponse dynamique du connecteur en imposant les mêmes conditions que lors des tests expérimentaux. Les conditions des simulations sont listées dans le Tableau 3.1. Une vibration sinusoïdale a été imposée au connecteur afin d'étudier sa réponse dynamique.

Dans le chapitre 3, le mouvement relatif  $|U_2 - U_1|$  était calculé entre l'extrémité droit de la partie femelle et la partie mâle. En effet,  $|U_2 - U_1|$  n'est qu'une approximation du déplacement relatif entre les parties mâle/femelle au niveau des surfaces de contact, car  $U_2$  est éloigné de la surface de contact de la partie femelle (clip). Le mouvement à la surface de contact de la partie femelle,  $U_4$ , n'était pas accessible par des mesures expérimentales car la cage en acier entoure complètement le clip et bloque l'accès au laser. De ce fait, nous avons donc calculé et comparé les mouvements  $U_4$  et  $U_2$  (Figure 4.20) obtenu par EF.

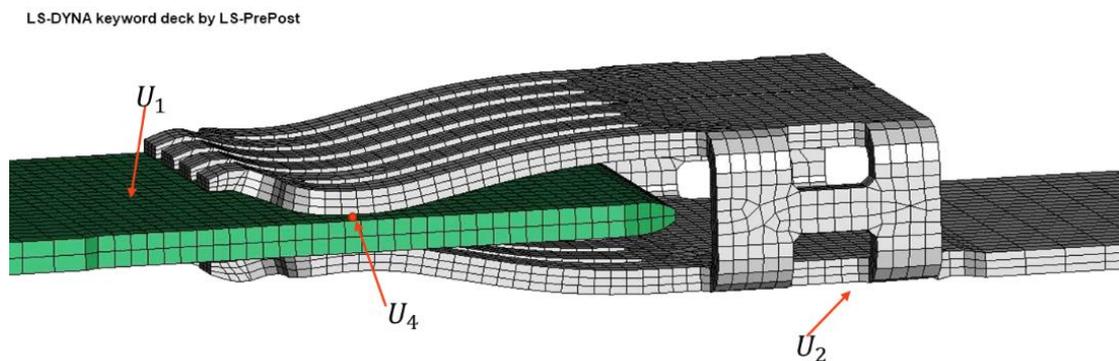


Figure 4.20 : Zone de calcul des mouvements  $U_1$ ,  $U_2$  et  $U_4$ .

La Figure 4.21 montre les mouvements  $U_4$  et  $U_2$  calculés par simulation éléments finis. Il est évident que les deux mouvements  $U_4$  et  $U_2$  sont en phase et se suivent avec les mêmes amplitudes. Ce résultat permet de confirmer que la répartition des déplacements dans le terminal femelle est uniforme sur chaque point. C'est qui est logique car la structure mécanique de la languette est un corps peu déformable.

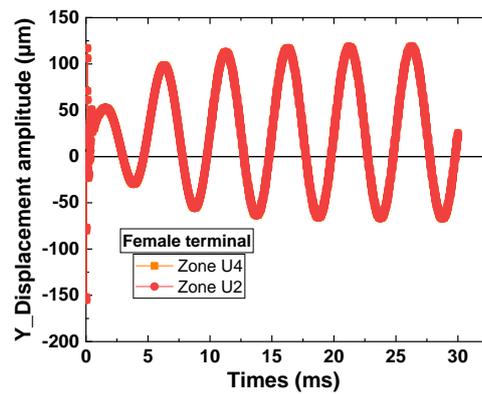
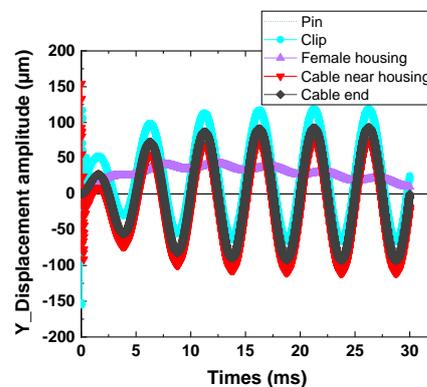
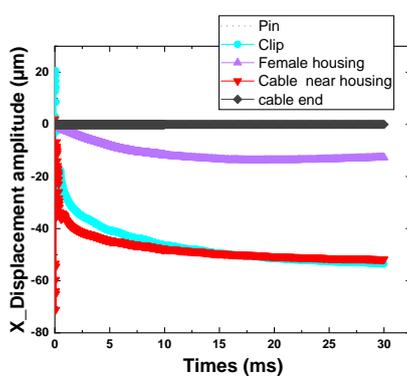
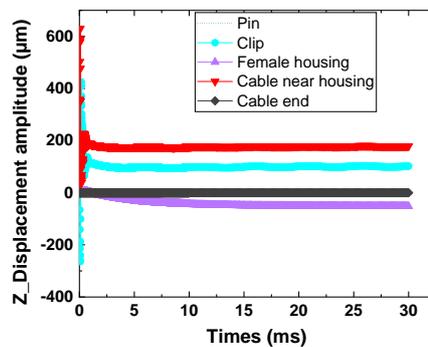


Figure 4.21: Déplacements calculés dans deux zones différentes du terminal femelle.



(a) déplacements calculés selon l'axe X

(b) déplacements calculés selon l'axe Y



(c) déplacements calculés selon l'axe Z

Figures 4.22: Résultats de simulation pour les mouvements des composants du connecteur, vibration dans la direction axiale ( $\parallel$  Y), (a) déplacement selon l'axe X, (b) déplacement selon l'axe Y, (c) déplacement selon l'axe Z, (200 Hz,  $\pm 185 \mu\text{m}$ , Exemples des résultats).

La Figure 4.22 montre les mouvements de certains composants du connecteur calculés pour une sollicitation vibratoire dans la direction axiale ( $\parallel$  à l'axe Y). Après analyse de ces graphiques, nous remarquons que tous les composants bougent selon l'axe Y qui est parallèle à la direction des vibrations. En revanche, des très faibles mouvements sont aussi observés le long des axes X et Z orthogonaux à la direction des vibrations. Ce qui laisse à croire que le système connecteur effectue des mouvements de rotation sous vibration.

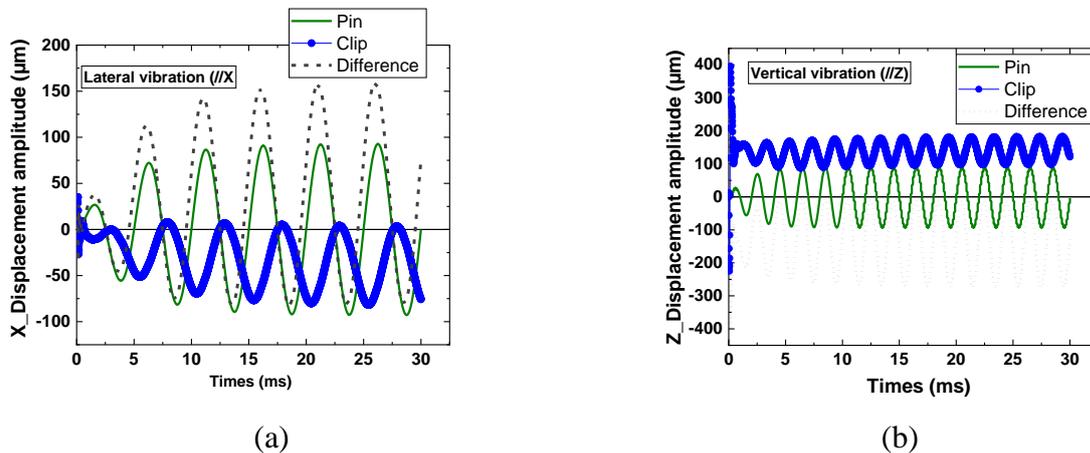


Figure 4.23 : Mouvement des contacts clip/languette pour une vibration dans la direction axiale, (a) vibration latérale et déplacements calculés selon l'axe X, (b) vibration verticale et déplacements calculés selon l'axe Z, (200 Hz, amplitude  $\pm 185\mu\text{m}$ , Exemple des résultats).

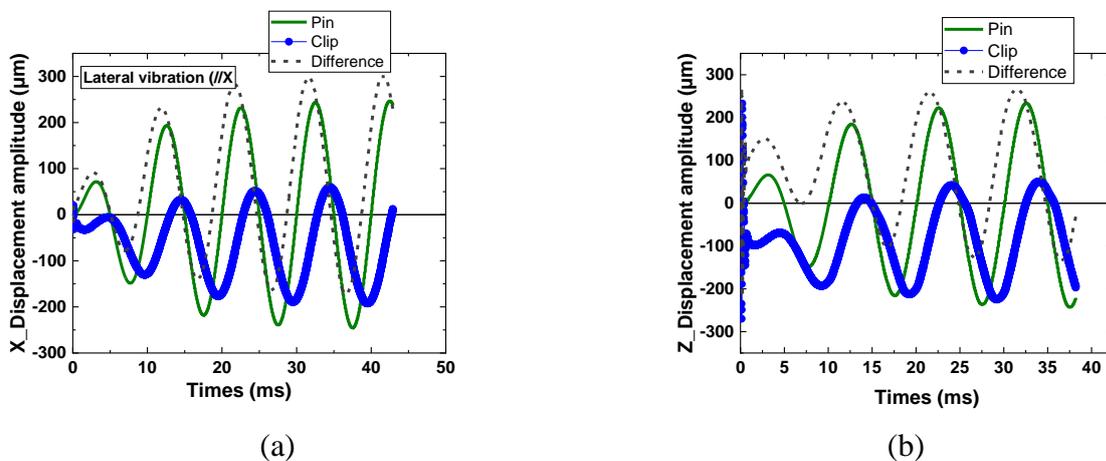


Figure 4.24 : Mouvement des contacts clip/languette pour une vibration dans la direction axiale, (a) vibration latérale et déplacements calculés selon l'axe X, (b) vibration verticale et déplacements calculés selon l'axe Z, (100 Hz, amplitude  $\pm 497\mu\text{m}$ , Exemple de résultats).

Les Figures 4.23 à 4.24 ci-dessus montrent uniquement les résultats obtenus par simulation pour les mouvements de la languette et du clip, sollicités à des différentes conditions des vibrations. Dans le but d'obtenir des résultats plus précis, deux points au niveau de la zone de contact ont été choisis pour le calcul des déplacements en simulation. Le premier point est situé au niveau de la zone de contact du clip ( $U_4$ ) et le second c'est le point correspondant à la languette. En analysant ces figures, nous avons remarqué que le terminal femelle se déplace avec des amplitudes très inférieures aux amplitudes du clip.

Cette faible amplitude du terminal femelle est aussi due à un effet d'amortissement sur les amplitudes des mouvements de certains composants du connecteur. Les déplacements relatifs entre le clip et la languette sont obtenus par la soustraction du mouvement du clip au mouvement de la languette, appelé « Différence ».

#### 4.7 Résultats numériques et expérimentaux pour les mouvements relatifs

Le Tableau 4.5 ainsi que le Tableau 3.3 (du chapitre 3) ci-dessous présentent une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des mouvements relatifs. La condition de vibrations est le C1 (200 Hz, amplitude de vibration  $\pm 185 \mu\text{m}$ ). Les résultats numériques dans les directions latérales et verticales sont largement supérieurs aux résultats expérimentaux, en particulier les  $\Delta\delta_{LX}$  et  $\Delta\delta_{VZ}$ .

<i>Résultats des simulations</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>X</b>	244	2,4	1,6
	<b>Y</b>	1,1	1,7	4
	<b>Z</b>	2	4	197

Tableau 4.5: Résultats numériques des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C1 (200 Hz, amplitude de vibration  $\pm 185 \mu\text{m}$ ).

<i>Résultats des tests (échantillon 2A)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>X</b>	27	2	pas de mouvements harmonique
	<b>Y</b>	5	3	17
	<b>Z</b>	3	5	52

Tableau 3.3: Résultats expérimentaux des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C1 (200 Hz, amplitude de vibration  $\pm 185 \mu\text{m}$ ).

Le Tableau 3.4 (du chapitre 3) ainsi que Le Tableau 4.6 ci-dessous montrent une comparaison entre les résultats des mouvements relatifs obtenus par simulation et tests expérimentaux. La condition de vibrations est le C2 (300 Hz, amplitude de vibration  $\pm 83 \mu\text{m}$ ). Nous remarquons que les résultats numériques dans les directions latérale/verticale sont largement inférieurs aux résultats expérimentaux, en particulier les zones de la matrice en rouge.

<i>Résultats des simulations</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	X	2	0,2	0,2
	Y	2	1	1
	Z	0,1	0,4	1

Tableau 4.6: Résultats numériques des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C2 (300 Hz, amplitude de vibration  $\pm 83 \mu\text{m}$ ).

<i>Résultats des tests (échantillon 3A)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	X	21	5	12
	Y	6	2	9
	Z	31	4	11

Tableau 3.4: Résultats expérimentaux des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C2 (300 Hz, amplitude de vibration  $\pm 83 \mu\text{m}$ ) (voir chapitre 3).

Le Tableau 3.5 (du chapitre 3) et le Tableau 4.7 présentent une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des mouvements relatifs pour la condition de vibrations C3 (100 Hz, amplitude de vibration  $\pm 497 \mu\text{m}$ ). Nous remarquons que les résultats numériques dans les directions axiale/latérale/verticale ne sont pas proches des résultats expérimentaux, en particulier les zones de la matrice en rouge.

<i>Résultats des simulations</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>X</b>	341	10	0,5
	<b>Y</b>	2	2	7
	<b>Z</b>	5	15	403

Tableau 4.7: Résultats numériques des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C3 (100 Hz, amplitude de vibration  $\pm 497 \mu\text{m}$ ).

<i>Résultats des tests (échantillon 1A)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>x</b>	70	14	6
	<b>y</b>	35	18	pas de mouvements harmonique
	<b>z</b>	pas de mouvements harmonique	1	43

Tableau 3.5: Résultats expérimentaux des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C3 (100 Hz, amplitude de vibration  $\pm 497 \mu\text{m}$ ).

## 4.8 Synthèse partielle

La simulation de la mise en place des composants du connecteur a été réalisée avec succès, dans un premier temps. Dans second temps, nous avons réalisé la simulation par EF des vibrations pour différentes conditions d'excitation. Après comparaison, nous avons remarqué que les résultats numériques sur les mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle ne sont pas proches des résultats expérimentaux, d'une part. D'autre part, certaines grandeurs des mouvements relatifs obtenus par simulation ne sont pas logiques du point de vue physique. Plusieurs raisons peuvent être attribuées à ces résultats, notamment le choix des paramètres d'entrée du modèle (propriétés et le comportement mécaniques, le coefficient d'amortissement etc...) et de certaines hypothèses avancées. De plus, la durée moyenne d'un calcul de simulation des vibrations était entre 3-5 semaines pour une direction de sollicitation donnée. À ce stade, il est difficile de pouvoir valider le modèle EF. Dans la partie suivante, nous essayerons de mener plusieurs investigations afin d'améliorer ce modèle éléments finis pour la simulation des vibrations dans un connecteur.

## **4.9 Correction du modèle éléments finis pour la simulation des vibrations dans un connecteur**

Il n'existe pas une manière standard de modéliser une structure mécanique. Chaque cas est particulier et dépend de la structure et du pourquoi de la modélisation [131]. Dans le cas des tests de vibrations, le modèle EF a pour but de représenter le comportement dynamique de la structure en essai. Le type de modèle doit être sélectionné en fonction de la complexité du comportement dynamique de la structure et non en fonction de sa masse ou de ses dimensions. Dans la partie précédente, nous avons réalisé une modélisation 3D et simulation, en éléments finis, des vibrations dans un connecteur électrique avec prise en compte de tous ses composants.

Nous avons mis en avant les réponses dynamiques du connecteur soumis à une sollicitation sinusoïdale, dans un premier temps. Dans un second temps, nous avons calculé les mouvements relatifs entre les terminaux. La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux a permis de conclure que les résultats ne sont pas proches. De ce fait, l'objectif de cette partie est de pouvoir apporter des corrections sur le modèle EF initial développé chez APTIV afin de le valider.

Pour corriger le modèle EF, nous avons mené une investigation approfondie sur les différents paramètres d'entrée utilisés pour modéliser le comportement dynamique du connecteur. Certains paramètres ont été modifiés avec respect des phénomènes dynamiques et physiques observés lors des vibrations d'une structure, dans un premier temps.

Dans un deuxième temps, nous avons réalisé une série des simulations afin de calculer les mouvements relatifs entre les terminaux et les fonctions de transfert des mouvements relatifs. Pour valider le modèle numérique corrigé, des comparaisons entre les résultats numériques et expérimentaux ont été faites, et conduisent à une concordance entre ces résultats.

Finalement, une étude de l'influence de l'accélération sur la fonction de transfert du mouvement relatif a été proposée. Cela a permis tout simplement de confirmer que la fréquence des vibrations est le paramètre physique qui influence la fonction de transfert des mouvements relatifs.

#### 4.10 Analyse des paramètres d'entrée du modèle EF

La définition des paramètres tels que les comportements mécaniques de la structure et les propriétés des matériaux sont très pertinents si l'on souhaite avoir des résultats corrects sur la réponse dynamique d'un système mécanique. Après analyse des résultats numériques présentés dans la partie précédente (voir les §4.6 et §4.7), nous avons détecté que :

- La réponse dynamique (en termes de mouvements) des composants du connecteur en simulation était très différente de celle obtenue lors d'essais des vibrations. Cela est dû au comportement mécanique affecté à certains composants du connecteur.
- La distribution des mouvements du câble n'était pas le même au niveau de son extrémité et dans la zone proche du boîtier, pour des sollicitations dans les directions latérales et verticales. Il s'avère qu'il y a un phénomène d'amortissement du câble. En plus de son comportement mécanique, nous supposons que cela est causé par la valeur du facteur d'amortissement initialement choisis.

De ce fait, ce chapitre sera consacré à une correction des différents paramètres utilisés comme données d'entrée pour la modélisation et simulation des vibrations. Ainsi, le Tableau 4.8 liste les paramètres qui ont été corrigés afin d'améliorer le modèle EF.

Paramètres	Remarques
Propriétés des matériaux	En particulier pour les composants en thermoplastique et le câble
Comportement mécanique	Pour le câble ainsi que tous les composants en thermoplastique et le câble
Facteur d'amortissement	Une valeur de 10 % a été utilisée dans le modèle initial

Tableau 4.8 : Liste des paramètres à modifier dans le modèle initiale (modèle non corrigé).

#### 4.10.1 Correction portée sur les propriétés mécaniques des composants du connecteur

Dans le modèle EF initial (non corrigé) certaines hypothèses proposées pour modéliser le comportement des pièces en thermoplastique et le câble, ne sont pas du tout cohérentes avec le phénomène physique que nous avons pu analyser entre les tests et les simulations des vibrations. Ainsi, la correction a été apportée comme suit :

Dans le modèle initial les composants en thermoplastique étaient considérés comme des corps rigides. Après correction du modèle, toutes les pièces en thermoplastique (les boîtiers, les pièces de verrouillages...) seront considérées comme étant des corps déformables et seront modélisés avec un comportement élastique. Ceci est logique car lors des tests/simulations de vibrations, nous avons mesuré/calculé les déplacements des pièces en thermoplastique, ce qui signifie qu'ils subissent de petites déformations proportionnelles à la sollicitation imposée. Le Tableau 4.9 présente les détails sur le comportement mécanique de certains composants du connecteur après correction du modèle.

Parts	Meshing	Materials types	Mechanical behavior	E (MPa)	$\rho$ (g/mm <sup>3</sup> )	$\nu$	Hardening curve
Male and female housings	HEXA	Plastic: PBT GF10	<b>Deformable</b> – Elastic	4000	0.0040	0.3	
Terminals	HEXA	Copper alloy Stol80_R420_CuSn015	Linear Plasticity	1.363e+05	0.0089	0.3	x
Cable	HEXA	Copper	<b>Orthotropic materials</b>	$E_t=7681$ $E_f=339$	0.0040	$\nu_t=0.35$ $\nu_f=0.033$	
Hood	HEXA	Steel X10CrNi18-8	Linear Plasticity	1.9e+05	0.00790	0.3	x
CPA	HEXA	Plastic PBT GF10	<b>Deformable</b> – Elastic	7757.8	0.00145	0.4	
Spacer +TPA	HEXA	Plastic: PBT GF10	<b>Deformable</b> – Elastic	4000	0.00400	0.3	
Single wire seal (sws)	HEXA	Silicon	Elastic	1.5	0.00113	0.496	
Interfacial seal	HEXA	Silicon	Elastic	1.5	0.00113	0.496	
Crimp	HEXA	Copper alloy Stol80_R420_CuSn015	Linear Plasticity	1.363e+05	0.0089	0.3	
SWS Holder	HEXA	Plastic: PBT GF10	<b>Deformable</b> – Elastic	4000	0.0040	0.3	

Tableau 4.9 : Propriétés mécaniques des matériaux du connecteur après correction du modèle.

#### 4.10.2 Correction portée sur les propriétés du Câble

Le câble utilisé pour l'échantillon du connecteur est constitué de plusieurs brins en cuivre entourés par un isolant siliconé. Lors des sollicitations vibratoires dans une direction donnée, nous avons observé que le câble présentait des mouvements le long des axes X, Y et Z. Autrement dit, le câble subit à la fois une flexion et une traction combinées. Ainsi, le comportement mécanique élastique isotrope défini dans le modèle initial n'est donc pas correct en guise de la réponse dynamique observée.

Car, le comportement mécanique défini dans le modèle initial ne prend en considération que le module d'élasticité du câble dans la direction axiale (d'insertion/désinsertion).

Nous avons choisi d'utiliser un comportement orthotrope élastique pour modéliser le câble en supposant que le câble est isotrope dans le plan (X, Z), i.e. le comportement mécanique est le même en tout point du câble (voir Figure 4.25), d'une part. D'autre part, le câble subit des mouvements de flexion selon les axes X et Z. En revanche, le long de l'axe d'insertion/désinsertion du connecteur ( $// Y$ ), le câble reste sollicité en traction.

LS-DYNA keyword deck by LS-PrePost

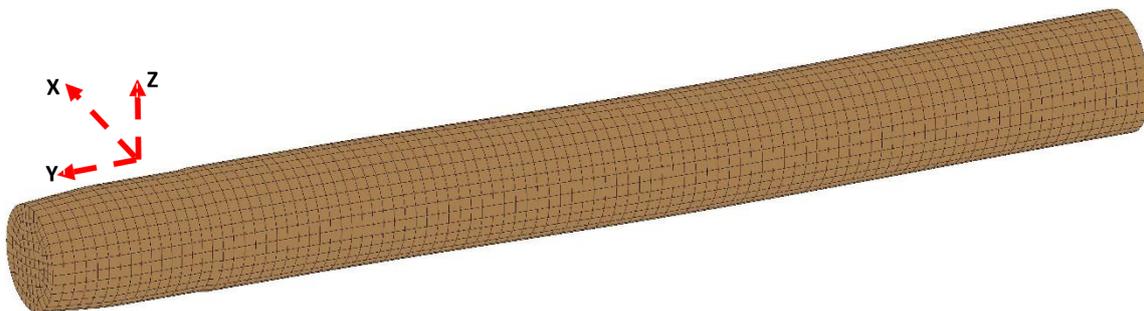
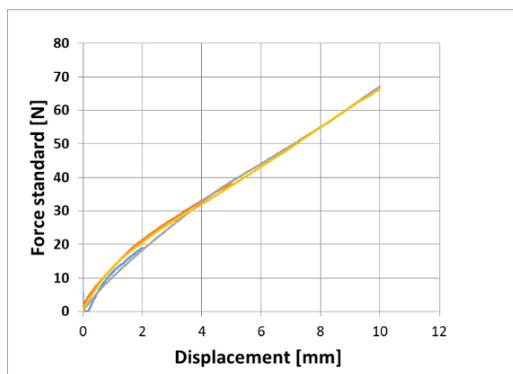
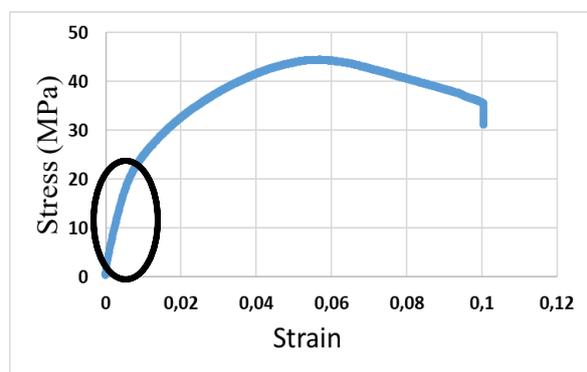


Figure 4.25 : Description du repère pour le câble.

Pour déterminer les propriétés mécaniques du câble, des tests de traction et flexion ont été réalisés sur des câbles d'une longueur de 100 mm. Les Figures 4.26 (a) et (b) montrent les résultats des tests de flexion et de traction respectivement. Le paramètre lié à la traction ( $E_t$ ) est déterminé pour une déformation entre 0.01- 0.02. Nous supposons que lors d'un test de vibrations, le câble ne se déforme pas à plus de 2 % selon l'axe Y. Le paramètre lié à la flexion ( $E_f$ ) est calculé pour un déplacement de 1 mm. Ainsi, les coefficients de Poisson dans les directions transverses et longitudinales ont été déduits à partir des modules d'élasticité ( $E_t$ ,  $E_f$ ) calculés précédemment.



(a)



(b)

Figure 4.26 : (a) Résultats test de flexion du câble, (b) courbe des contraintes vs déformations après test de traction du câble.

### 4.10.3 Correction du facteur d'amortissement

Les résultats présentés au (§4.6) ont permis aussi d'observer une influence significative du facteur d'amortissement sur les mouvements des certains composants du connecteur. Ainsi, une correction de ce paramètre s'avère nécessaire afin de résoudre le problème d'atténuation du mouvement de certains composants (clip et le câble). Dans le cadre de cette modélisation, nous avons choisi d'utiliser un facteur d'amortissement global (pour tout le système connecteur). En effet, il est parfois difficile de cibler certaines pièces du connecteur pour réaliser des mesures afin de déterminer les facteurs d'amortissement de chaque composant.

Afin de corriger le facteur d'amortissement, nous avons étudié numériquement l'influence du facteur d'amortissement pour différentes valeurs 0,03 ; 0,05 ; 0,5 et 10 % sur les mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle. Les résultats des mouvements relatifs obtenus en simulations ont été comparés avec les résultats expérimentaux. Cette méthode permet de déterminer rapidement le coefficient d'amortissement global pour tout le système connecteur.

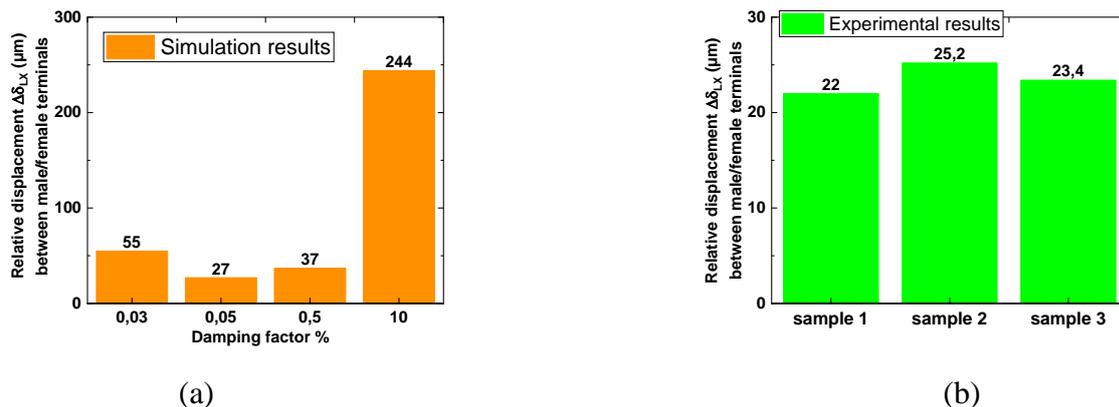


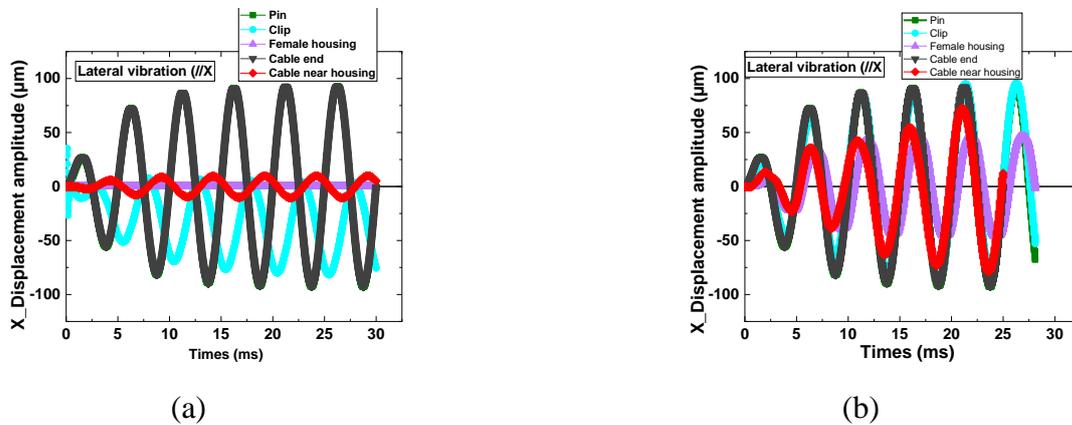
Figure 4.27 : Vibration dans la direction latérale ( $//X$ ) à 200Hz et pour une amplitude  $\pm 180 \mu\text{m}$ , (a) résultats numériques des mouvements relatifs pour différents facteurs d'amortissement, (b) résultats expérimentaux pour les mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle.

La Figure 4.27 présente une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux sur les mouvements relatifs entre le contact mâle/femelle. Les vibrations en simulation et test étaient dans la direction latérale à 200 Hz et pour un déplacement imposé de  $\pm 180 \mu\text{m}$ . Nous avons réalisé des simulations avec plusieurs valeurs de facteurs d'amortissement afin de déterminer celle qui présente des résultats proches de l'expérimental. Après analyse des Figures 4.27 (a) et (b), nous observons que le facteur d'amortissement global de 0.05 % donne de résultats des mouvements relatifs proches des résultats expérimentaux. Ainsi, dans la suite des simulations numériques, nous utiliserons la valeur du facteur d'amortissement 0.05% comme paramètre d'entrée dans le modèle EF.

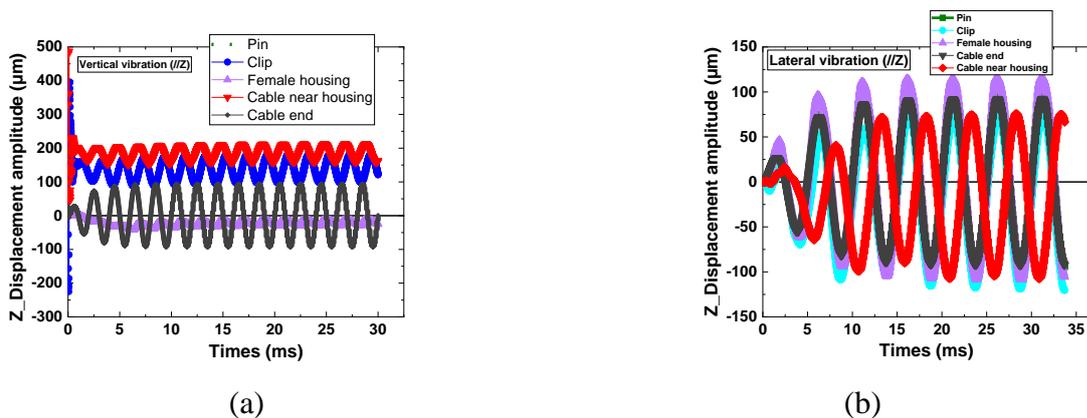
### 4.11 Conditions de simulations en éléments finis

Après avoir corrigé certains paramètres du modèle EF, nous avons réalisé des simulations avec les mêmes conditions aux limites que dans la partie précédente (§4.3.4.2). Les conditions de vibrations sont décrites dans le Tableau 3.1. Des vibrations sinusoïdales ont été imposées au connecteur afin d'étudier sa réponse mécanique et de comparer les résultats du modèle initial et du modèle corrigé.

Les Figures 4.28 à 4.31 présentent une comparaison entre les résultats numériques des mouvements des composants du connecteur obtenu avec le modèle corrigé et les résultats du modèle initial (non corrigé). Nous remarquons une amélioration de la réponse dynamique du système connecteur le long des directions de vibrations latérales et verticales. Les amplitudes du mouvement du câble entre l'extrémité et la zone proche du boîtier femelle se rapprochent lorsqu'on atteint un régime stable, ce qui va dans le sens d'un effet moindre de l'amortissement.



Figures 4.28: Résultats de simulation pour les mouvements des composants du connecteur, vibration dans la direction latérale ( $// X$ ), (a) déplacement selon l'axe X pour le modèle initial, (b) déplacement selon l'axe X pour le modèle corrigé, (200Hz,  $\pm 185 \mu\text{m}$ , Exemples des résultats).



Figures 4.29: Résultats de simulation pour les mouvements des composants du connecteur, vibration dans la direction axiale ( $// Z$ ), (a) déplacement selon l'axe Z pour le modèle initial, (b) déplacement selon l'axe Z pour le modèle corrigé, (200Hz,  $\pm 185 \mu\text{m}$ , Exemples des résultats).

Ainsi, une amélioration de la réponse dynamique du câble entraîne aussi des changements sur la réponse dynamique de la languette sous vibrations. Les Figures 4.30 et 4.31 présentent les mouvements des terminaux pour des sollicitations vibratoires dans les directions latérales et verticales, respectivement. Nous remarquons qu'après correction du modèle EF, le clip a tendance à suivre les mouvements de la languette en amplitude et en phase. Les déphasages observés dans les résultats du modèle initial ne sont plus significatifs, voir Figure 4.30 (b) et Figure 4.31 (b). En effet, l'excitation imposée à l'extrémité du câble est directement transférée avec une forte énergie cinétique sur le terminal femelle.

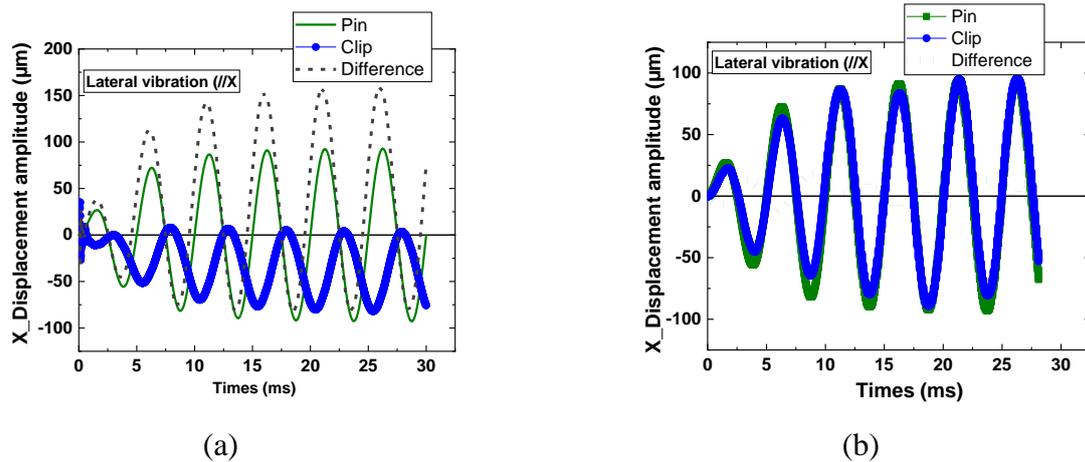


Figure 4.30: Mouvement des terminaux pour une vibration dans la direction latérale, (a) déplacement calculé selon l'axe X pour le modèle initial, (b) déplacement calculé selon l'axe X pour le modèle corrigé, (200 Hz, *amplitude*  $\pm 185\mu\text{m}$ , Exemple des résultats).

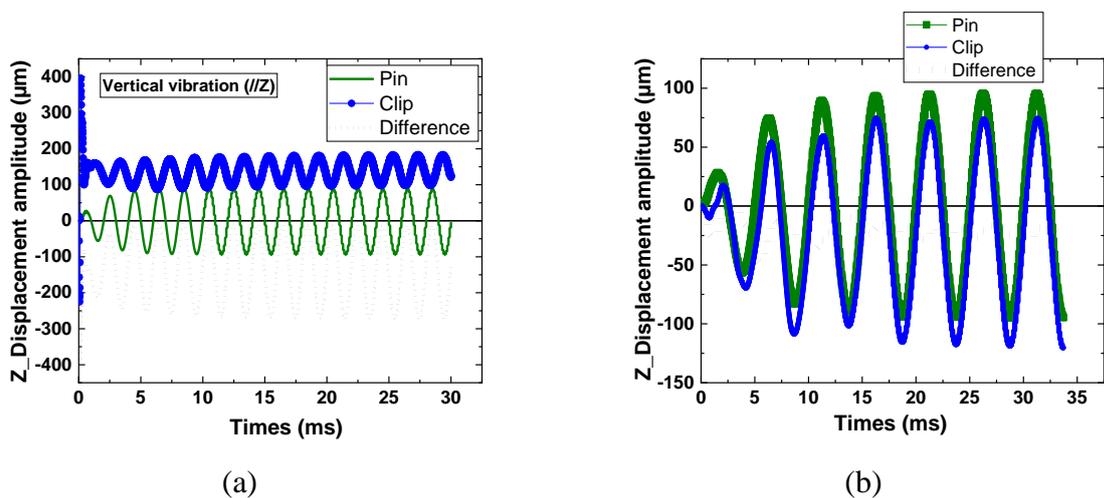


Figure 4.31: Mouvement des terminaux pour une vibration dans la direction verticale, (a) déplacement calculé selon l'axe Z pour le modèle initial, (b) déplacement calculé selon l'axe X pour le modèle corrigé, (200 Hz, *amplitude*  $\pm 185\mu\text{m}$ , Exemple des résultats).

#### 4.12 Résultats des mouvements relatifs entre les contacts clip/languette après correction du modèle éléments finis (MEF)

L'objectif de cette partie est de présenter les résultats de mouvements relatifs calculés après correction du MEF. Les simulations ont été réalisées en utilisant les conditions décrites dans le Tableau 3.1 (§3.3.1). Les déplacements relatifs ont été calculés de la même manière que dans le modèle initial (non corrigé) et à partir des courbes observées sur les Figures 4.30 (b) et 4.31 (b).

<i>Résultats des simulations</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>X</b>	30	4	5
	<b>Y</b>	4	1	5
	<b>Z</b>	18	4	40

Tableau 4.10: Résultats numériques (modèle corrigé) des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C1 (200 Hz, amplitude de vibration  $\pm 185 \mu\text{m}$ ).

<i>Résultats des tests (échantillon 2A)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>X</b>	27	2	pas de mouvement harmonique
	<b>Y</b>	5	3	17
	<b>Z</b>	3	5	52

Tableau 3.3: Résultats expérimentaux des mouvements entre les contacts clip/languette, échantillon 2A, conditions de test des vibrations C1 (200 Hz, amplitude de vibration  $\pm 185 \mu\text{m}$ ),

<i>Résultats des tests (échantillon 2B)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
<b>Déplacements relatifs entre les clip/languelette (<math>\Delta\delta_{ij}</math>) (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>X</b>	22	3	pas de mouvement harmonique
	<b>Y</b>	3	4	16
	<b>Z</b>	1	5	69

Tableau 3.3: Résultats expérimentaux des mouvements entre les contacts clip/languelette, échantillon 2B, conditions de test des vibrations C1 (200 Hz, amplitude de vibration  $\pm 185 \mu\text{m}$ ),

Le Tableau 3.3 (du chapitre 3) et le Tableau 4.10 ci-dessus présentent une comparaison entre les résultats numériques (modèle corrigé) et expérimentaux des mouvements relatifs. La condition de vibrations est le C1 (200 Hz, amplitude de vibration  $\pm 185 \mu\text{m}$ ). Nous remarquons tout d'abord que contrairement aux résultats obtenus à partir du modèle initial, le modèle corrigé présente des résultats qui sont physiquement acceptables. Après comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux, nous retenons ceci :

- Selon la direction des vibrations latérales, les déplacements relatifs ( $\Delta\delta_{LZ}$ ) obtenus par simulation sont largement supérieurs à la valeur expérimentale. En effet, en simulation EF, le clip présente une amplitude très supérieure à celle de la languelette selon l'axe Z, pour une vibration latérale. Ce qui se traduit par le mouvement relatif ( $\Delta\delta_{LZ}$ ) important. Le faible mouvement de la languelette selon l'axe Z est causé par le type de liaison mécanique définie entre le boîtier mâle et le terminal mâle. Le boîtier mâle est défini coller au terminal mâle ce qui implique que les conditions aux limites imposées sur le boîtier mâle, seront automatiquement transférées sur la languelette. Par conséquent, le boîtier mâle est fixe selon l'axe Z et ne transfère pas de mouvement sur le terminal mâle lors des vibrations latérales.

- Dans la direction des vibrations axiales, les déplacements relatifs calculés par simulation après correction du MEF sont proches des résultats expérimentaux. En effet, dans la direction des vibrations axiales, les composants des connecteurs ont tendance à suivre les mouvements imposés. Les contacts mâle/femelle bougent en phase et avec les amplitudes très proches. Ce qui entraîne des déplacements relatifs très faibles. Rappelons aussi que la raison majeure est attribuée à un bon design des certains composants présents dans l'échantillon connecteur qui ont pour rôle de réduire les mouvements des contacts électriques, dans la direction d'insertion/désinsertion.

<i>Résultats des simulations</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
Déplacements relatifs entre les clip/languette ( $\Delta\delta_{ij}$ ) ( $\mu\text{m}$ )	X	15	pas de mouvement harmonique	14
	Y	3	4	5
	Z	14	4	4

Tableau 4.11: Résultats numériques (modèle corrigé) des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C2 (300 Hz, amplitude de vibration  $\pm 83 \mu\text{m}$ ).

<i>Résultats des tests (échantillon 3B)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
Déplacements relatifs entre les clip/languette ( $\Delta\delta_{ij}$ ) ( $\mu\text{m}$ )	X	21	5	12
	Y	6	2	9
	Z	31	4	11

Tableau 3.4: Résultats expérimentaux des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test des vibrations C2 (300 Hz, amplitude de vibration  $\pm 83 \mu\text{m}$ ).

Nous avons par la suite calculé les mouvements relatifs pour les conditions de vibrations C2 (300 Hz, amplitude de vibration  $\pm 83 \mu\text{m}$ ). Les Tableaux 4.11 ainsi que le Tableau 3.4 (du chapitre 3) ci-dessus présentent une comparaison entre les résultats numériques (modèle corrigé) et expérimentaux des mouvements relatifs, respectivement. Après analyse de ces matrices des résultats, nous remarquons que les résultats numériques semblent légèrement inférieurs à la moyenne des résultats expérimentaux. Contrairement aux résultats précédents (pour la condition C1), nous observons que la réponse dynamique du connecteur change (en termes de mouvements relatifs) lorsque la fréquence et l'amplitude varient (condition C2). À ce stade, les résultats numériques obtenus restent physiquement acceptables.

Nous remarquons que les résultats présentés dans le Tableau 4.12 pour les mouvements relatifs calculés en simulation, se rapprochent des résultats expérimentaux listés dans le Tableau 3.5 (ci-dessous). La condition des vibrations est C3 (100 Hz, amplitude de vibration  $\pm 497\mu\text{m}$ ). Après avoir corrigé le modèle EF, nous observons une nette amélioration des résultats du mouvement relatif pour différentes conditions des vibrations imposées. Les écarts observés sur les ordres des grandeurs des mouvements relatifs permettent de confirmer que la simulation n'est pas forcément la réalité. Il est nécessaire de mentionner aussi que les écarts des valeurs observées entre les résultats numériques et expérimentaux, concernant les mouvements relatifs sont aussi liés à des tolérances dimensionnelles entre une pièce réelle et la géométrie CAO.

Nous n'avons pas présenté l'étude des tolérances dimensionnelles et géométriques de l'échantillon connecteur pour des raisons de confidentialité. Ainsi, les résultats numériques obtenus restent acceptables pour l'analyse de la réponse dynamique ainsi que la prédiction de la performance du connecteur.

<i>Résultats des simulations</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
Déplacements relatifs entre les clip/languette ( $\Delta\delta_{ij}$ ) ( $\mu\text{m}$ )	X	62	12	9
	Y	49	22	pas de mouvement harmonique
	Z	11	5	58

Tableau 4.12: Résultats numériques des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test de vibration C3 (100 Hz, amplitude de vibration  $\pm 497\mu\text{m}$ ).

<i>Résultats des tests (échantillon 1A)</i>		Direction d'excitation		
		Latérale (//X)	Axiale (//Y)	Verticale (//Z)
Déplacements relatifs entre les clip/languette ( $\Delta\delta_{ij}$ ) ( $\mu\text{m}$ )	x	70	14	6
	y	35	18	pas de mouvement harmonique
	z	pas de mouvement harmonique	1	43

Tableau 3.5: Résultats expérimentaux des mouvements entre les contacts clip/languette, conditions de test de vibration C3 (100 Hz, amplitude de vibration  $\pm 497\mu\text{m}$ ).

### 4.13 Comparaisons des résultats sur les fonctions de transfert des déplacements relatifs

Nous avons calculé les fonctions de transfert des mouvements relatifs en utilisant les mêmes conditions des vibrations que les tests expérimentaux (voir le Tableau 3.7 du chapitre 3). Les Figures 4.32 et 4.33 donnent une comparaison des résultats du FT des mouvements relatifs calculés en simulation et mesurés en expérimental, dans les directions des vibrations axiales et latérales. Nous remarquons que les résultats numériques conduisent à une bonne approximation des résultats expérimentaux. Les résultats numériques obtenus permettent aussi de confirmer l'influence de la direction des vibrations sur le comportement dynamique de l'échantillon connecteur sollicité.

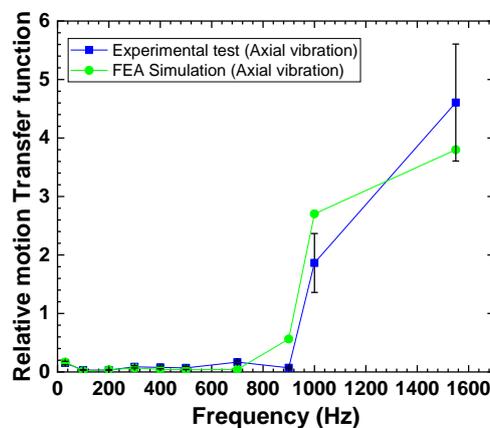


Figure 4.32: Fonctions des transferts des mouvements relatifs calculés et mesurés pour une sollicitation dans la direction axiale.

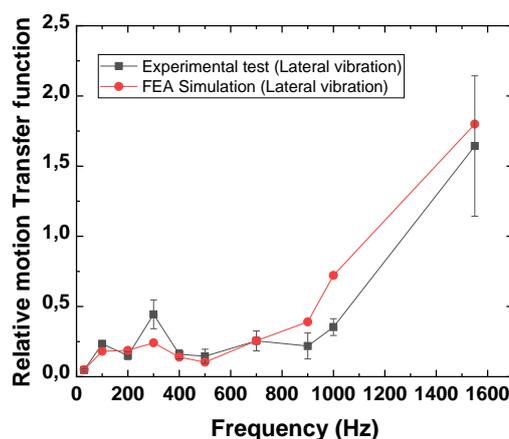


Figure 4.33: Fonctions de transfert des mouvements relatifs calculés et mesurés pour une sollicitation dans la direction latérale.

#### 4.14 Résultats-Influence de l'accélération sur les FT des mouvements relatifs

L'objectif de cette partie est de comparer les résultats numériques et expérimentaux des FT des mouvements relatifs pour deux niveaux d'accélération imposée (15 et 20 G). La Figure 4.34 présente les résultats des FT des mouvements relatifs calculés numériquement et mesurés expérimentalement. Nous avons uniquement étudié cette comparaison dans la direction des vibrations latérales. Nous remarquons que les résultats obtenus par simulation se rapprochent des résultats expérimentaux. En analysant le graphique ci-dessous, nous observons que la variation d'accélération n'a pas d'impact sur les fonctions de transfert des mouvements relatifs. En revanche, ces résultats confirment tout simplement que la fonction de transfert des mouvements relatifs dépend de la fréquence d'excitation.

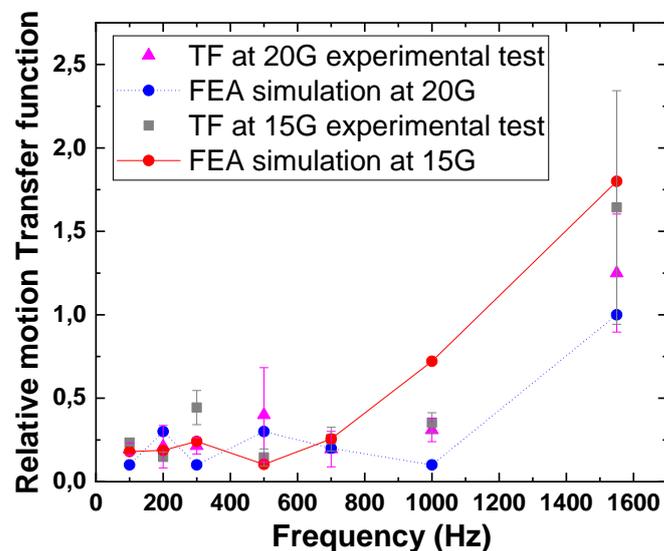


Figure 4.34: Résultats des FT des mouvements relatifs calculés et mesurés pour une sollicitation dans la direction latérale.

## 4.15 Conclusion

Une première comparaison entre les résultats du modèle initial et les résultats expérimentaux a permis de montrer que la simulation numérique n'était pas proche de l'expérimental. Ainsi, nous avons mené une investigation sur les différents paramètres d'entrée du MEF dans le but de l'améliorer. Nous avons corrigé certains paramètres des matériaux, les comportements mécaniques des certains composants du connecteur et ainsi celui du câble. Nous retenons donc ceci :

- Les composants en thermoplastique modélisé avec un comportement électrique présentent des réponses dynamiques en simulation proche de celles observées en expérimentale.
- La prise en compte des modules de Young en flexion ainsi qu'en traction permet d'améliorer le comportement du câble sous vibration. De plus, la considération d'un facteur d'amortissement global de 0.05% a permis d'améliorer les amplitudes des mouvements du système connecteur.
- Nous avons remarqué aussi qu'après correction du modèle EF, la durée moyenne d'un calcul de simulation des vibrations était entre 1-2 jours pour une direction de sollicitation donnée.
- Finalement, la correction du modèle EF a conduit à des résultats numériques physiquement acceptables. Les fonctions de transfert des mouvements relatifs calculées par simulation sont proches des résultats expérimentaux.



## **Chapitre 5**

# **Prédiction des performances du connecteur électrique soumis à un profil des vibrations du type constructeur automobile**

## 5.1 Introduction

L'usure des connecteurs électriques par fretting est issue de micro-déplacements dans la zone de contact. Afin d'étudier ce phénomène dans des conditions bien contrôlées, on réalise classiquement des tests de fretting où l'on impose le déplacement sur l'un des composants du contact alors que l'autre composants est maintenu immobile. Ces tests permettent de mettre en avant certains des mécanismes mis en jeu, et de comparer le comportement de différentes caractéristiques du connecteur (nature des revêtements, force de contact, etc..) dans des conditions tribologiques bien définies. Cependant, ils sont peu représentatifs du connecteur dans son environnement réel car ce n'est pas leur premier objectif.

Dans la réalité, les contacts sont câblés puis assemblés dans un connecteur qui est lui-même monté dans un système embarqué. Les micro-déplacements sont engendrés par des vibrations qui se propagent par le boîtier du connecteur jusqu'à la zone de contact. Ces vibrations sont de différentes natures qui peuvent être du sinus balayé ou encore aléatoire. Ainsi, les tests des vibrations qui consistent à faire subir des profils vibratoires du type automobile à un connecteur câblé et monté sur un pot vibrant, sont plus représentatifs des sollicitations réelles dans la connectique embarquée.

Ces tests de vibrations répondent à des normes définies par les constructeurs automobiles, d'une part. D'autre part, ces essais des vibrations permettent de qualifier les performances d'un connecteur dans son environnement de service. Ainsi, le but de ce chapitre est de proposer une approche permettant de prédire les performances d'un connecteur à partir de n'importe quels profils des vibrations sinusoïdales donnés. Dans les chapitres précédents, nous avons déterminé les fonctions de transfert des mouvements relatifs entre les terminaux ainsi que la courbe d'endurance électrique. Ces deux résultats seront combinés avec les profils des vibrations automobiles afin de prédire les performances d'un connecteur électrique.

## 5.2 Description du test des vibrations pour les connecteurs automobiles

Généralement, le connecteur câblé est monté sur un pot vibrant. Ce dernier engendre des vibrations dans l'axe des sollicitations. Au cours du test, on fait varier la fréquence et l'accélération (voir Figure 5.1). Ces tests sont souvent couplés avec une intensité du courant imposé, un profil de températures et une humidité relative fixée.

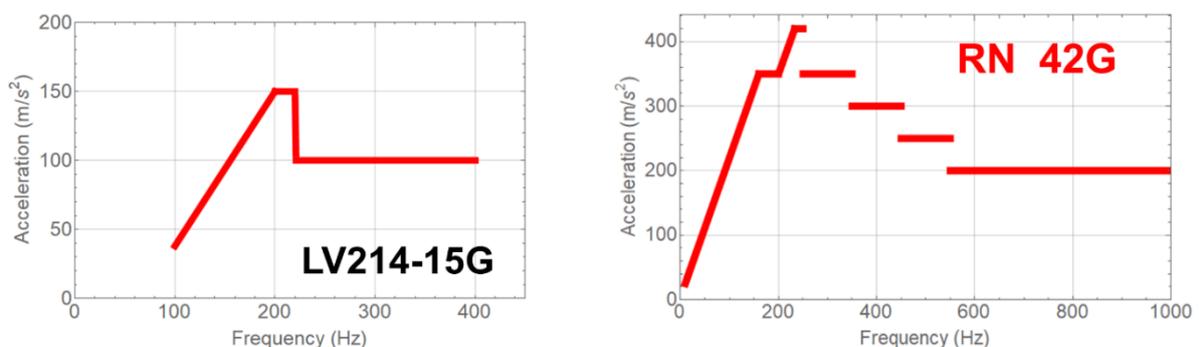


Figure 5.1: Profils des vibrations du type constructeurs automobiles, à gauche : profil des vibrations LV214 et à droite : profil des vibrations Renault-Nissan.

### 5.3 Approche pour la prédiction de la performance du connecteur électrique

Dans les chapitres précédents, des méthodologies numérique et expérimentale ont été développées pour calculer/mesurer les fonctions de transfert des mouvements relatifs entre les contacts clip/languette, d'une part. De plus, nous avons réalisé des tests d'endurance électrique sur les terminaux. Ces tests ont permis de déterminer à la fois le seuil d'amplitude de fretting ( $\delta_{limit}$ ) et le nombre de cycle à la rupture électrique  $N_c^*$ . Le but de ce dernier chapitre est de combiner les résultats précédents avec les profils des vibrations de type automobile, afin de proposer une approche prédictive de performance du système connecteur (Figure 5.2).

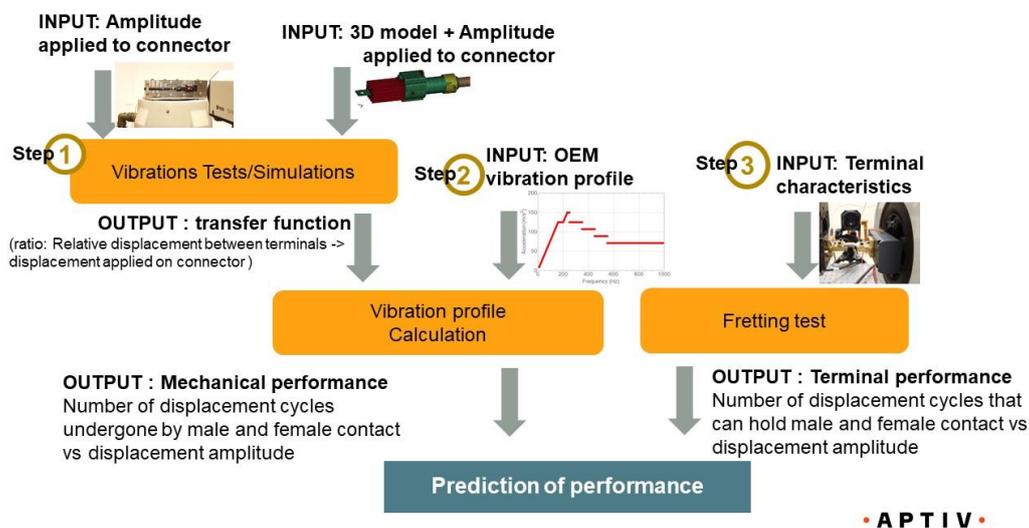


Figure 5.2 : Illustration de la méthodologie pour la prédiction des performances d'un connecteur électrique soumis à un profil vibratoire du type constructeur automobile.

Afin de prédire les performances de l'échantillon connecteur, les étapes présentées sur la Figure 5.2 ont été effectuées comme suit :

1. Déterminer les FT des mouvements relatifs (FTMR) en simulation et par test expérimental.
2. Combiner la FT des mouvements relatifs avec le profil des vibrations afin de déduire les déplacements relatifs entre les terminaux en fonction du nombre de cycles des vibrations  $\Delta\delta(N_b)$  (appelée performance mécanique).
3. Définition du seuil de risque de fretting à partir des résultats d'endurance ou encore performance électrique ( $N_c^*$ ,  $\delta_{limit}$ ).
4. Corrélation entre les performances électriques ( $N_c^*$ ,  $\delta_{limit}$ ) et mécaniques  $\Delta\delta(N_b)$  afin de prédire les performances du connecteur soumis à un profil des vibrations de type constructeur automobile.

Dans le cadre de cette étude, nous nous sommes focalisés uniquement sur les paramètres liés aux vibrations mécaniques (l'amplitude de déplacement, l'accélération et la fréquence).

### 5.3.1 Démarche réalisée pour déterminer le mouvement relatif en fonction du nombre de cycles $\Delta\delta(N_b)$ pour un profil des vibrations

C'est à partir des différents environnements que va rencontrer un connecteur électrique tout au long de son cycle de vie que vont être déterminés les essais nécessaires afin de lui assurer une durée de vie optimale. Les essais de vibrations sinusoïdales sont sans doute les types d'essais qui permettent d'apprendre le plus du comportement dynamique d'une structure. Dans le cas d'un essai en sinus balayé, la fréquence de ce sinus varie plus ou moins rapidement selon une loi qui peut être linéaire, exponentielle (appelée généralement logarithmique) ou hyperbolique. La conséquence directe de cet état de fait est que la réponse du système mécanique sollicité n'est jamais parfaitement permanente. Elle dépend de la rapidité du balayage, d'où l'importance de ce choix, fonction de l'objectif des essais [131]. Dans la connectique automobile, les profils des vibrations sinusoïdales sont établis en fonction des fréquences qui varient selon une loi logarithmique (i.e. balayage logarithmique). Par conséquent, la vitesse de balayage ( $\vartheta$ ) est exprimée en octave par minute.

Le but de cette partie est de calculer le mouvement relatif en fonction du nombre de cycles  $\Delta\delta(N_b)$  qui est un paramètre pertinent pour prédire les performances du connecteur. Ainsi, à partir d'un profil des vibrations donné, les calculs des déplacements relatifs entre les terminaux en fonction du nombre de cycles des vibrations  $\Delta\delta(N_b)$  ont été effectués par les étapes suivantes :

1. Transformer le profil vibratoire du type accélération vs fréquence  $\Upsilon(f)$  en amplitude vs fréquence  $\delta(f)$
2. Multiplier la FT des mouvements relatifs FTMR par  $\delta(f)$  pour obtenir les mouvements relatifs des terminaux en fonction de la fréquence  $\Delta\delta(f)$
3. Transformer  $\Delta\delta(f)$  (mouvement relatif en fonction de la fréquence) en  $\Delta\delta(N_b)$  (mouvement relatif en fonction de nombre de cycles) pour un balayé du profil et pour toute la durée du test des vibrations requises par la norme des constructeurs automobiles
4. Dédire les moyennes des déplacements relatifs  $\Delta\delta_{moy}$  et le nombre de cycles cumulé  $\Delta N_{bcumul}$  pour toute la durée de test afin de définir la courbe de performance mécanique du connecteur.

Tous les calculs ont été réalisés avec le logiciel wolfram Mathematica. Nous avons choisi deux profils des vibrations, le LV214 ainsi que le Renault-Nissan, illustrés sur la Figure 5.1. Les raisons de ce choix sont que le connecteur caractérisé dans ce projet de thèse est destiné pour les constructeurs automobiles figurant dans la norme LV214. De plus, nous avons aussi choisi le profil Renault-Nissan à cause de son niveau de sévérité (accélération maximale 42G). Les conditions requises pour les tests des vibrations sont listées dans le Tableau 5.1, sans tenir compte du profil des températures et de l'humidité relative.

OEM	Conditions des tests
LV214 [13]	Vibration Sinusoïdale Accélération Max : 150m/s <sup>2</sup> Fréquence : 100Hz-400Hz Durée : 22hrs per spatial axis Vitesse de balayage : 1 octave/minute
RENAULT-NISSAN [12]	Classe 2 : sur le groupe motopropulseur Profil sinus Accélération Max : 42 G Fréquence : 10-1000 Hz Durée : 22hrs per spatial axis Vitesse de balayage : 1 octave/minute

Tableau 5.1 : Conditions des tests des vibrations mécaniques (sans prise en compte de la température et de l'humidité).

### 5.3.2 Prédiction de la performance du connecteur à partir du profil vibratoire LV214

La relation mathématique entre l'amplitude de déplacement ( $\delta$ ), l'accélération ( $Y$ ) et la fréquence ( $f$ ) déduite à partir d'une fonction sinusoïdale, est définie par l'équation (5.1) :

$$\delta(f) = \frac{Y(f)}{4\pi^2 f^2} \quad (5.1)$$

Cette équation permet de transformer le profil vibratoire du type  $Y(f)$  en  $\delta(f)$  tel que montré sur la Figure 5.3. Cette figure présente les résultats de la conversion du profil des vibrations LV214 en  $\delta(f)$ .

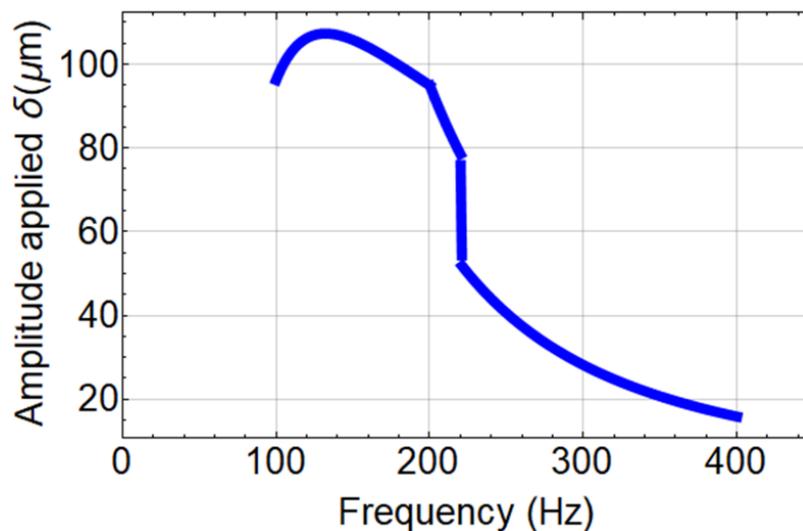


Figure 5.3 Profil des vibrations LV214 après conversion en amplitude d'excitation en fonction de la fréquence  $\delta(f)$ .

Dans les chapitres précédents nous avons déterminé les FT des mouvements relatifs en simulation et test expérimental dans les directions axiales/latérales, d'une part. D'autre part, nous avons aussi démontré que ces FT des mouvements relatifs n'étaient dépendants que de la fréquence des vibrations. Ainsi, multiplier les FTMR par  $\delta(f)$ , permet de déduire les déplacements relatifs des terminaux  $\Delta\delta(f)$  engendrés par un profil des vibrations du type constructeur automobile. Les Figures 5.4 (a) et (b) présentent les résultats des mouvements relatifs entre les contacts clip/languette, déterminés à partir du profil vibratoire LV214.

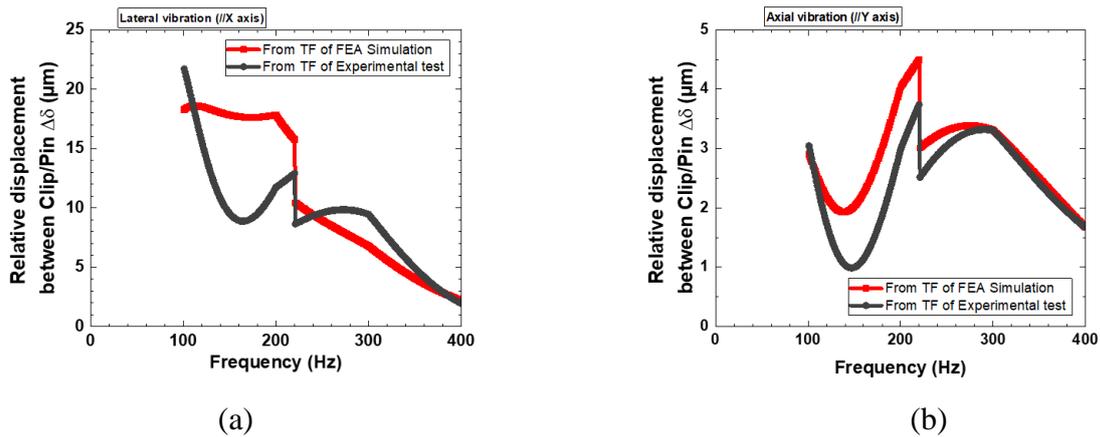


Figure 5.4 : Résultats des mouvements relatifs  $\Delta\delta(f)$  entre les contacts clip/languette déduits à partir du profil vibratoire LV214. (a) calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation et en test dans la direction latérale (// X), (b) calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation et en test dans la direction axiale (// Y).

Les profils des vibrations sinusoïdales des constructeurs automobiles sont construits en fonction du balayage fréquentiel. La fréquence de ce sinus varie selon une loi exponentielle donnée par l'équation (5.2) :

$$f(t, f_0) = f_0 e^{\frac{t}{\tau_1}} \quad (5.2)$$

Avec  $f_0$  est la fréquence initiale du profil des vibrations,  $\tau_1$  est une constante qui dépend de la vitesse de balayage, et  $t$  représente le temps de balayage.

L'équation (5.2) ci-dessus part de l'hypothèse que le balayage est croissant et va de  $f_0$  à  $f_n$  ( $f_0 < f_n$ ). Dans le cas du balayage logarithmique, la vitesse ( $\vartheta$ ) est généralement exprimée en octave par minute (i.e. la fréquence initiale est doublée au bout d'une minute). Le choix de cette vitesse permet de fixer la constante  $\tau_1$  grâce à la relation (5.3) :

$$\tau_1 = \frac{1}{\vartheta \ln(2)} \quad (5.3)$$

Or, dans le Tableau 5.1, la vitesse de balayage ( $\vartheta$ ) vaut une octave/min. En remplaçant la valeur de  $\tau_1$  dans (5.2), nous obtenons l'équation (5.4) qui permet de calculer la fréquence de balayage en fonction du temps.

$$f(t, f_0) = f_0 2^{\frac{t}{\tau_0}} \quad (5.4)$$

Ainsi, à partir de l'équation (5.2) nous pouvons déduire la durée de balayage  $t_b$  d'un profil vibratoire entre les fréquences  $f_0$  et  $f_n$ , donnée par la relation :

$$t_b = \tau_1 \ln \left( \frac{f_n}{f_0} \right) \quad (5.5)$$

Rappelons que le but de ce calcul est de déterminer les mouvements relatifs au point de contact en fonction de nombre de cycles des vibrations  $\Delta\delta(N_b)$ . Mais avant d'y arriver, il nous reste un paramètre à déterminer qui est le nombre de cycles des vibrations  $N_b$ . L'équation (5.6) donne immédiatement  $N_b$  :

$$N_b(t, f) = \int_0^{t_b} f e^{\frac{t}{\tau_1}} dt = N_b(f) \quad (5.6)$$

Nous avons précédemment calculé les mouvements relatifs  $\Delta\delta(f)$  entre les contacts clip/languette engendré par le profil des vibrations LV214, d'une part. D'autre part, d'après l'équation (5.6) le nombre de cycles  $N_b(f)$  est aussi défini en fonction des fréquences des vibrations. Ainsi, pour une même fréquence ( $f_i$ ), le logiciel Mathematica peut facilement représenter le mouvement relatif  $\Delta\delta(f_i)$  en fonction du nombre de cycles correspondant  $N_b(f_i)$  et cela permet d'obtenir  $\Delta\delta(N_b)$ .

Les Figures 5.5 (a) et (b) présentent les résultats des mouvements relatifs entre les contacts clip/languette en fonction de nombre de cycles des vibrations  $\Delta\delta(N_b)$  dans les directions axiales et latérales. Ces résultats sont déterminés à partir du profil des vibrations LV 214 pour un seul balayage fréquentiel entre 100Hz - 400Hz. En effet, pour ce profil des vibrations, la durée d'un balayage entre les fréquences 100Hz - 400Hz est  $\approx 2$  minutes (ce qui correspond à  $N_b=294\ 301$  cycles).

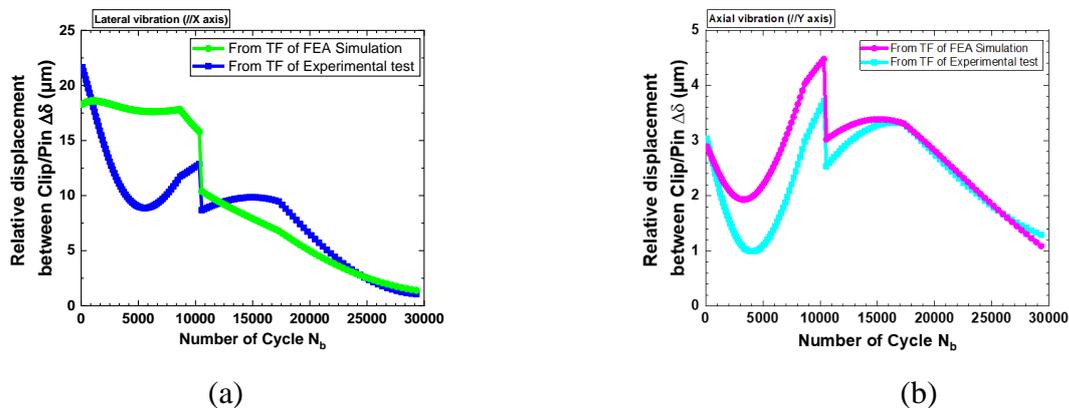


Figure 5.5 : Mouvements relatifs en fonction de nombre de cycles  $\Delta\delta(N_b)$ , calculés à partir du profil vibratoire LV214. (a) calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation et test dans la direction latérale (// X), (b) calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation et test dans la direction axiale (// Y).

Enfin, pour une durée de vingt-deux heures des sollicitations vibratoires le connecteur subit  $N_b=18 \times 10^6$  cycles qui correspondent à 614 balayages du profil vibratoire (entre 100Hz-400Hz). Les Figures 5.6 et 5.7 présentent les résultats des  $\Delta\delta(N_b)$  pour une durée de vingt-deux heures des vibrations, dans les directions axiales et latérales. Ces résultats sont déduits en utilisant les FT des mouvements relatifs obtenus en simulation et test dans les directions axiales (Figure 5.6 (a) et (b)) ainsi que dans les directions latérales (Figure 5.7 (a) et (b)). Nous observons donc les répétitions du balayage de profil vibratoire pour une durée de vingt-deux heures. Les courbes des simulations et des tests expérimentaux présentent des allures similaires. Les résultats de la simulation se rapprochent des résultats expérimentaux pour les réponses dynamiques du connecteur soumis à un profil vibratoire sinusoïdal de type automobile.

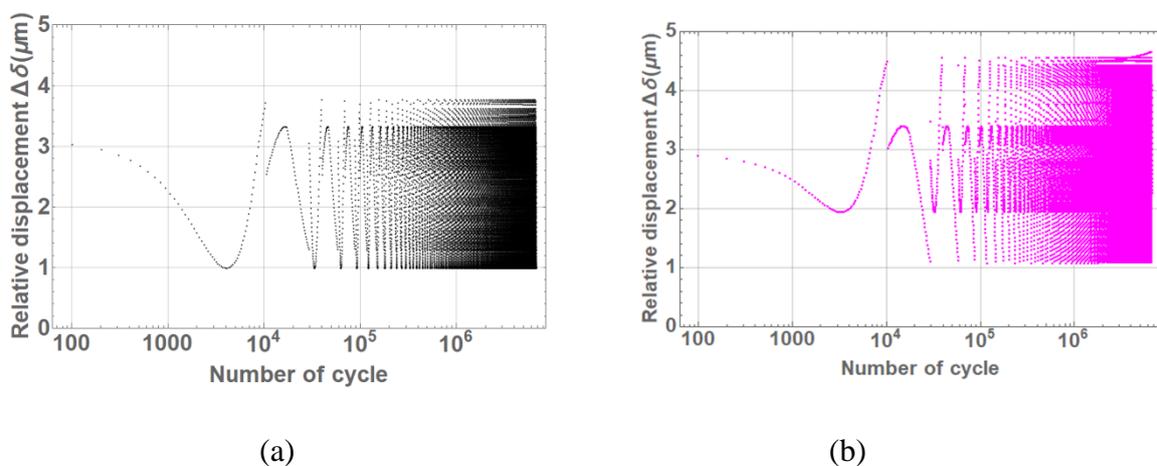


Figure 5.6 Résultats des mouvements relatifs en fonction de nombre des cycles  $\Delta\delta(N_b)$  pour une durée de 22 heures des sollicitations vibratoires. Calculés à partir du profil vibratoire LV214. (a) calculs réalisés avec les FT obtenues par le test expérimental dans la direction axiale ( $\parallel Y$ ), (b) calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation dans la direction axiale ( $\parallel Y$ ).

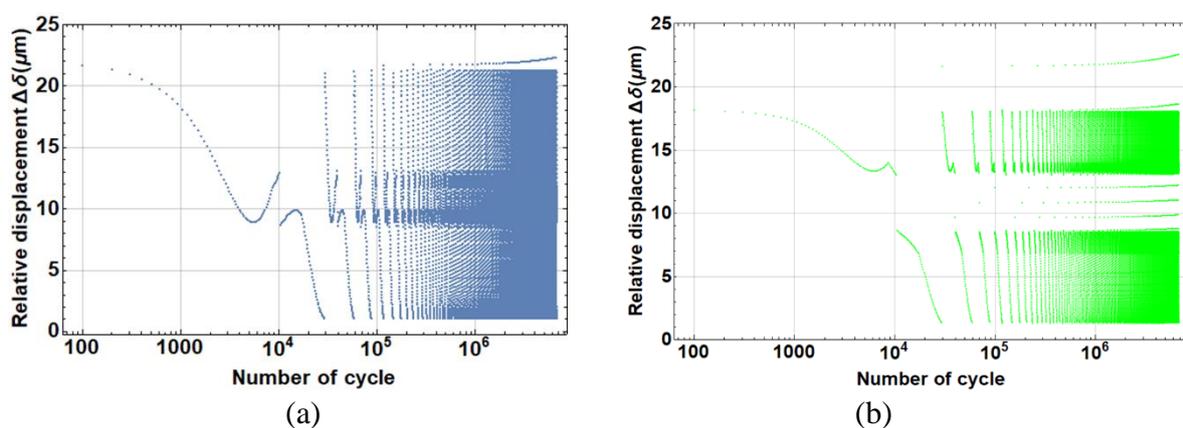


Figure 5.7 Résultats des mouvements relatifs en fonction de nombre des cycles  $\Delta\delta(N_b)$  pour une durée de 22 heures des sollicitations vibratoires. Calculés à partir du profil vibratoire LV214. (a) calculs réalisés avec les FT obtenues par le test expérimental dans la direction latérale ( $\parallel X$ ), (b) calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation dans la direction latérale ( $\parallel X$ ).

Nous avons déterminé précédemment les  $\Delta\delta(N_b)$  (mouvements relatifs pour un nombre de cycles) pour une longue durée des sollicitations vibratoires. En effet, le connecteur va subir des sollicitations pour des amplitudes qui vont se répéter pendant toute la durée requise par la spécification automobile. La Figure 5.8 illustre la stratégie permettant de déterminer la valeur moyenne du déplacement relatif ( $\Delta\delta_{moy}$ ) entre deux nombre de cycles  $N_{b2}$  et  $N_{b1}$  ainsi que le nombre de cycles cumulé ( $\Delta N_{bcumul}$ ) pour  $\Delta\delta_{moy}$  durant toute la durée des sollicitations. Les équations (5.7) et (5.8) permettent de calculer directement  $\Delta\delta_{moy}$  et  $\Delta N_{bcumul}$  :

$$\Delta\delta_{moy} = \frac{(\Delta\delta_2 + \Delta\delta_1)}{2} * n \quad (5.7)$$

$$\Delta N_{bcumul} = (N_{b1} - N_{b2}) * \aleph \quad (5.8)$$

Avec  $\Delta\delta_2$  et  $\Delta\delta_1$  les amplitudes des mouvements relatifs correspondant au nombre des cycles  $N_{b2}$  et  $N_{b1}$  ( $N_{b1} > N_{b2}$ ) respectivement ;  $\aleph$  est le nombre de balayage du profil durant toute la durée des sollicitations ; et n le nombre des sollicitations répétées par une amplitude pour un seul balayage de profil vibratoire (voir Figure 5.8).

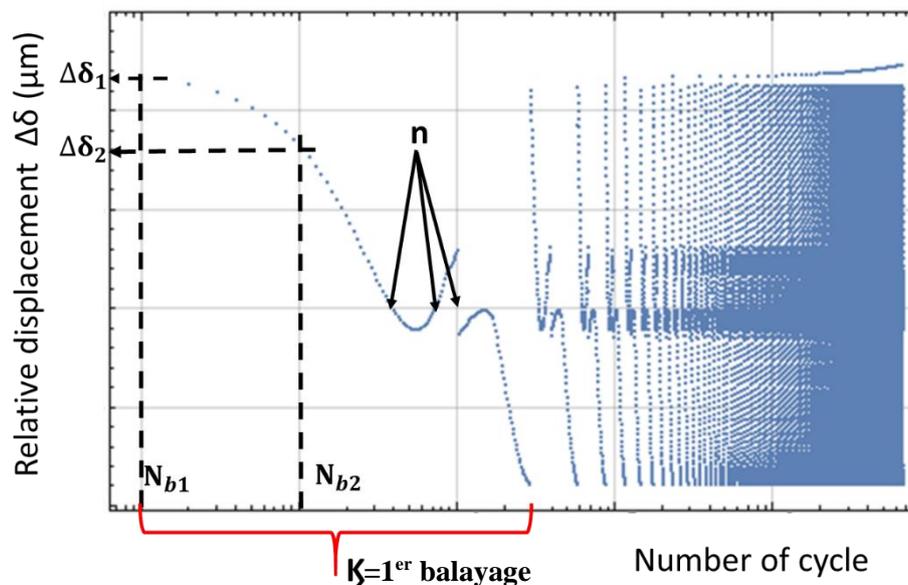


Figure 5.8 : Résultats des mouvements relatifs en fonction de nombre des cycles  $\Delta\delta(N_b)$  pour une durée de 22 heures des sollicitations vibratoires (à titre d'exemple).

Les paramètres  $\Delta\delta_{moy}$  et  $\Delta N_{bcumul}$  sont déterminés sur différents intervalles afin de construire les courbes des performances mécaniques du connecteur i.e.  $\Delta\delta_{moy}$  en fonction  $\Delta N_{bcumul}$ . Ceux derniers résultats seront corrélés avec la performance électrique du connecteur pour prédire le risque ou pas d'usure par fretting dans un connecteur soumis à un profil du type automobile.

Pour le profil de vibration LV214, les moyennes des déplacements relatifs ( $\Delta\delta_{\text{moy}}$ ) sont déduites à partir des courbes sur les Figures 5.6 et 5.7. Ainsi, les Figures 5.9 et 5.10 montrent les résultats des  $\Delta\delta_{\text{moy}}$  déterminés pour une durée des sollicitations de vingt-deux heures ( $18 \times 10^6$  cycles). Nous remarquons que les amplitudes des mouvements relatifs maximales sont de l'ordre de  $23 \mu\text{m}$  et  $3,5 \mu\text{m}$  dans les directions latérales et axiales, respectivement. Les courbes (Figures 5.9 et 5.10) représentent tout simplement ce que nous avons appelé « les performances mécaniques » de l'échantillon connecteur soumis à un profil vibratoire du type constructeur automobile.

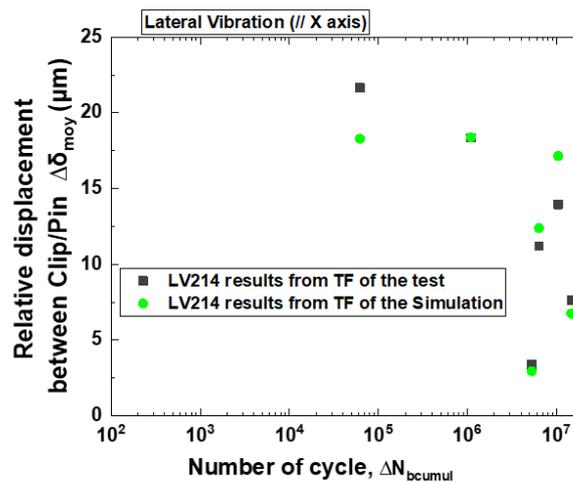


Figure 5.9 : Les résultats des performances mécaniques déterminés pour le profil de vibration LV214. Ces résultats sont déterminés en utilisant les FT de transfert des mouvements relatifs obtenus en simulation et test dans la direction latérale.

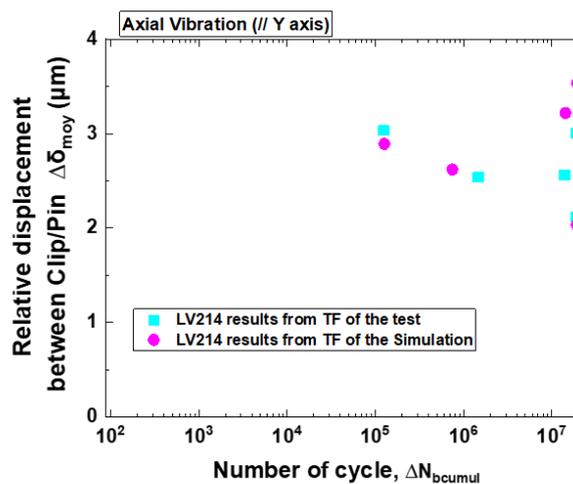


Figure 5.10 : Les résultats des performances mécaniques déterminés pour le profil de vibration LV214. Ces résultats sont déterminés en utilisant les FT de transfert des mouvements relatifs obtenus en simulation et test dans la direction axiale.

### 5.3.3 Corrélation entre les performances mécaniques et électriques du connecteur

L'usure par Fretting est le mode des dégradations le plus souvent rencontré dans la connectique. La prédiction des performances d'un connecteur n'est pas toujours facile du fait de la complexité des paramètres qui sont à l'origine de ce phénomène des dégradations. Fouvry et al. [82] ont défini un critère des dégradations des contacts électriques par fretting en fonction d'un seuil d'amplitude. De ce fait, notre contribution consiste, en plus du seuil d'amplitude de fretting ( $\delta_{limit}$ ), de rajouter une condition sur le nombre de cycles à la rupture électrique  $N_c^*$ . Cela permettra de prédire les performances du connecteur à partir d'un profil des vibrations du type constructeur automobile.

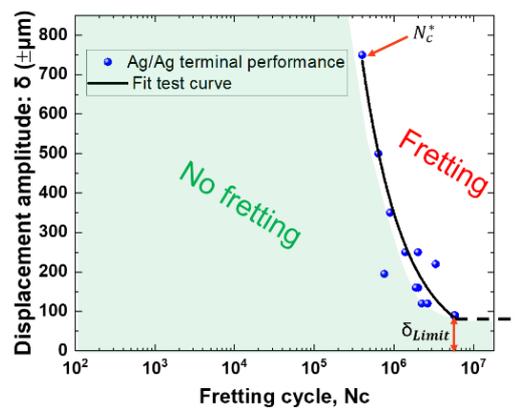


Figure 5.11: Résultats de la performance électrique avec définition des domaines de risque ou pas des dégradations par fretting (Ag/Ag, 100 Hz,  $\pm 20\mu\text{m} < \delta < \pm 740\mu\text{m}$ ).

Nous avons déjà défini un formalisme sur la prédiction de la durée de vie du connecteur (§2.8.2.2), d'une part. D'autre part, nous avons rajouté une condition sur le nombre de cycles à la rupture électrique  $N_c^*$ . Le paramètre  $N_c^*$  a été considéré comme le seuil de nombre de cycles pouvant entraîner la dégradation de performance électrique du connecteur (Figure 5.11). Le fit sur cette Figure (5.11) permet tout simplement d'ajuster les résultats mesurés et aussi de se rapprocher des résultats présentés dans la littérature. L'approche pour prédire la performance ou encore la durée de vie du connecteur est définie comme suit :

- $\Delta\delta < \delta_{limit}$ ,  $N_c \rightarrow \infty$  : la durée de vie du connecteur est infinie. Car la résistance électrique reste faible
- $\Delta\delta > \delta_{limit}$  et  $N_c < N_c^*$  : pas de risque des dégradations électriques, car le critère seuil de dégradation ( $\Delta R_c < 1\text{m}\Omega$ ) définie par le constructeur automobile sera respecté. Cette condition est attribuée à un régime dit d'endurance électrique intermédiaire car le connecteur subit des nombres des cycles des vibrations inférieurs à  $N_c^*$
- $\Delta\delta > \delta_{limit}$  et  $N_c \geq N_c^*$  : la durée de vie est finie. Car le critère seuil des dégradations ( $\Delta R_c < 1\text{m}\Omega$ ) ne sera pas respecté. Il y aura donc risque des dégradations par fretting

Les Figures 5.12 à 5.13 montrent les résultats sur les corrélations entre les performances mécaniques et électriques de l'échantillon connecteur. Le calcul réalisé à partir du profil des vibrations LV214 a permis de déterminer les mouvements relatifs que peuvent engendrer les contacts mâle/femelle, une fois sollicité par ce profil vibratoire. Après analyse de ces Figures, nous remarquons que les amplitudes de déplacements  $\Delta\delta_{moy} < \delta_{limit}$ . Ainsi, la durée de vie du connecteur est supposée infinie, car la résistance électrique restera faible.

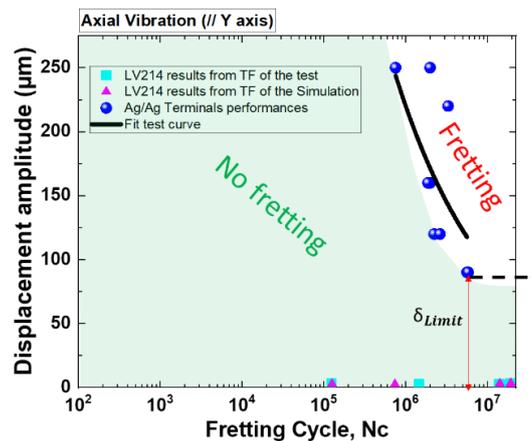


Figure 5.12 : Prédiction de la performance du connecteur à partir d'un profil des vibrations LV214 selon la direction de sollicitation axiale.

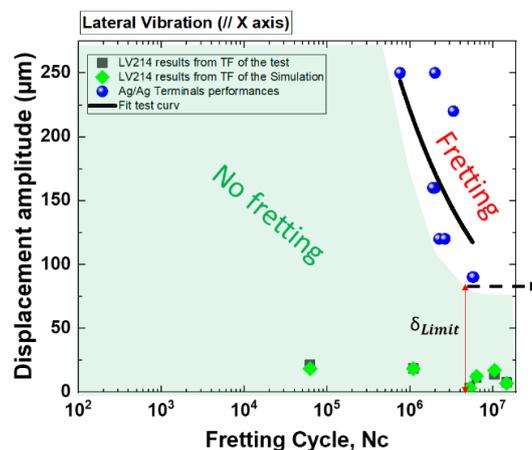


Figure 5.13 : Prédiction de la performance du connecteur à partir d'un profil des vibrations LV214 selon la direction de sollicitation latérale.

De ce fait, si le connecteur est sollicité par un profil des vibrations sinusoïdales du type LV214 (sévérité 2) la dégradation électrique ne sera pas possible dans les directions axiales et latérales. Autrement dit, le connecteur représente des bonnes performances et les conditions requises par les spécifications automobiles seront atteintes.

### 5.3.4 Prédiction de la performance du connecteur à partir du profil vibratoire Renault-Nissan

Nous avons refait le même calcul que précédemment sur le profil des vibrations Renault-Nissan (RN) afin de prédire les performances de l'échantillon connecteur. Les conditions des vibrations sont décrites dans le Tableau 5.1. À partir du profil vibratoire présenté sur la Figure 5.1, nous avons transformé  $Y(f)$  en  $\delta(f)$  en utilisant l'équation (5.1). La Figure 5.14 présente les résultats de  $\delta(f)$  pour un profil des vibrations RN.

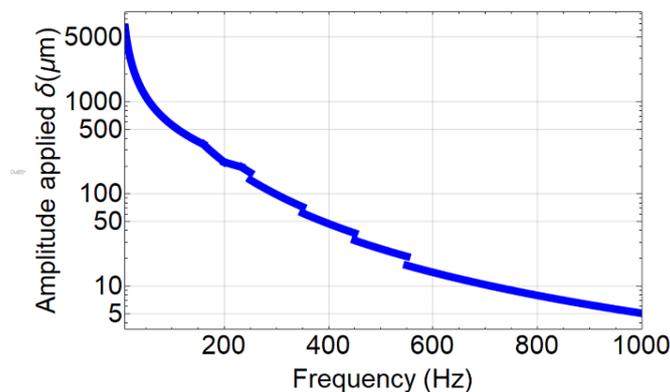


Figure 5.14 Profil des vibrations RN après transformation en amplitude imposée en fonction de la fréquence  $\delta(f)$ .

Ainsi, il suffit donc de multiplier les FTMR par  $\delta(f)$  pour déduire les déplacements relatifs des terminaux  $\Delta\delta(f)$ . Les Figures 5.15 (a) et (b) présentent les résultats des mouvements relatifs entre les contacts clip/languelette déterminé en utilisant les FT des mouvements relatifs obtenus en simulation et par test, dans les directions axiales et latérales.

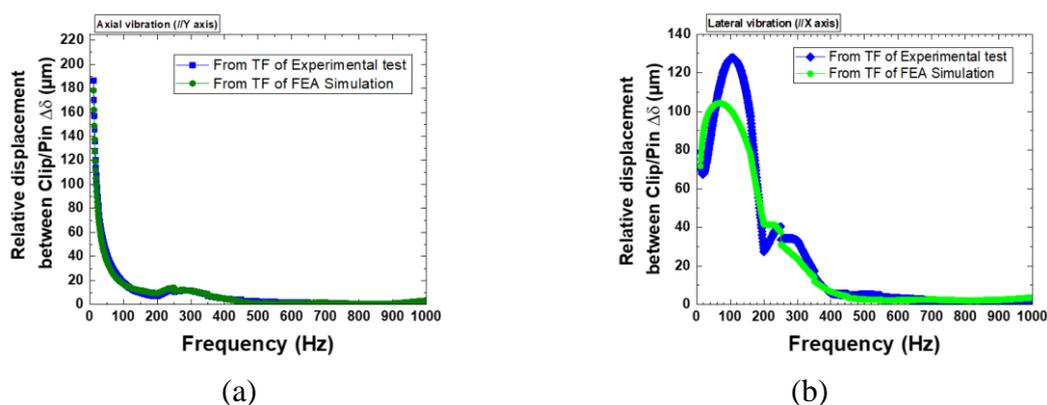


Figure 5.15 : Résultats des mouvements relatifs  $\Delta\delta(f)$  entre les contacts clip/languelette déduits à partir du profil vibratoire RN. (a) calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation et test dans la direction latérale (// X), (b) calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation et test dans la direction axiale (// Y).

Les Figures 5.16 et 5.17 présentent les résultats des mouvements relatifs entre les contacts clip/languette en fonction du nombre de cycles de vibrations  $N_b$ , dans les directions axiales et latérales respectivement. Ces résultats sont déterminés à partir du profil des vibrations RN pour un seul balayage fréquentiel entre 10Hz - 1000Hz. En effet, pour le profil des vibrations RN, la durée d'un balayage entre les fréquences 10Hz - 1000Hz est  $\approx 6,6$  minutes (ce qui correspond à  $N_b = 85691$  cycles).

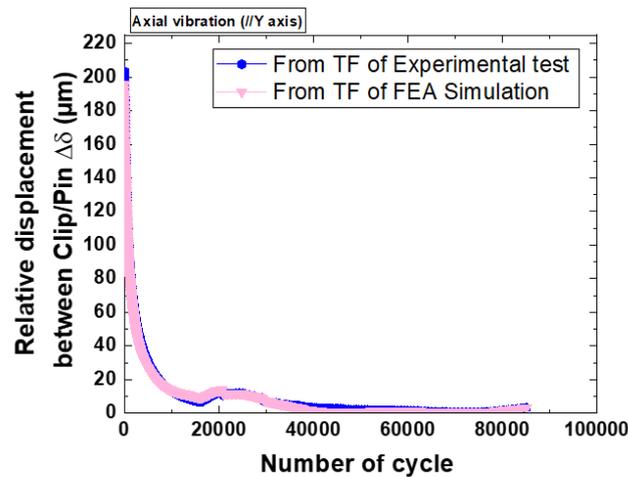


Figure 5.16 : Mouvements relatifs en fonction de nombre des cycles  $\Delta\delta(N_b)$ , calculés à partir du profil vibratoire RN. Calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation et test dans la direction axiale ( $// Y$ ).

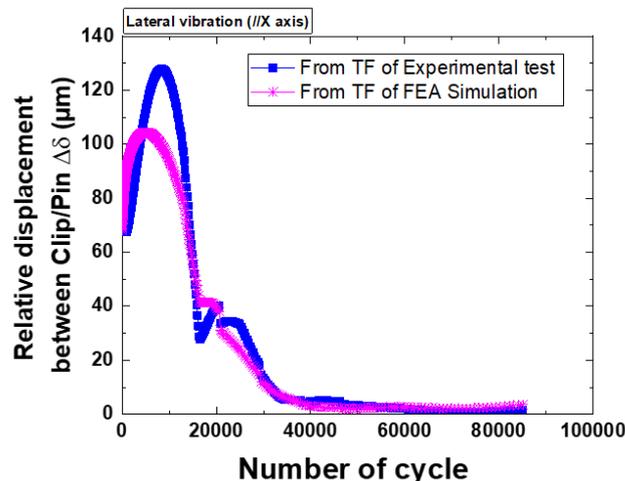


Figure 5.17 : Mouvements relatifs en fonction de nombre des cycles  $\Delta\delta(N_b)$ , calculés à partir du profil vibratoire RN. (a) calculs réalisés avec les FT obtenues en simulation et test dans la direction latérale ( $// X$ ).

Ainsi, les Figures 5.18 et 5.19 montrent les résultats des  $\Delta\delta_{moy}$  en fonction de nombre de cycles cumulés ( $\Delta N_{bcumul}$ ) pour de vingt-deux heures des sollicitations vibratoires. Nous remarquons que les amplitudes des mouvements relatifs maximales sont de l'ordre de  $110\ \mu\text{m}$  et  $180\ \mu\text{m}$  dans les directions latérales et axiales, respectivement. Les courbes (Figures 5.18 et 5.19) représentent « les performances mécaniques » de l'échantillon connecteur soumis à un profil vibratoire de Renault-Nissan.

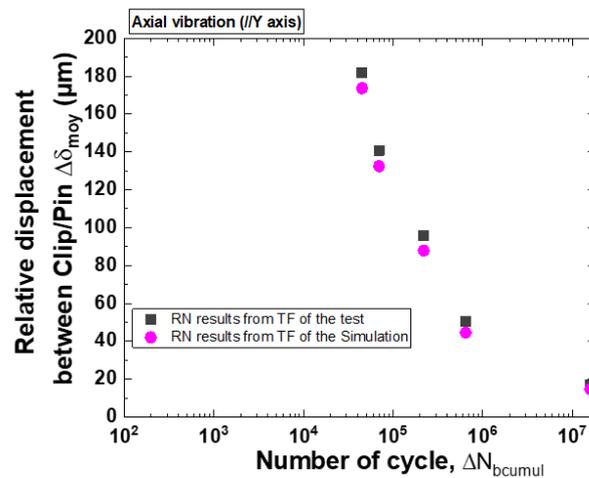


Figure 5.18 : Les résultats des performances mécaniques déterminés pour le profil des vibrations RN. Ces résultats sont établis en utilisant les FT de transfert des mouvements relatifs obtenus en simulation et test dans la direction axiale.

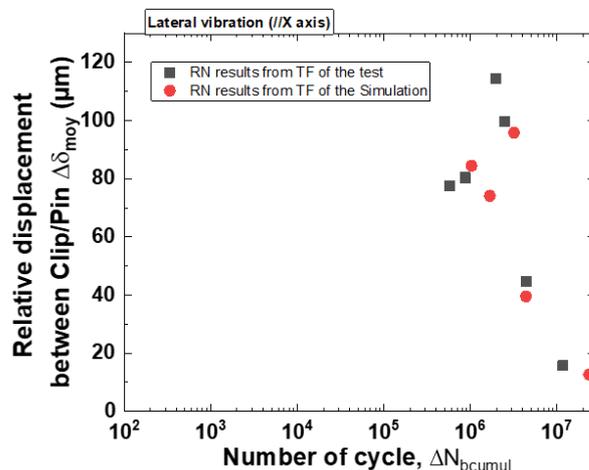


Figure 5.19: Les résultats des performances mécaniques déterminés pour le profil des vibrations RN. Ces résultats sont établis en utilisant les FT de transfert des mouvements relatifs obtenus en simulation et test dans la direction latérale.

Avant d'établir la corrélation entre les performances mécaniques et électriques du profil vibratoire RN, rappelons que le critère seuil de dégradation de la résistance électrique pour Renault-Nissan est  $\Delta R_c < 5 \text{ m}\Omega$ . Or, dans cette étude, nous avons déterminé notre courbe d'endurance électrique pour  $\Delta R_c < 1 \text{ m}\Omega$  (pour LV 214). En effet, **Laporte et al. [47]** ont montré que pour le cas d'un métal noble argent, le choix de la valeur seuil de rupture électrique ne modifie pas la durée de vie du contact (i.e. le nombre de cycles à rupture  $N_c^*$ ).

Ainsi, à partir des résultats précédents, nous avons établi une corrélation entre les performances électriques et mécaniques afin de prédire la durée de vie du connecteur pour un profil des vibrations sinusoïdale de RN (Figure 5.20).

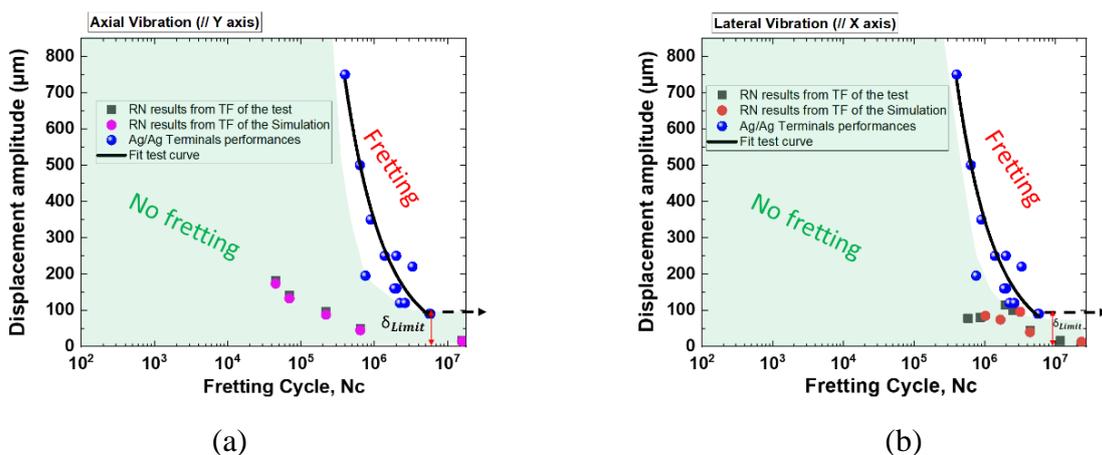


Figure 5.20: Prédiction de la performance du connecteur à partir d'un profil de vibration RN (42G), (a) selon la direction de sollicitation axiale, (b) selon la direction de sollicitation latérale.

En analysant les Figures 5.20 (a) et (b), nous pouvons conclure ceci :

- Dans la direction axiale (Figure 5.20 (a)),  $\Delta\delta_{\text{moy}} \text{ maximale} > \delta_{\text{limit}}$  et  $\Delta N_{\text{bcumul}} < N_c^*$  et il n'y aura pas de risque des dégradations par fretting. Nous supposons que le connecteur électrique présentera des bonnes performances dans la direction axiale.
- Dans la direction latérale (Figure 5.20 (b)),  $\Delta\delta_{\text{moy}} \text{ maximale} > \delta_{\text{limit}}$  et  $\Delta N_{\text{bcumul}} \geq N_c^*$  et il y aura un risque d'usure par fretting qui se traduit par une durée de vie finie. Le connecteur présentera une mauvaise performance et donc il ne passera pas le profil des vibrations RN. Car, il y a un risque des dégradations dans la direction latérale.

Pour confirmer cette méthode de la prédiction des performances du connecteur à partir des profils des vibrations du type constructeur automobiles, les tests des vibrations ont été réalisés chez le partenaire industriel APTIV. Les connecteurs ont été sollicités par le profil des vibrations sinusoïdales LV214 (sévérité 2, i.e. l'accélération maximale est de 15G). Les conditions des vibrations sont celles dans le Tableau 5.1 et avec pris en compte du profil de température (voir Figure 1.4 du chapitre 1) et de l'humidité. L'intensité du courant imposée était de 100 mA. Le critère de dégradation électrique était  $\Delta R_c < 1\text{m}\Omega$ . Pour des raisons de confidentialité, nous ne sommes pas en mesure de présenter les résultats obtenus sur la variation de la  $R_c$ . En conclusion, nous avons observé que la résistance de contact était faible et stable dans toutes les directions des sollicitations. La durée de vie du connecteur était infinie durant vingt-deux heures de test. Les résultats obtenus corrélaient bien avec la prédiction de la performance proposée pour le profil vibratoire LV214.

## 5.4 Conclusion

Nous avons proposé une approche qui porte sur la prévision des performances/de durée de vie d'un connecteur à partir d'un profil vibratoire sinusoïdal du type constructeur automobile. Cette approche proposée nécessite la prise en compte des deux paramètres que nous avons appelés les performances mécaniques et électriques. En effet, les résultats des fonctions de transfert des mouvements relatifs ont permis de déterminer les mouvements relatifs que peuvent engendrer les profils des vibrations.

Cependant, nous avons exploité que les directions des vibrations latérales et axiales pour prédire les performances du connecteur. Car à ce stade, l'endurance électrique des contacts a été étudiée dans la direction d'insertion/désinsertion du connecteur, i.e. la direction perpendiculaire à la force du contact. Ainsi, l'idéal serait de réaliser une étude de performance électrique dans la direction verticale afin de pouvoir corréler avec l'approche de prédiction que nous avons proposée.

Finalement, nous avons par la suite étudié les performances de l'échantillon connecteur sur deux profils vibratoires des constructeurs automobiles, le LV214 et le Renault-Nissan. De ce fait, cette approche peut être utilisée par n'importe quels profils des vibrations sinusoïdales des constructeurs automobiles afin de prédire les risques ou pas de fretting.

# Conclusion générale

## Conclusion générale et perspective

Dans ce projet de thèse, une attention soutenue fut consacrée à l'étude expérimentale et numérique du comportement dynamique des connecteurs sollicités dans des conditions des vibrations faibles (10Hz -30Hz) et sévères (100Hz-1550Hz). Cette étude avait pour objectif de proposer une approche prédictive de performance de connecteur électrique, en combinant les résultats de la simulation/test et le profil de vibrations du constructeur automobile. L'échantillon connecteur caractérisé dans cette étude est un connecteur de puissance avec un revêtement en argent.

Nous avons défini les protocoles expérimentaux ainsi que les conditions des tests en fonction des différentes exigences requises dans les cahiers de charges des constructeurs automobiles (configuration de fixation du connecteur sur le pot vibrant, les déplacements imposés, les fréquences d'excitation, l'accélération, la mesure électrique, etc.).

Sachant que l'usure des surfaces est causée par les mouvements relatifs entre le contact mâle et la partie femelle, le clip et la languette ne sont pas accessibles visuellement. Il est donc impossible d'estimer leur déplacement relatif. C'est pourquoi, il a été nécessaire de mettre au point un banc d'essai qui comporte d'une part, une source vibratoire capable d'appliquer une vibration et d'autre part, un moyen de mesure adéquat pour accéder au déplacement du clip et de la languette. Nous avons donc utilisé un vibromètre 3D-laser afin de réaliser des mesures in-situ à travers un petit trou effectué sur les boîtiers plastiques. De plus, un système d'analyse de données a été mis au point afin de mettre en évidence les résultats suivants :

- Les amplitudes des déplacements absolus des certains composants du connecteur (le boîtier femelle, le câble, le pin et la languette).
- Les déplacements relatifs entre les contacts clip/languette.

Ces résultats ont apporté plusieurs informations sur la réponse dynamique du connecteur soumis à des sollicitations vibratoires :

- Tous les composants du connecteur bougent lors d'une sollicitation vibratoire et les réponses mesurées ont été proportionnelles à l'excitation imposée. En revanche, les amplitudes mesurées diffèrent d'un composant à un autre. La raison est que les composants du connecteur sont des natures différentes, en termes de matériaux et des propriétés mécanique, le câble par exemple présente des mouvements très importants dans les directions des vibrations latérales et verticales.

- Les mesures des mouvements relatifs entre les contacts clip/languette ont permis de montrer une influence de la direction de sollicitation sur le déplacement relatif entre les contacts mâle/femelle. Dans la direction de la sollicitation axiale (insertion/désinsertion du connecteur), les mouvements relatifs étaient très faibles par rapport aux directions verticales et latérales. Car le long de la direction axiale, nous avons observés que les terminaux bougent en phase et avec la même amplitude, ce qui entraîne des déplacements relatifs très faibles. Mais dans les directions axiales et verticales, les mouvements relatifs mesurés étaient très importants.

La raison est tout simplement que le clip présente des amplitudes des déplacements plus importantes par rapport à la languette. Par conséquent, cela induit des déplacements relatifs très importants entre le clip et la languette.

À partir des mouvements relatifs mesurés, nous avons déduit la fonction de transfert de déplacements relatifs. Cette fonction de transfert représente tout simplement le rapport entre le déplacement relatif des terminaux et l'amplitude mesurée sur les boîtiers femelles. Nous avons également étudié l'influence de paramètre des vibrations (l'accélération des vibrations) sur la fonction de transfert des mouvements relatifs, nous avons remarqué que la variation de l'accélération n'avait pas d'effet significatif sur la fonction de transfert. En revanche, la fonction de transfert ne dépend que de la fréquence d'excitations.

Par la suite, l'étude sur l'endurance du contact électrique soumis à des sollicitations de fretting-usure a été réalisée. L'objectif était de quantifier les deux paramètres suivants : le seuil d'amplitude de fretting ( $\delta_{\text{limit}}$ ) et un nombre de cycle à la rupture électrique ( $N_c^*$ ). Ainsi, ces deux paramètres nous ont permis de construire la courbe dite de performances électriques des terminaux du connecteur. Parallèlement, nous avons menés aussi une investigation en réalisant des tests de fretting de longue durée sur l'ensemble du système connecteur. Les résistances électriques mesurées étaient faibles et stables durant toute la durée du test. Les analyses de surface ont permis d'observer de faible arrachement du revêtement sur certaines zones de contact du terminal femelle uniquement. L'explication est que la répartition de la force normale de contact n'est uniforme sur chaque zone de contact d'une part. De plus, le terminal mâle n'est pas parfaitement aligné avec le terminal femelle après insertion.

Nous avons consacré la deuxième partie de notre travail à la modélisation et simulation des vibrations dans un connecteur. Contrairement à certaines modélisations rencontrées dans la littérature, nous avons proposé une modélisation 3D du connecteur avec prise en compte de l'état précontraint de chaque composant. Cette prise en compte de l'état précontraint a permis de considérer les composants de connecteurs avec tous les effets engendrés après leurs assemblage (contraintes de Von Mises, déformation élastique/plastique, etc.). Dans la suite, nous avons réalisé de simulations des vibrations dans le but de caractériser la réponse dynamique du connecteur. De plus, nous avons aussi calculé le mouvement relatif entre les terminaux. Le logiciel LS-DYNA avec un solveur explicite a été utilisé dans cette section. Ainsi, une première comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux a permis d'établir que les deux résultats obtenus en simulation et test n'étaient pas proches. Plusieurs raisons ont été soulevées notamment les hypothèses utilisées pour la modélisation des pièces en thermoplastique et le câble, le comportement mécanique de certaines pièces ainsi que le paramètre d'amortissement.

En effet, le modèle MEF utilisé dans cette étude a été développé avec les hypothèses, telles que les pièces en thermoplastique ainsi que le câble ne se déforment pas lors de sollicitations vibratoires. Ces composants (câble et thermoplastiques) ont été modélisés avec un comportement rigide, ce qui a priori, n'est pas en accord avec la réponse dynamique analysé en expérimentale. En effet nous avons observé, à partir des mesures expérimentales, que tous les composants du connecteur présentent des mouvements lors des sollicitations vibratoires, ce qui laisse à croire que ces composants subissent au moins des faibles déformations.

Ainsi, le modèle a été corrigé comme suit :

- Tous les composants thermoplastiques ont été modélisés avec un comportement élastique déformable au lieu du comportement rigide.
- le câble a été modélisé avec un comportement élastique orthotrope, ceci permet de le considérer comme étant un corps déformable.
- le facteur d'amortissement global a été déterminé pour une valeur acceptable de 0.05%.

Après avoir corrigé le modèle, nous avons réalisé de simulations de vibrations. Nous avons observé tout une amélioration des réponses dynamiques des composants du connecteur en termes de déplacements calculés. En effet, les déplacements relatifs calculés avec le modèle corrigé ont été comparés avec les résultats expérimentaux. Nous observons que les résultats numériques étaient proches des résultats expérimentaux, en termes des mouvements relatifs entre les contacts clip/languette, d'une part. D'autre part, les fonctions de transfert des mouvements relatif obtenues avec le modèle corrigé étaient similaires avec celles mesurées en expérimentales.

Enfin, dans la dernière partie, nous avons proposé une approche permettant de prédire les performances du connecteur soumis à un profil des vibrations sinusoïdales du type constructeur automobile. Cette approche a été établie à partir des résultats déterminés précédemment, les fonctions de transfert des mouvements relatifs (numériques et expérimentaux) et les résultats sur la performance électrique des terminaux. La fonction transfert multiplié par le profil de vibration sinusoïdale nous permet de déduire les mouvements relatifs que peuvent engendrer les profils des vibrations en fonction de la fréquence. En utilisant les équations mathématiques listées dans le chapitre 5, nous avons déterminé la moyenne des déplacements relatifs ( $\Delta\delta_{moy}$ ) en fonction de nombre cycles cumulés ( $\Delta N_{bcumul}$ ) pour toute la durée de test de vibrations. Ce dernier résultat est appelé la performance mécanique du connecteur. Ainsi, en combinant les performances mécaniques et électriques, nous avons été en mesure de prédire le risque des dégradations du connecteur avec les profils vibratoires LV214 et Renault-Nissan.

## Perspectives

Tout d'abord, l'idéal serait de refaire la simulation sur autre type de connecteur afin de vérifier la convergence du modèle éléments finis corrigé.

Lors de notre modélisation par éléments finis, les définitions des liaisons mécaniques doivent être améliorées. En effet, la liaison mécanique entre certains composants doit uniquement être définie sur les zones supposées en contact. Ainsi, si les conditions aux limites seront transférées d'un composant vers un autre et s'appliqueront automatiquement aux zones des liaisons mécaniques.

Pour améliorer l'approche des prédictions des performances du connecteur, nous préconisons de vérifier l'effet de cycle des températures sur les mouvements relatifs entre les contacts clip/languette. Il suffit de vérifier l'effet de la dilatation thermique sur le mouvement relatif, d'une part.

D'autre part, il faut aussi réaliser de test/simulation avec un profil de sinus balayé afin de déterminer les fonctions de transfert des mouvements relatifs entre les terminaux. Ceci permettra une prise en compte de tous les mouvements relatifs dans un profil vibratoire.

Une investigation de la performance du connecteur doit être aussi réalisé dans la direction verticale (parallèle à la force de contact normale). Il faudrait tout d'abord déterminer les résultats de l'endurance électrique des terminaux dans la direction verticale, et par la suite corréler ces résultats avec les performances mécaniques.

Pour conclure, l'étude du comportement vibratoire des connecteurs par un moyen de mesure qui permet d'accéder au déplacement des connectiques est primordiale pour préconiser l'utilisation d'un connecteur sur une source vibratoire en accédant directement au mouvement entre les contacts mâles et femelles.



## Références bibliographiques

- [1] C. de Laubier, "Quand l'auto devient communicante", Les échos, Septembre 2007 <http://archives.lesechos.fr/archives/2007/PremiumComelec/09/12/300217078.htm>
- [2] M. Bordignon, "Limites d'utilisation des revêtements d'étain en connectique automobile", Thèse Mines ParisTech, Décembre 2009
- [3] J.C. Guézel, Comment fiabiliser les connecteurs, Industrie et technologies, (2003), n°845, p. 56-58
- [4] Aptiv connection-system high-voltage\_automotive\_catalog, [www.ecat.aptiv.com](http://www.ecat.aptiv.com)
- [5] Cfr; Ultrasonic welding (USW as pre-stress) from Ingo Eckhardt/VW; EEKK2\_USS\_als\_Vorbelastung\_LV214\_V01E\_20130424\_Eckh"
- [6] Mickaël Abbas. Modélisation et optimisation du sertissage de connecteurs électriques utilisés dans l'industrie automobile. Mécanique des solides [physics.class-ph]. Université de Technologie de Compiègne, 2002. Français. <tel-01161655>
- [7] Matthieu Petitprez. Simulation numérique du procédé de sertissage de contacts électriques aéronautiques : optimisation des conditions d'assemblage pour la tenue mécanique. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2013. Français. NNT :2013ENMP0093. tel-01102755v2
- [8] M. Braumovic, Effect of intermetallic phases on the performance of tin-plated copper connections and conductors, Proc. of 49th IEEE Holm Conference on EC, pp. 124-131
- [9] Jędrzejczyk, thèse, Analyse et quantification de l'endurance de contact électrique sous sollicitations de fretting, 2010, Ecole centrale de Lyon, France
- [10] S. El-mossouess, thèse, Étude de la conduction des liaisons électriques en vibration ou non des systèmes embarqués, 2016, Université de Rennes 1, France
- [11] PSA Peugeot-Citroën, "Connecteurs : prescriptions générales," Norme B217050
- [12] Renault-Nissan, "Product specifications: Electrical connections and connectors" 36-05-009, 36-05-204, 36 00 802
- [13] VW LV 214, crimp, vehicle cables, test specification, connectors
- [14] USCAR-2, Performance Standard for Automotive Electrical Connector Systems
- [15] GMW3191, Connector Test and Validation Specification
- [16] E. Carvou et al. Characteristics of Arcs Between Porous Carbon Electrodes, IEEE Transactions on Plasma Science, Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2013, 41 (11), pp.3151 - 3158. <10.1109/TPS.2013.2283581>
- [17] M. Porte, Études et caractérisations de l'arc électrique de déconnexion entre contacts de connecteurs automobiles de puissance : études de solutions pour en limiter les effets, Thèse Université de Rennes 1, 2007
- [18] L. Morin, Etude expérimentale des arcs électriques et de leurs conséquences sur les matériaux de contacts. Application aux commutateurs automobiles de puissance, Thèse Université de Rennes 1, 2000
- [19] A. Ramzi, E. Carvou, A. Schach., Effects of arc during mechanical bounces on contact material for different power supply frequencies, ICEC 2020, p.52-59
- [20] Singiresu S. Rao, Mechanical vibrations 5th edition, University of Miami
- [21] Clarence W. de Silva, Vibration and Shock Handbook (Mechanical and Aerospace Engineering Series)

- [22] Application Note AN011 “Basics of Structural Vibration Testing and Analysis,” by LDS-Dactron AN0111203.
- [23] M. Peel, “Conquering the untamed failure mechanism of fretting corrosion” Connector Specifier. Vol 20, Issue 7, July 2004. pp. 12-14.
- [24] Julien Labbé. Détection et étude de micro-déplacements des contacts sous contrainte vibratoire et leurs conséquences sur les matériaux et revêtements des connecteurs automobiles. Matériaux. Université Rennes 1, 2017. Français. <NNT : 2017REN1S146>. <tel-01827666>
- [25] A. Bouzera, Fiabilité de la connectique sous sollicitations de vibrations mécaniques, Thèse Université Rennes 1, 2012
- [26] Document Renault, Dossier technique : les matériaux pour la connectique, le câblage et l’électronique, DT-64100-005
- [27] K. Mashimo, H. Katayama, H. Nishikubo and Y. Ishimaru, "Influence of vibration on connector sliding mode and amplitude," 2014 IEEE 60th Holm Conference Electrical Contacts (Holm), 2014, pp. 1-8, doi: 10.1109/HOLM.2014.7031057.
- [28] APTIV, <https://spo.aptiv.com/sites/0404-103/spec/mspecs/M7349.pdf>.
- [29] P. B. Phipps, “The role of water in atmospheric corrosion,” ACS Symp. Ser., vol. 89, pp. 235–261, 1979.
- [30] S. P. Sharma, “Atmospheric corrosion of silver, copper, and nickel-environmental test,” J. Electrochem. Soc., vol. 125, no. 12, pp. 2005–2011, 1978.
- [31] T. E. Graedel, “Corrosion mechanisms for silver exposed to the atmosphere,” J. Electrochem. Soc., vol. 139, no. 7, pp. 1963–1970, 1992.
- [32] L. Volpe and P. J. Peterson, “The Atmospheric sulfidation of silver in a tubular corrosion reactor,” Corros. Sci., vol. 29, no. 10, pp. 1179–1196, 1989.
- [33] J. P. Franey, G. W. Kammlott, and T. E. Graedel, “The corrosion of silver by atmospheric sulfurous gases,” Corros. Sci., vol. 25, no. 2, pp. 133–143, 1985.
- [34] Å. Kassman Rudolphi et al. Fretting testing of electrical contacts at small displacement amplitudes – Experience from a BriteEuram project. Proceedings of the 20th International Conference on Electrical Contacts, Sweden, 2000, pp 471 – 476.
- [35] G. T. Flowers, F. Xie, M. Bozack, and R. Horvath, “Modeling early stage fretting of electrical connectors subjected to random vibration,” IEEE Trans. Comp. Packag. Technol., vol. 28, no. 4, pp. 721–727, Dec. 2005.
- [36] F. Hubner-Obenland and J. Minuth, “A new test equipment for high dynamic real-time measuring of contact resistances,” in Proc. 45th IEEE Holm Conf. Electr. Contacts, Pittsburgh, PA, Oct. 1999, pp. 193–202.
- [37] J. F. Bruel, P. Smirou, and A. Carballeira, “Gas environment effect on the fretting corrosion behavior of contact materials,” in Proc. 14th Int. Conf. Electr. Contacts, 1988, pp. 219–223.
- [38] N. Ben Jemma, Correlation between Wear and Electrical behaviour of contact interfaces during Fretting vibration, ICEC 2006
- [39] Bouzera A., Carvou E., Jemaa N. B., El Albdî R., Tristani L., Zindine E., “Minimum fretting amplitude in medium force for connector coated material and pure metals,” Electr. Contacts, Proc. Annu. Holm Conf. Electr. Contacts, pp. 101–107, 2010.
- [40] Tetsuya Ito Masato Matsushima Kensaku Takata Yasuhiro Hattori, Factors Influencing the Fretting Corrosion of Tin Plated, IEICE TRANSACTIONS on Electronics Vol.E90-C No.7 pp.1412-1416, 2006 Contacts

- [41] H. Li, S. Dong, S. El-Tawil, and V. R. Kamat, “Relative Displacement Sensing Techniques for Postevent Structural Damage Assessment:Review,” *J. Struct. Eng.*, vol. 139, no. 9, pp. 1421–1434, 2013.
- [42] M. Antler. Survey of Contact Fretting in Electrical Connectors. *IEEE TRANS. on CHMT* 8 n°1, 1985, p. 87-104.
- [43] Benhenda, Ben Jemaa, Perrin et Simon. Corrosion Behavior of TiN and Sn-Coatings deposited. *Surface and Coatings Technology - Vol. 56*, 1993.
- [44] He, Braunovic. Effect of Lubrication on the Contact Resistance Behavior of Tin Plated Electrical Contacts Under Fretting Conditions. *Proc. of the 18th ICEC – 1994*, p. 359 369.
- [45] H. Kim, T. Koseki, T. Ohba, T. Ohta, Y. Kojima, H. Sato, Y. Shimogaki, Process design of Cu(Sn) alloy deposition for highly reliable ultra large-scale integration interconnects, *Thin Solid Films*, 491 (2005), p. 221-227
- [46] Y. Fujiwara, Sn deposition onto Cu and alloy layer growth by a contact immersion process, *Thin solid films*, 425 (2003), p. 121-126
- [47] J. Laporte, Etude et modélisation de l’endurance électrique de micro-contacts soumis à des sollicitations de fretting-usure : caractérisation de nouveaux dépôts base argent, Thèse de l’école Centrale de Lyon, 2016.
- [48] Louis Féchant. Le contact électrique. Phénomènes physiques et matériaux. HERMES 1996
- [49] Thomas T.R., *Rough Surfaces*, Longman, Londres, 1982.
- [49] H. Hertz, “Über die Berührung fester elastischer Körper,” für die reine und Angew. Math., vol. 92, pp. 156–171, 1882.
- [50] Greenwood et Tripp. The elastic contact of rough spheres. *J. of Appl. Mechanics (Transaction of ASME)* 34, 1967, p. 153-159.
- [51] Haiahem. Aire réelle et raideur d’un contact normal rugueux sec ou lubrifié. Thèse de doctorat - INSA de Lyon, 1989
- [52] Holm. *Electrical Contacts : theory and application*. Springer - Verlag. Berlin 1967
- [53] Waterhouse. Fretting Wear. *Wear* 100, 1984, p. 107-118.
- [54] Antler. Electrical effects of fretting connector contact materials: a review. *Wear* 106, 1985, p. 5-33.
- [55] Bruel, Smirou, Carballeira. Gas environment effect on the fretting corrosion behaviour of contact materials. *Proc. of the 14th ICEC – 1988*, p. 219-223.
- [56] Le Gall. Etude des phénomènes de dégradation dans les contacts de bas niveau soumis à des micro vibrations. Thèse 1995 à l’Université de Paris XI.
- [57] Philippe Kapsa, Michel Cartier, *Usure Des Contacts Mécaniques - Manifestations De L’usure*, *Technique De L’ingénieur*, 2001, Réf: BM5067 V1
- [58] Rigney, Chen et Naylor. *Wear Processes in Sliding Systems*. *Wear* 100, 1984, p.195 219.
- [59] Berthier. Tribologie science carrefour. Journées européennes du freinage - Lille 1992
- [60] Berthier, Vincent et Godet. Fretting Fatigue and Fretting Wear. *Tribology International*, 1989, p. 235-242
- [61] Mathieu H.J. et al., *Traité des matériaux : Analyses et Technologie des surfaces Couches minces et Tribologie*, Vol.4, Presses polytechniques et universitaires romandes, 2003.
- [62] Rabinowicz E., *Friction and Wear of Materials*, John Wiley and Sons, 1965.
- [63] Czichos H., *Tribology, a system approach to the science and technology of friction, lubrication and wear*, Elsevier Scientific Publishing Company, 1978.

- [64] S.Hannel The fretting sliding transition as a criterion for electrical contact performance, *Wear* 249 (2001) 761–770
- [65] M.H. Zhu, Z.R. Zhou, On the mechanisms of various fretting wear modes, 2011.
- [66] X. Wang, D. Wang, X. Li, D. Zhang, S. Ge, J.A. Araújo, Comparative analyses of torsional fretting, longitudinal fretting and combined longitudinal and torsional fretting behaviors of steel wires, *Eng. Fail. Anal.* 85 (2018) 116–125.
- [67] Tag Hammam, Åsa Kassman-Rudolph, Vibration-induced deterioration of in-coated connectors studied by using a force controlled fretting bench-test, *Electrical Contacts, 2005. Proceedings of the Fifty-First IEEE Holm*
- [68] H. Li, S. Dong, S. El-Tawil, and V. R. Kamat, “Relative Displacement Sensing Techniques for Postevent Structural Damage Assessment:Review,” *J. Struct. Eng.*, vol. 139, no. 9, pp. 1421–1434, 2013.
- [69] G. T. Flowers, F. Xie, M. Bozack, R. Horvath, B. I. Rickett, and R. D. Malucci, “The influence of contact interface characteristics on vibrationinduced fretting degradation,” in *Electrical Contacts, 2005. Proceedings of the Fifty-First IEEE Holm Conference on, 2005*, pp. 82–88.
- [70] G. T. Flowers, F. Xie, M. Bozack, and X. Hai, “A study of the physical characteristics of vibration-induced fretting corrosion,” *IEEE Trans. Comp. Packag. Technol.*, vol. 29, no. 2, pp. 318–325, Jun. 2006.
- [71] YZL. Lam, John W. McBride, Christian Maul, and John K. Atkinson, Displacement Measurements at a Connector Contact Interface Employing a Novel Thick Film Sensor, October 2008, IEEE
- [72] Y.Xing, W. XU Signal Analysis of Fretting Damages on Electrical Connector Systems, Karlskrona, Sweden 2017
- [73] T. Liskiewick, A. Neville, S. Achanta, Impact of corrosion on fretting damage of electrical contacts, in : *Proceedings conference on electrical contacts IEEE, Montreal, 25-27 septembre 2006 (2006)*, p. 257-262
- [74] Fouvry S., Etude quantitative des dégradations en fretting, Thèse de doctorat de l’Ecole Centrale de Lyon, Ecully, 1997.
- [75] Vincent, Berthier, Dubourg et Godet. *Mechanics and Materials in Fretting*. *Wear* 153, 1992, p. 135-148
- [76] Godet. *Third-Bodies in Tribology*. *Wear* 136, 1990, p. 29-45
- [77] Bruel et Carballeira. Etat de surface et phénomènes de fretting-corrosion sur des matériaux. *Revue Générale d’Electricité*, n°11, 1992, p. 24-29.
- [78] M. Antler. Survey of Contact Fretting in Electrical Connectors. *IEEE TRANS. on CHMT* 8 n°1,
- [79] J.L. Queffelec, N. Ben jemaâ and D. Travers, " Materials and contact shape studies for automobile connectors development " *IEEE Trans., Comp., Hybrids., and Manuf., Technol.*, Vol.14 NO. 1, pp. 90-94, March 1990.
- [80] S. Noël, N. Lécaudé, C. Bodin, L. Boyer, L. Tristani, E. M. Zindine, G. Gavazzi, I. Buresch, D. Siemers, “Electrical and tribological properties of hotdipped tin separable contacts with fluorinated lubricant layers.” In *Proc. Holm Conf., Pittsburg, USA*, pp 225-235, 1999.
- [81] C. Maul, J. W. McBride, J. Swingler “On the Nature of Intermittence in Electrical Contacts” *Proc. Int. Conf. Electrical Contacts Stockholm 2000*, pp312-319
- [82] 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.

- [83] 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.
- [84] T.W. Liskiewicz, K.J. Kubiak, Surface design against third body fretting-corrosion of electrical connectors, ISFF9
- [85] 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, *57th IEEE Holm Conf. on Electrical Contacts*, pp. 1-6, 2011.
- [86] 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.
- [87] Bock E. M., Whitley J. H., Fretting corrosion in electric contacts, *Proc. of the 20th Annual Holm Conf. on Electric Contacts*, pp. 128–138, 1974.
- [88] W.H. Abbott, K.L. Schreiber, Dynamic contact resistance of gold tin and palladium connector interfaces during low amplitude motion, *IEEE proceedings Holm conference on electrical contacts* (1981), p. 211-219
- [89] Maul C. et al., A Model to Describe Intermittency Phenomena in Electrical Connectors, *Proc. IEEE Holm Conference*, 2002, pp. 165-174.
- [90] Benhenda, Ben Jemaa, Perrin et Simon. Corrosion Behavior of TiN and Sn-Coatings deposited. *Surface and Coatings Technology - Vol. 56*, 1993.
- [91] He, Braunovic. Effect of Lubrication on the Contact Resistance Behavior of Tin-Plated Electrical Contacts Under Fretting Conditions. *Proc. of the 18th ICEC – 1994*, p. 359-369.
- [92] Y.W. Park, T.S.N. Sankara Narayanan, K.Y. Lee, Fretting-corrosion of tin-plated contacts, *Tribology international*, Vol 41, (2007), p. 616-628
- [93] J. Ambier, P. Perdigon, Fretting-corrosion of separable electrical contacts, *IEEE transactions on components, hybrids and manufacturing technology*, Vol 8, n°1 (1985), p.197-201
- [94] P. Jedrzejczyk, S. Chad, S. Fouvry, and P. Chalandon, Impact of the nickel interlayer on the electrical resistance of tin–tin interface submitted to fretting loading, *Surface and Coatings Technology*, vol. 203, no. 12, pp. 1624–1628, Mar. 2009.
- [95] 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.
- [96] 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.
- [97] Kassman et Jacobson. Case Study. *Wear* 165, 1993, 227-230.
- [98] D.W. Han, Effect of normale forces on Fretting corrosion of tin-coated electrical contacts, 2017
- [98] F. Pompanon, J. Laporte S. Fouvry, O. Alquier, Normal force and displacement amplitude influences on silver-plated electrical contacts subjected to fretting wear: A basic friction energy – contact compliance formulation, *wear*, Volumes 426–427, Part A, 30 April 2019, Pages 652-661
- [99] L. Tristani, Fiabilisation des connecteurs électriques soumis à des vibrations, Thèse de doctorat, université Paris 11, Orsay/FCI (2000)
- [100] Wan, Pu, Xue et Su. Antiwear and extreme pressure characteristics of 2 mercapobenzothiazole derivative as the potential lubricating oil additive. *Wear* 192, 1996, p.74-77.

- [101] P. Jedrzejczyk<sup>1</sup> ; S. Fouvry<sup>1</sup> ; O. Alquier<sup>1</sup> , Quantification of the electrical contact endurance of thin plated silver coatings subjected to fretting wear: influence of coating thickness, International Conference on Electrical Contacts (ICEC 2012), 2012 p. 205 – 212
- [102] Suh. Tribophysics. Prentice Hall, MIT. 1986
- [103] Document Renault, Dossier technique : les matériaux pour la connectique, le câblage et l'électronique, DT-64100-005
- [104] J.L. Queffelec, N. Ben Jemma, and D. gtravers. Materials and contact shape studies for automobile connector developpemen, proc. Holm conf on electrical cinatcs, 1990, p.146
- [105] Lee et Mamrick. Effect of Contact Geometry on Fretting-Corrosion of Tin-Plated Copper-Alloy. Proc. 14th ICEC. Paris, 1988, p. 225-31.
- [106] Malucci. Impact of Fretting Parameters on Contact Degradation Proc. IEEE Holm Conference on Electrical Contacts, 1996, p. 395,403.
- [107] Malucci. Accelerated testing of tin plated copper alloy contacts. Proc. IEEE Holm Conference on Electrical Contacts, 1997, p. 138-151.
- [108] Y. W. Park, T.S.N. Sankara Narayanan, K. Y. Lee, Effect of temperature on the fretting-corrosion of tin plated copper alloy contacts, Wear, Vol 262, (2007), p. 320-330
- [109] Schöpf et Reider. The Reliability of Bearings in the Current Path of Switches. Proc. 18th ICEC 1994, 725-733
- [110] Sofiane El Mossouess, N Benjemâa, E Carvou, Rochdi El Abdi, L Benmamas, et al. Fretting corrosion in power contacts : Electrical and thermal analysis. HOLM 2014, Oct 2014, La Nouvelle Orleans, United States. hal-01104802
- [111] R.Fu, S.Choe, R.Jackson, G. Flowers, M.J. Bozack, L.Zhong, and D. Kim Vibration-Induced Changes in the Contact Resistance of High Power Electrical Connectors for Hybrid Vehicles, IEEE, VOL. 2, NO. 2, 2012
- [112] Ren W., Wang P., Song J., Zhai G., Effects of current load on wear and fretting corrosion of goldplated electrical contacts, Tribology Int. 70, pp. 75-82, 2014.
- [113] 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.
- [111] R. Timsit, "On the Evalutation of Contact Temperature from Potential-Drop Measurements," IEEE Trans. Components, Hybrids, Manuf. Technol., vol. 6, no. 1, pp. 115–121, Mar. 1983.
- [112] Florent Pompanon. Etude de l'endurance électrique de micro-contacts soumis à des sollicitations de fretting-usure : influence des paramètres environnementaux. Sciences de l'ingénieur [physics]. Ecole centrale de Lyon (ref. These : 2019LYSEC39); Université de Lyon, 2019. Français. tel-03101952
- [113] Antler. Fretting-Corrosion of Solder-Coated Electrical Contacts. IEEE TRANS. on CHMT 7 n°1, 1984, 129-138.
- [114] W. Freitag, "Wear, Fretting and the Role of Lubricants in Edge Card Connectors," in IEEE Transactions on Parts, Hybrids, and Packaging, vol. 12, no. 1, pp. 40-44, March 1976, doi: 10.1109/TPHP.1976.1135098.
- [115] Antler, Aukland, Hardee, Wehr. Recovery of degraded tin-lead connector contacts due to fretting corrosion. Proc. IEEE Holm Conference on Electrical Contacts, 1997, p. 20-32.
- [116] Abbott. Performance of the gold-tin connector interface in a flight environment. Proc. IEEE Holm Conference on Electrical Contacts, 1998, p. 141-150.
- [117] Interlock, Chrysler. Brevet APEX – International Patent

- [118] Clough, Ray W., and James L. Tocher. "Finite element stiffness matrices for analysis of plates in bending." Proceedings of conference on matrix methods in structural analysis. Vol. 1, 1965.
- [119] [https://fr.wikipedia.org/wiki/Formulation implicite ou explicite](https://fr.wikipedia.org/wiki/Formulation_implicite_ou_explicite)
- [120] G. Villeneuve, D. Kulkarni, P. Bastnagel, and D. Berry, "Dynamic Finite Element Analysis Simulation of the Terminal Crimping Process," Electrical Contacts, 1996., Proceedings of the Forty-Second IEEE Holm Conference Joint with the 18th International Conference on Electrical Contacts, Sept. 1996, pp.156-172.
- [121] A. Monnier, B. Froidurot, C. Jarrige, R.Meyer, and P. Teste, "A Mechanical, Electrical, Thermal Coupled-field Simulation of a Sphere-plane Electrical Contact,". Proceedings of the Fifty-First IEEE Holm Conference on Electrical Contacts, Sept. 2005, pp. 224–231.
- [122] N. Ben Jemaa, R. El Abdi, M.A. Beloufa, E. Carvou, Numerical and experimental study of the contact resistance for high copper alloys in force domain 1-100N, in : Proceedings of the 24th Internation
- [123] Chen Chen, George T. Flowers, Michael Bozack, and Jeffrey Suhling, "Modeling and analysis of a connector system for the prediction of vibration-induced fretting degradation," Proceedings of the 55th IEEE Holm Conference on Electrical Contacts, September 14-16, 2009, pp.131-137.
- [124] R.D. Ibrahim, C. Chen and G.T. Flowers, "Modeling and Analysis of a Blade/Receptacle Pair for the Prediction of Thermal Cycling and Temperature Dependent Vibration Driven Fretting Corrosion," 2010 Proceedings of the 56th IEEE, 2010, pp. 1-7
- [125] F.Zang, thesis, A Study of Vibration-induced Fretting Corrosion in Electrical Connectors Based on Experimental Test and FEA Simulation, Auburn, Alabama August 2, 2014
- [126] Mashimo. K, H Katayama, H. Nishikubo, influence of vibration on connector sliding mode amplitude, 2014 IEEE 60th Holm Conference on Electrical Contacts (Holm), 2014, pp. 1-8
- [127] M. Mavuni, E. Carvou, G. Lalet, Study of vibration transfer in automotive connectors for understanding of fretting corrosion damage, ICEC, 2020, pp178-185
- [128] Yahya, O. and Miled, H., Modeling of the Impact of Ultra sonic Welding of Harness on the Terminals Integrity, SAE Technical Paper 2014-01-0224, 2014, <https://doi.org/10.4271/2014-01-0224>.
- [129] Zhu Chongyang, Feng Qiang and Sun Bo, "Lifetime prediction for electrical connector under the action of random vibration loading," Proceedings of the IEEE 2012 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-2012 Beijing), 2012, pp. 1-5,
- [130] Manuel CLV Vibromètre 3D laser, Polytec
- [131] Paul. E Dupuis, Essais de vibrations - Mesures et exploitation des résultats, Technique de l'ingénieur, Réf : BM5160 v1, 2000



## Annexe I : Propriété équivalente pour les matériaux siliconés

Le but de cette étude est de caractériser le matériau hyperplastique et de trouver une propriété élastique équivalente appropriée pour les joints en silicone. Différents modèles sont proposés dans la littérature pour modéliser les comportements de matériaux hyperplastiques. Un solide Néo-Hookean est un modèle de matériau hyperélastique, similaire à la loi de Hooke, qui peut être utilisé pour prédire le comportement contrainte-déformation non linéaire des matériaux subissant de grandes déformations. Le modèle a été proposé par Ronald Rivlin en 1948. Contrairement aux matériaux élastiques linéaires, la courbe contrainte-déformation d'un matériau Néo-Hookean n'est pas linéaire. Au lieu de cela, la relation entre la contrainte appliquée et la déformation est initialement linéaire, mais à un certain point, la courbe contrainte-déformation plafonnera. Le modèle Néo-Hookean ne tient pas compte de la libération dissipative d'énergie sous forme de chaleur lors de la déformation du matériau et une élasticité parfaite est supposée à toutes les étapes de la déformation.

Le modèle de matériau Néo-Hookean ne prédit pas cette augmentation du module aux grandes déformations et n'est généralement précis que pour les déformations inférieures à 20 %. Le modèle est également inadéquat pour les états de contrainte biaxiaux et a été remplacé par le modèle Mooney-Rivlin.

La fonction de densité d'énergie de déformation ( $W$ ) pour un matériau Néo-Hookean incompressible dans une description tridimensionnelle est :

$$W=C_1 (I_1-3) \quad (\text{A-1})$$

Où  $C_1$  est une constante de matériau et  $I_1$  est le premier invariant (trace) du tenseur de déformation de Cauchy-Green défini en termes de rapports d'étirement principaux  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  et  $\lambda_3$  :

$$I_1=\lambda_1^1 + \lambda_2^2 + \lambda_3^3 \quad (\text{A-2})$$

En termes d'étirements principaux, les différences de contraintes de Cauchy pour un matériau hyperélastique incompressible sont données par :

$$\sigma_{11} - \sigma_{33} = \lambda_1 \frac{\partial w}{\partial \lambda_1} - \lambda_3 \frac{\partial w}{\partial \lambda_3}; \quad \sigma_{22} - \sigma_{33} = \lambda_2 \frac{\partial w}{\partial \lambda_2} - \lambda_3 \frac{\partial w}{\partial \lambda_3} \quad (\text{A-3})$$

Pour un matériau Néo-Hookean incompressible,

$$W=C_1 (\lambda_1^1 + \lambda_2^2 + \lambda_3^3 - 3); \quad \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 =1 \quad (\text{A-4})$$

Nous avons alors :

$$\frac{\partial w}{\partial \lambda_1} = 2C_1 \lambda_1; \quad \frac{\partial w}{\partial \lambda_2} = 2C_1 \lambda_2; \quad \frac{\partial w}{\partial \lambda_3} = 2C_1 \lambda_3 \quad (\text{A-5})$$

Ce qui donne

$$\sigma_{11} - \sigma_{33} = 2(\lambda_1^2 - \lambda_3^2) C_1; \quad \sigma_{22} - \sigma_{33} = 2(\lambda_2^2 - \lambda_3^2) C_1 \quad (\text{A-6})$$

Sous sollicitation en traction uniaxiale  $\lambda_1 = \lambda$  and  $\lambda_2 = \lambda_3 = 1/\sqrt{\lambda}$ , alors :

$$\sigma_{11} - \sigma_{33} = 2C_1 \left( \lambda^2 - \frac{1}{\lambda} \right); \quad \sigma_{22} - \sigma_{33} = 0 \quad (\text{A-7})$$

$$\sigma_{11} - \sigma_{33} = 2C_1 \left( \lambda^2 - \frac{1}{\lambda} \right) = 2C_1 \left( \frac{3\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22}^2 + \varepsilon_{33}^2}{1 + \varepsilon} \right) \quad (\text{A-8})$$

Où  $\varepsilon_{11} = \lambda - 1$  est la déformation nominale.

Pour les petites déformations  $\varepsilon \ll 1$  nous aurons

$$\sigma_{11} = 6C_1 \varepsilon = 3 \mu \varepsilon \quad (\text{A-9})$$

Ainsi, le module de Young équivalent d'un solide Néo-Hookean en traction uniaxiale est :

- $E = 3 \mu$  qui est en concordance avec l'élasticité linéaire ( $E = 2 \mu (1 + \nu)$  avec  $\nu = 0.5$  pour un matériau incompressible),

Ou encore

- $\mathbf{E} = 6C_1$ , avec  $C_{ij}$  = constantes du matériau qui contrôlent le comportement au cisaillement et peuvent être déterminées à partir d'essais uniaxiaux, biaxiaux et planaires.

## Annexe II : Comportement orthotrope élastique

Un modèle de comportement est orthotrope lorsque les propriétés élastiques présentent une symétrie selon trois plans perpendiculaires. Par définition, un matériau orthotrope a au moins 2 plans de symétrie orthogonaux, où les propriétés du matériau sont indépendantes de la direction dans chaque plan. De tels matériaux nécessitent 9 variables indépendantes (c'est-à-dire des constantes élastiques) dans leurs matrices constitutives.

En revanche, un matériau sans aucun plan de symétrie est totalement anisotrope et nécessite 21 constantes élastiques, alors qu'un matériau avec un nombre infini de plans de symétrie (c'est-à-dire que chaque plan est un plan de symétrie) est isotrope et ne nécessite que 2 constantes élastiques.

Nous distinguons deux types d'orthotropie :

- Un matériau est **orthotrope** s'il possède trois plans de symétrie orthogonaux entre eux. Son comportement élastique est alors défini par neuf modules d'élasticité, son comportement thermique par trois constantes thermiques.
- Un matériau est **orthotrope de révolution**, ou **transversalement isotrope**, s'il possède un axe de symétrie de révolution et admet une symétrie par rapport à n'importe quel plan passant par cet axe et une symétrie par rapport à un plan perpendiculaire à l'axe.

### Loi de Hooke sous forme de conformité

Par convention, les 9 constantes élastiques dans les équations de comportement orthotropes sont composées de 3 modules d'Young  $E_x, E_y, E_z$ , les 3 coefficients de Poisson  $\nu_{yz}, \nu_{zx}, \nu_{xy}$  et les 3 modules de cisaillement  $G_{yz}, G_{zx}, G_{xy}$ .

La matrice de conformité prend la forme,

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \\ \varepsilon_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_x} & -\frac{\nu_{yx}}{E_y} & -\frac{\nu_{zx}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xy}}{E_x} & \frac{1}{E_y} & -\frac{\nu_{zy}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xz}}{E_x} & -\frac{\nu_{yz}}{E_y} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{yz}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{zx}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{xy}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix}$$

Avec :

$$\frac{\nu_{yz}}{E_y} = \frac{\nu_{zy}}{E_z}, \quad \frac{\nu_{zx}}{E_z} = \frac{\nu_{xz}}{E_x}, \quad \frac{\nu_{xy}}{E_x} = \frac{\nu_{yx}}{E_y}$$

Le câble est un composant essentiel du connecteur. Les fils sont torsadés à l'intérieur du câble. Il est nécessaire de prendre en compte les propriétés représentatives des câbles dans la simulation tout en gardant une taille de modèle raisonnable. De ce fait, le câble sera modélisé comme étant un corps solide avec les propriétés mécaniques du câble réel (brins + isolant siliconé), voir Figure A.II.



LS-DYNA keyword deck by LS-PrePost

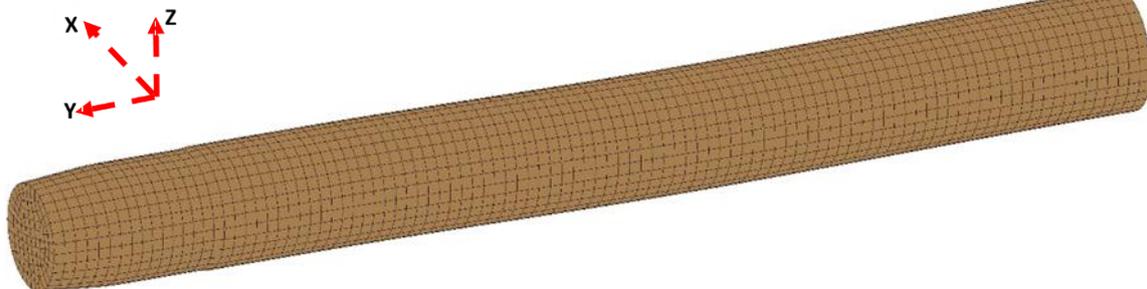


Figure II-A : Modèle éléments finis du Cable

Nous avons choisi d'utiliser un comportement orthotrope élastique pour modéliser le câble en supposant que le câble est isotrope dans le plan (X, Z), i.e. le comportement mécanique est le même en tout point du câble, d'une part. D'autre part, le câble subit des mouvements de flexion selon les axes X et Z. En revanche, le long de l'axe d'insertion/désinsertion du connecteur (// Y), le câble reste sollicité en traction.

Ainsi, la matrice conformité du câble devient alors,

$$\begin{pmatrix} \frac{1}{E_f} & -\frac{\nu_t}{E_t} & -\frac{\nu_f}{E_f} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_f}{E_f} & \frac{1}{E_t} & -\frac{\nu_t}{E_f} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_t}{E_f} & -\frac{\nu_f}{E_t} & \frac{1}{E_f} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_f} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_t} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_f} \end{pmatrix}$$

Pour un tel comportement mécanique, 4 paramètres sont déduits :

- $E_t$  : module d'Young le long de la direction axial (// à l'axe Y). Le câble est sollicité en traction dans la direction axiale.
- $E_f$  : module d'Young dans la direction verticale/transverse (// à l'axe Z ou X). Le câble est sollicité en flexion dans les directions verticales et transverses.
- $\nu_t$  : coefficient de Poisson primaire, dans la direction de sollicitation en traction
- $\nu_f$  : coefficient de Poisson secondaire, dans la direction de sollicitation en flexion

Avec :

$$G_f = \frac{E_f}{2(1+\nu_f)} : \text{le module de cisaillement en flexion}$$

$$G_t = \frac{E_t}{2(1+\nu_t)} : \text{le module de cisaillement en traction}$$

### Annexe III : **Analyse modale**

L'analyse modale est l'étude des propriétés dynamiques des structures linéaires, basée sur des tests expérimentaux ou par la simulation en éléments finis. Ces propriétés dynamiques incluent les fréquences de résonance (également appelées "fréquences naturelles" ou "fréquences propres") et les modes structuraux (ou "modes propres"). Les propriétés dynamiques dépendent de la masse, de la rigidité et de la répartition de l'amortissement sur la structure et déterminent le comportement vibratoire des structures lors d'une sollicitation à des charges opérationnelles. Toute déformation d'un système structurel linéaire peut être exprimée sous forme de combinaison linéaire des modes propres, qui forment une base de vecteur orthonormée.

Les tests modaux associent l'acquisition des données et des analyses plus poussées. Dans une application industrielle, le processus complet est souvent désigné par les termes test et analyses modales, ou analyse modale expérimentale (AME).

Les résultats des tests et analyses modales sont utilisés dans différentes applications de simulation et de test, y compris les calculs de réponse vibratoire, l'analyse des causes profondes des problèmes de vibration et la détection des dommages, mais également pour accroître la flexibilité de l'analyse multi-corps et accélérer la durabilité et les simulations vibro-acoustiques. Les calculs modaux sont très efficaces et permettent une évaluation performante des modifications structurelles du système mécanique.

Dans le cadre de cette thèse, une analyse modale est effectuée entre 0 et 2000 Hz en condition encastrée au niveau du boîtier mâle et à l'extrémité du câble.

2 modes sont extraits entre 0 et 2000 Hz en utilisant le solveur implicite LS-DYNA :

Les vues III.A à III.B montrent les déformées des modes.

Le premier mode situé proche de 1563 Hz et le second mode est à 1757 Hz. Ces modes correspondent sont des flexions du boîtier femelle et du câble électrique du connecteur.

LS-DYNA eigenvalues at time 1.00000E-0  
Freq = 1.5631  
Contours of X-displacement  
min=-0.209331, at node# 18040  
max=11.6993, at node# 72129

X-displacement  
1.170e+01  
1.051e+01  
9.318e+00  
8.127e+00  
6.936e+00  
5.745e+00  
4.554e+00  
3.363e+00  
2.172e+00  
9.815e-01  
-2.093e-01

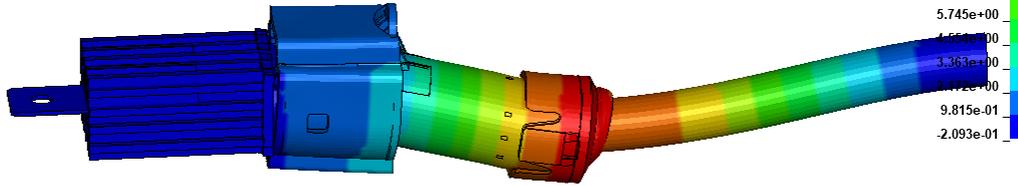


Figure III-A : 1<sup>er</sup> mode – 1563 Hz

LS-DYNA eigenvalues at time 1.00000E-0  
Freq = 1.7577  
Contours of Y-displacement  
min=-0.0569367, at node# 18731  
max=11.6993, at node# 65478

Y-displacement  
1.170e+01  
1.052e+01  
9.348e+00  
8.172e+00  
6.997e+00  
5.821e+00  
4.646e+00  
3.470e+00  
2.294e+00  
1.119e+00  
-5.694e-02

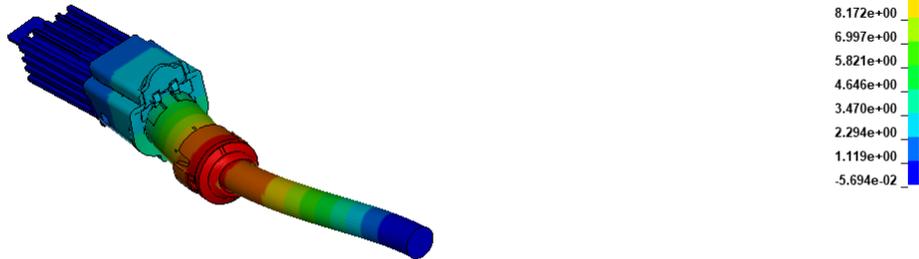


Figure III-A : 1<sup>er</sup> mode – 1757 Hz

## Annexe IV : Programme de traitement des données mesurées

# Program data and signal analysis with mathematica\_Calculates relative displacement

## STEP1\_Fitting and Analysis of Data

```
ClearAll["Global`*"]
In[face tout]
```

Part 1: female Terminal (Clip)

Import Data measuring (analog voltage signal which describes the velocity of the object)

```
dataX = Import["D:\\experimental data\\TEST sur CTS\\test reproducibility C3
160421\\reproducibility 160421\\reproducibility 160421\\200Hz\\Lateral\\15G\\terminal\\test 1\\2_2.csv"];
dataY = Import["D:\\experimental data\\TEST sur CTS\\test reproducibility C3
160421\\reproducibility 160421\\reproducibility 160421\\200Hz\\Lateral\\15G\\terminal\\test 1\\2_3.csv"];
dataZ = Import["D:\\experimental data\\TEST sur CTS\\test reproducibility C3
160421\\reproducibility 160421\\reproducibility 160421\\200Hz\\Lateral\\15G\\terminal\\test 1\\2_4.csv"];
Iconize[dataX, "dataX"] Iconize[dataY, "dataY"] Iconize[dataZ, "dataZ"];
```

Fitting the signal data measuring - Tx,Ty,Tz

```
 $\omega = 2 * \pi * f;$ 
f = 200;

Tx = ListPlot[dataX]
Ty = ListPlot[dataY]
Tz = ListPlot[dataZ]
```

### #Fitting Data

```
fitx = NonlinearModelFit[dataX[;; 500], a1 Cos[ $\omega * t + \phi1$ ], {{a1, 0.04}, { $\phi1$ }}, t];
fity = NonlinearModelFit[dataY[;; 500], a2 Cos[ $\omega * t + \phi2$ ], {{a2, 0.04}, { $\phi2$ }}, t];
fitz = NonlinearModelFit[dataZ[;; 500], a3 Cos[ $\omega * t + \phi3$ ], {{a3, 0.04}, { $\phi3$ }}, t];

funcfitx = fitx["BestFit"]
funcfity = fity["BestFit"]
funcfitz = fitz["BestFit"]
fitx["ParameterTable"] // Quiet
```

### #Curve Fitting

## 2 | Programm data and signal analysis with mathematica\_Calculates relative displacement.nb

```
Show[ListPlot[dataX, PlotStyle -> {{Black, Thickness[0.015]}}, BaseStyle -> {FontSize -> 35},
PlotLegends -> Placed[PointLegend[{Black, Thickness[0.002]}, {Style["Experimental data", 35]}], Above],
FrameLabel -> {{("Tension[V]", None), ("Times [ms]", None)}, FrameStyle -> {Black, Black, Black, Black},
ImageSize -> Full, PlotRange -> Full, Frame -> {True, True, True, True}},
Plot[funcfitx, {t, 0, 0.04}, PlotStyle -> {{Red, Continue, Thickness[0.015]}},
ImageSize -> 1300, Frame -> {None, True, True, True}, BaseStyle -> {FontSize -> 60},
FrameLabel -> {{("Tension[V]", None), ("Times [ms]", None)}, FrameStyle -> {Black, Black, Black, Black},
PlotLegends -> Placed[LineLegend[{Red, Thickness[0.002]}, {Style["Fitting Curve", 35]}], Above]]
Show[ListPlot[dataY, PlotStyle -> {{Black, Thickness[0.015]}}, BaseStyle -> {FontSize -> 35},
PlotLegends -> Placed[PointLegend[{Black, Thickness[0.002]}, {Style["Experimental data", 35]}], Above],
FrameLabel -> {{("Tension[V]", None), ("Times [ms]", None)}, FrameStyle -> {Black, Black, Black, Black},
ImageSize -> Full, PlotRange -> Full, Frame -> {True, True, True, True}},
Plot[funcfity, {t, 0, 0.04}, PlotStyle -> {{Red, Continue, Thickness[0.015]}},
PlotRange -> Full, Frame -> {None, True, True, True}, BaseStyle -> {FontSize -> 60},
FrameLabel -> {{("Tension[V]", None), ("Times [ms]", None)}, FrameStyle -> {Black, Black, Black, Black},
PlotLegends -> Placed[LineLegend[{Red, Thickness[0.002]}, {Style["Fitting Curve", 35]}], Above]]
Show[ListPlot[dataZ, PlotStyle -> {{Black, Thickness[0.015]}}, BaseStyle -> {FontSize -> 35},
PlotLegends -> Placed[PointLegend[{Black, Thickness[0.002]}, {Style["Experimental data", 35]}], Above],
FrameLabel -> {{("Tension[V]", None), ("Times [ms]", None)}, FrameStyle -> {Black, Black, Black, Black},
ImageSize -> Full, PlotRange -> Full, Frame -> {True, True, True, True}},
Plot[funcfitz, {t, 0, 0.04}, PlotStyle -> {{Red, Continue, Thickness[0.015]}}, PlotRange -> Full,
ImageSize -> 1300, Frame -> {None, True, True, True}, BaseStyle -> {FontSize -> 60},
FrameLabel -> {{("Tension[V]", None), ("Times [ms]", None)}, FrameStyle -> {Black, Black, Black, Black},
PlotLegends -> Placed[LineLegend[{Red, Thickness[0.002]}, {Style["Fitting Curve", 35]}], Above]]
```

---

Calculates of the Velocity from the signal measuring

### #Multiply to the scale factor ( 25mms<sup>-1</sup>/v)

```
Vitx = funcfitx*0.025
Vity = funcfity*0.025
Vitz = funcfitz*0.025
```

Calculates of the displacement amplitude from the Velocity

$$Dx = \int V_{itx} dt // \text{TrigFactor}$$

$$Dy = \int V_{ity} dt // \text{TrigFactor}$$

$$Dz = \int V_{itz} dt // \text{TrigFactor}$$

$$\text{Plot}[Dx, \{t, 0, 0.02\}, \text{PlotStyle} \rightarrow \text{Yellow}]$$

$$\text{Plot}[Dy, \{t, 0, 0.02\}, \text{PlotStyle} \rightarrow \{\text{Dashed}, \text{Green}\}]$$

$$\text{Plot}[Dz, \{t, 0, 0.02\}, \text{PlotStyle} \rightarrow \text{Orange}]$$

## #converte in “ $\mu\text{m}$ ” and “Radians”

```
param100 = {{UnitConvert[Quantity[#[[1]], "m"], "micrometers"], Quantity[#[[2, 1, 1]] / °, "°"]} &@Dx,
  {UnitConvert[Quantity[#[[1]], "m"], "micrometers"], Quantity[#[[2, 1, 1]] / °, "°"]} &@Dy,
  {UnitConvert[Quantity[#[[1]], "m"], "micrometers"], Quantity[#[[2, 1, 1]] / °, "°"]} &@Dz};

param200 = {{Quantity[#[[1]], "m"], Quantity[#[[2, 1, 1]], "Radians"]} &@Dx,
  {{Quantity[#[[1]], "m"], Quantity[#[[2, 1, 1]], "Radians"]} &@Dy},
  {{Quantity[#[[1]], "m"], Quantity[#[[2, 1, 1]], "Radians"]} &@Dz}};

J = Grid[{"ax = ", param200[[1, 1]], "ax = ", param100[[1, 1]],
  {"φx = ", param200[[1, 2]], "φx = ", param100[[1, 2]]}, {"ay = ", param200[[2, 1, 1]], "ay = ", param100[[2, 1]]},
  {"φy = ", param200[[2, 1, 2]], "φy = ", param100[[2, 2]]}, {"az = ", param200[[3, 1, 1]], "az = ", param100[[3, 1]]},
  {"φz = ", param200[[3, 1, 2]], "φz = ", param100[[3, 2]]}], Frame → True, FrameStyle → Red, Alignment → Right];

Insert[J, {Dividers → All, Spacings → 1.5 {1, 1}}, 2]

Grid[{"Dx Pic à pic = ", 2*param100[[1, 1]],
  {"Dy Pic à pic = ", 2*param100[[2, 1]], {"Dz Pic à pic = ", 2*param100[[3, 1]]}}, Alignment → Right];

Insert[Grid[{"Dx Pic à pic = ", Quantity[2*param100[[1, 1]]], {"Dy Pic à pic = ", Quantity[2*param100[[2, 1]]]},
  {"Dz Pic à pic = ", Quantity[2*param100[[3, 1]]]}], Alignment → Right], {Dividers → All, Spacings → 1.5 {1, 1}}, 2]
```

Fit Data measuring with the Accelerometer as reference (input acceleration)

```
datacc =
Import["D:\\experimental data\\TEST sur CTS\\test reproducibility C3 160421\\reproducibility 160421\\reproducibility
160421\\200Hz\\Lateral\\15G\\terminal\\test 1\\2_1.csv"];
```

## #Fitting Data from accelerometer

## 4 | Programm data and signal analysis with mathematica\_Calculates relative displacement.nb

```

datacc1 = ListPlot[datacc]
Tracé de liste

fitacc = NonlinearModelFit[datacc[[ ;; 500]], a1 Sin[ω * t + φ], {{a1, 0.04}, {φ, 0}}, t];
Ajustement du modèle non linéaire Sinus

#Acceleration amplitude

Acceamp1 = fitacc["BestFit"]

acc1 = Plot[Acceamp1, {t, 0, 0.04}]
Tracé de courbes

```

## Phases problem resolution (Time delay)

```

ψx = Dx[[2, 1, 1]] - Acceamp1[[2, 1, 1]];
ψy = Dy[[2, 1, 1]] - Acceamp1[[2, 1, 1]];
ψz = Dz[[2, 1, 1]] - Acceamp1[[2, 1, 1]];

#deduce of the displacement amplitudes at "mm"

x0 = QuantityMagnitude[param100[[1, 1]]];
Ampleur de quantité
y0 = QuantityMagnitude[param100[[2, 1]]];
Ampleur de quantité
z0 = QuantityMagnitude[param100[[3, 1]]];
Ampleur de quantité

x1[t_] := x0 Sin[ω t + ψx];
Sinus
y1[t_] := y0 Sin[ω t + ψy];
Sinus
z1[t_] := z0 Sin[ω t + ψz];
Sinus

```

## #Displacement of the femaleTerminal after resolved the phase's problem

```

X11 = x1[t]
Y11 = y1[t]
Z11 = z1[t]

```

## Part 2: Male terminal (Pin)

Import Data Import Data measuring (analog voltage signal which describes the velocity of the object)

```

dataXp =
Import["D:\\experimental data\\TEST sur CTS\\test reproducibility C3 160421\\reproducibility 160421\\reproducibility
160421\\200Hz\\Lateral\\15G\\Pin\\test 1\\2_2.csv"];
Importe dérivée d

dataVp =
Import["D:\\experimental data\\TEST sur CTS\\test reproducibility C3 160421\\reproducibility 160421\\reproducibility
160421\\200Hz\\Lateral\\15G\\Pin\\test 1\\2_3.csv"];
Importe dérivée d

```

```

dataZp =
  Import["D:\\experimental data\\TEST sur CTS\\test reproducibility C3 160421\\reproducibility 160421\\reproducibility
  160421\\200Hz\\Lateral\\15G\\Pin\\test 1\\2_4.csv"];
  Iconize[dataXp, "dataXp"] Iconize[dataYp, "dataYp"] Iconize[dataZp, "dataZp"];

```

---

Fitting the signal data measuring - Tx,Ty,Tz

```

Txp = ListPlot[dataXp]
TYP = ListPlot[dataYp]
Tzp = ListPlot[dataZp]

```

### #Fitting Data

```

fitxp = NonlinearModelFit[dataXp[[ ; 500]], a1 Cos[ω * t + φ1], {{a1, 0.04}, {φ1}}, t];
fityp = NonlinearModelFit[dataYp[[ ; 500]], a2 Cos[ω * t + φ2], {{a2, 0.04}, {φ2}}, t];
fitzp = NonlinearModelFit[dataZp[[ ; 500]], a3 Cos[ω * t + φ3], {{a3, 0.04}, {φ3}}, t];

funcfitxp = fitxp["BestFit"]
funcfityp = fityp["BestFit"]
funcfitzp = fitzp["BestFit"]
fitxp["ParameterTable"] // Quiet

```

### #Curve Fitting

```

Show[ListPlot[dataXp, PlotRange -> Full], Plot[funcfitxp, {t, 0, 0.04}, PlotStyle -> Black]
Show[ListPlot[dataYp, PlotRange -> Full], Plot[funcfityp, {t, 0, 0.04}, PlotStyle -> Black]
Show[ListPlot[dataZp, PlotRange -> Full], Plot[funcfitzp, {t, 0, 0.04}, PlotStyle -> Black]

```

---

Calculates of the Velocity from the signal measuring

### #Multiply to the scale factor ( 25mms<sup>-1</sup>/v)

```

Vitxp = funcfitxp * 0.025
Vityp = funcfityp * 0.025
Vitzp = funcfitzp * 0.025

-0.0152824 Cos[6.27334 + 400 π t]

0.108202 Cos[87.9126 - 400 π t]

0.0130431 Cos[0.165913 + 400 π t]

```

---

Calculates of the displacement amplitude from the Velocity

$$Dxp = \int Vityp \, dt // \text{TrigFactor}$$

$$Dyp = \int Vityp \, dt // \text{TrigFactor}$$

$$Dzp = \int Vityp \, dt // \text{TrigFactor}$$

```
Plot[Dxp, {t, 0, 0.004}, PlotStyle -> Yellow]
Plot[Dyp, {t, 0, 0.004}, PlotStyle -> {Dashed, Green}]
Plot[Dzp, {t, 0, 0.004}, PlotStyle -> Orange]
```

## #convert in "μm" and "Radians"

```
param100p = {{UnitConvert[Quantity[#[[1]], "m"], "micrometers"], Quantity[#[[2, 1, 1]] / °, "°"]} &@Dxp,
             {UnitConvert[Quantity[#[[1]], "m"], "micrometers"], Quantity[#[[2, 1, 1]] / °, "°"]} &@Dyp,
             {UnitConvert[Quantity[#[[1]], "m"], "micrometers"], Quantity[#[[2, 1, 1]] / °, "°"]} &@Dzp};

param200p = {{Quantity[#[[1]], "m"], Quantity[#[[2, 1, 1]], "Radians"]} &@Dxp,
             {Quantity[#[[1]], "m"], Quantity[#[[2, 1, 1]], "Radians"]} &@Dyp,
             {Quantity[#[[1]], "m"], Quantity[#[[2, 1, 1]], "Radians"]} &@Dzp};

Jp = Grid[{"ax = ", param200p[[1, 1]], "ax = ", param100p[[1, 1]],
          {"φx = ", param200p[[1, 2]], "φx = ", param100p[[1, 2]]}, {"ay = ", param200p[[2, 1, 1]], "ay = ", param100p[[2, 1]]},
          {"φy = ", param200p[[2, 1, 2]], "φy = ", param100p[[2, 2]]}, {"az = ", param200p[[3, 1, 1]], "az = ", param100p[[3, 1]]},
          {"φz = ", param200p[[3, 1, 2]], "φz = ", param100p[[3, 2]]}], Frame -> True, FrameStyle -> Red, Alignment -> Right];

Insert[Jp, {Dividers -> All, Spacings -> 1.5 {1, 1}}, 2]

Grid[{"Dx Pic à pic = ", 2*param100p[[1, 1]],
      {"Dy Pic à pic = ", 2*param100p[[2, 1]]}, {"Dz Pic à pic = ", 2*param100p[[3, 1]]}], Alignment -> Right];

Insert[Grid[{"Dx Pic à pic = ", Quantity[2*param100p[[1, 1]]}, {"Dy Pic à pic = ", Quantity[2*param100p[[2, 1]]]},
            {"Dz Pic à pic = ", Quantity[2*param100p[[3, 1]]]}], Alignment -> Right], {Dividers -> All, Spacings -> 1.5 {1, 1}}, 2]
```

---

Fit Data measuring with the Accelerometer as reference (input acceleration)

```
dataccp =
Import["D:\\experimental data\\TEST sur CTS\\test reproducibility C3 160421\\reproducibility 160421\\reproducibility
160421\\200Hz\\Lateral\\156\\Pin\\test 1\\2_1.csv"];

```

## #Fitting Data from accelerometer

```
fitaccp = NonlinearModelFit[dataccp[ ;; 500], a1 Sin[ω*t + φ], {{a1, 0.04}, {φ, 0}}, t];
```

## #Acceleration amplitude

```
Acceamp1p = fitaccp["BestFit"]
```

```
acc1p = Plot[Acceamp1p, {t, 0, 0.004}]
```

Tracé de courbes

## Phases problem resolution (Time delay)

```
 $\psi_{xp} = Dxp[[2, 1, 1]] - Acceamp1p[[2, 1, 1]];$ 
```

```
 $\psi_{yp} = Dyp[[2, 1, 1]] - Acceamp1p[[2, 1, 1]];$ 
```

```
 $\psi_{zp} = Dzp[[2, 1, 1]] - Acceamp1p[[2, 1, 1]];$ 
```

## #deduce of the displacement amplitudes at "mm"

```
x0p = QuantityMagnitude[param100p[[1, 1]]];
```

L'ampieur de quantité

```
y0p = QuantityMagnitude[param100p[[2, 1]]];
```

L'ampieur de quantité

```
z0p = QuantityMagnitude[param100p[[3, 1]]];
```

L'ampieur de quantité

```
x3[t_] := x0p Sin[ $\omega$  t +  $\psi_{xp} - \pi$ ];
```

L'sinus

```
y3[t_] := y0p Sin[ $\omega$  t +  $\psi_{y}$ ];
```

L'sinus

```
z3[t_] := z0p Sin[ $\omega$  t +  $\psi_{zp}$ ];
```

L'sinus

## #Displacement of the femaleTerminal after resolved the phase's problem

```
X33 = x3[t]
```

```
Y33 = y3[t]
```

```
Z33 = z3[t]
```

## Part 3: Sample holder

Import Data measuring (analog voltage signal which describes the velocity of the object)

Fitting the signal data measuring - Tx,Ty,Tz

Calculates of the Velocity from the signal measuring

Calculates of the displacement amplitude from the Velocity

Fit Data measuring with the Accelerometer as reference (input acceleration)

Phases problem resolution (Time delay)

## STEP2\_C calculates the Relative displacements between Pin and Clip

### Analytical Model

```

ramp[{a1_, φ1_}, {a2_, φ2_}] :=  $\sqrt{\left(a1 + a2 \sin\left[\phi2 - \phi1 - \frac{\pi}{2}\right]\right)^2 + \left(a2 \cos\left[\phi2 - \phi1 - \frac{\pi}{2}\right]\right)^2}$ ;

psi[{a1_, φ1_}, {a2_, φ2_}] := φ1 - ArcTan[ $\frac{a2 \cos\left[\phi2 - \phi1 - \frac{\pi}{2}\right]}{a1 + a2 \sin\left[\phi2 - \phi1 - \frac{\pi}{2}\right]}$ ];

signe[{a1_, φ1_}, {a2_, φ2_}] := Sign[a1 Cos[φ1] - a2 Cos[φ2]] * Sign[Cos[psi[{a1, φ1}, {a2, φ2}]]];

psiphase[{a1_, φ1_}, {a2_, φ2_}] := ArcCos[signe[{a1, φ1}, {a2, φ2}]];

reduc[{a1_, φ1_}, {a2_, φ2_}] := (ramp[{a1, φ1}, {a2, φ2}], psi[{a1, φ1}, {a2, φ2}] + psiphase[{a1, φ1}, {a2, φ2}]);

```

### Graph of Relative displacement along X\_axis

```

Manipulate[r = reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}, {a3, φ3}][[1]]; ψ = reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}, {a3, φ3}][[2]];

Plot[{a1 Cos[ω t + φ1] - a2 Cos[ω t + φ2], a3 Cos[ω t + φ3], a2 Cos[ω t + φ2], a1 Cos[ω t + φ1]} // Evaluate, {t, 0, 3}, PlotStyle →
{{Red, Dotted, Thickness[0.007]}, {None, None, None}, {Green, Dashed, Thickness[0.01]}, {Blue, Continue, Thickness[0.007]}},
PlotRange → All, ImageSize → 1200, Frame → {True, True, True, True}, BaseStyle → {FontSize → 38}, AxesStyle → Bold,
FrameLabel → {"Y_Displacements [μm]", None}, {"Times [ms]", None}, FrameStyle → {Black, Black, Black, Black},
PlotLegends → Placed[LineLegend[{{Blue, Thickness[0.02]}, Directive[Dashed, Green, Thickness[0.02]},
{Dotted, Red, Thickness[0.02]}, {None, None}}, {Style["Female terminal ", 25],
Style["Male terminal", 25], Style["Difference", 25]}, LegendFunction → "Panel", {Right, Above}]],
{{ω, 2 π}, π, 4 π}, {a1, X11[[1]]}, {φ1, X11[[2, 1, 1]]}, {a2, X33[[1]]}, {φ2, X33[[2, 1, 1]]},
{a3, None}, {φ3, None}
]

```

### Results of relative displacement along X axis

```

Simplify[ $\sqrt{\left(a1 + a2 \sin\left[\phi2 - \phi1 - \frac{\pi}{2}\right]\right)^2 + \left(a2 \cos\left[\phi2 - \phi1 - \frac{\pi}{2}\right]\right)^2}$  /. {φ1 → 0, φ2 → 0}, {a1 ≥ 0, a2 ≥ 0}]

φ1 - ArcTan[ $\frac{a2 \cos\left[\phi2 - \phi1 - \frac{\pi}{2}\right]}{a1 + a2 \sin\left[\phi2 - \phi1 - \frac{\pi}{2}\right]}$  /. {φ1 → 0, φ2 → 0}

Abs[a1 - a2]

Abs[a1 - a2]

Abs[a1 - a2]

Manipulate[Row[
{"Relative displacement = ", Quantity[2 * reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}][[1]], "μm"], " ψ = ", reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}][[2]]},
{a1, X11[[1]]}, {φ1, X11[[2, 1, 1]]}, {a2, X33[[1]]}, {φ2, X33[[2, 1, 1]]}]]

```

## Graph of Relative displacement along Y\_axis

```

Manipulate[r = reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}, {a3, φ3}][[1]]; ψ = reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}, {a3, φ3}][[2]];
Plot[{a1 Cos[ω t + φ1] - a2 Cos[ω t + φ2], a3 Cos[ω t + φ3], a2 Cos[ω t + φ2], a1 Cos[ω t + φ1]} // Evaluate, {t, 0, 3}, PlotStyle ->
{{Red, Dotted, Thickness[0.007]}, {None, None, None}, {Green, Dashed, Thickness[0.01]}, {Blue, Continue, Thickness[0.007]}},
PlotRange -> All, ImageSize -> 1200, Frame -> {True, True, True, True}, BaseStyle -> {FontSize -> 38}, AxesStyle -> Bold,
FrameLabel -> {"X_Displacements [μm]", None}, {"Times [ms]", None}, FrameStyle -> {Black, Black, Black, Black},
PlotLegends -> Placed[LineLegend[{{Blue, Thickness[0.02]}, Directive[Dashed, Green, Thickness[0.02]},
{Dotted, Red, Thickness[0.02]}, {None, None}}, {Style["Female terminal", 25],
Style["Male terminal", 25], Style["Difference", 25]}, LegendFunction -> "Panel"], {Right, Above}],
{{ω, 2 π}, π, 4 π}, {a1, Y11[[1]]}, {φ1, Y11[[2, 1, 1]]}, {a2, Y33[[1]]}, {φ2, Y33[[2, 1, 1]]},
{a3, None}, {φ3, None}
]

```

## Results of relative displacement along Y axis

$$\text{Simplify}\left[\sqrt{\left(a_1 + a_2 \sin\left[\phi_2 - \phi_1 - \frac{\pi}{2}\right]\right)^2 + \left(a_2 \cos\left[\phi_2 - \phi_1 - \frac{\pi}{2}\right]\right)^2} / . \{ \phi_1 \rightarrow \theta, \phi_2 \rightarrow \theta \}, \{a_1 \geq 0, a_2 \geq 0\}\right]$$

$$\phi_1 - \text{ArcTan}\left[\frac{a_2 \cos\left[\phi_2 - \phi_1 - \frac{\pi}{2}\right]}{a_1 + a_2 \sin\left[\phi_2 - \phi_1 - \frac{\pi}{2}\right]}\right] / . \{ \phi_1 \rightarrow \theta, \phi_2 \rightarrow \theta \}$$

Abs[a1 - a2]

Abs[a1 - a2]

Abs[a1 - a2]

Abs[a1 - a2]

```

Manipulate[Row[
{"Relatif displacement = ", Quantity[2*reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}][[1]], "μm"], " ψ = ", reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}][[2]]},
{a1, Y11[[1]]}, {φ1, Y11[[2, 1, 1]]}, {a2, Y33[[1]]}, {φ2, Y33[[2, 1, 1]]}]]

```

## Graph of Relative displacement along Z\_axis

10 | Programm data and signal analysis with mathematica\_Calculates relative displacement.nb

```

Manipulate[r = reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}, {a3, φ3}][[1]]; ψ = reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}, {a3, φ3}][[2]];
Plot[{a1 Cos[ω t + φ1] - a2 Cos[ω t + φ2], a3 Cos[ω t + φ3], a2 Cos[ω t + φ2], a1 Cos[ω t + φ1]} // Evaluate, {t, 0, 3}, PlotStyle →
{{Red, Dotted, Thickness[0.007]}, {None, None, None}, {Green, Dashed, Thickness[0.01]}, {Blue, Continue, Thickness[0.007]}},
PlotRange → All, ImageSize → 1200, Frame → {True, True, True, True}, BaseStyle → {FontSize → 38}, AxesStyle → Bold,
FrameLabel → {"Z_Displacements [μm]", None}, {"Times [ms]", None}, FrameStyle → {Black, Black, Black, Black},
PlotLegends → Placed[LineLegend[{{Blue, Thickness[0.02]}, Directive[Dashed, Green, Thickness[0.02]},
{Dotted, Red, Thickness[0.02]}, {None, None}}, {Style["Female terminal ", 25],
Style["Male terminal", 25], Style["Difference", 25]}, LegendFunction → "Panel"], {Right, Above}],
{φ, 2 π}, π, 4 π}, {a1, Z11[[1]]}, {φ1, Z11[[2, 1, 1]]}, {a2, Z33[[1]]}, {φ2, Z33[[2, 1, 1]]},
{a3, None}, {φ3, None}
]

```

Results of relative displacement along Z axis

$$\text{Simplify}\left[\sqrt{\left(a_1 + a_2 \sin\left[\phi_2 - \phi_1 - \frac{\pi}{2}\right]\right)^2 + \left(a_2 \cos\left[\phi_2 - \phi_1 - \frac{\pi}{2}\right]\right)^2} /. \{\phi_1 \rightarrow \theta, \phi_2 \rightarrow 0\}, \{a_1 \geq 0, a_2 \geq 0\}\right]$$

$$\phi_1 - \text{ArcTan}\left[\frac{a_2 \cos\left[\phi_2 - \phi_1 - \frac{\pi}{2}\right]}{a_1 + a_2 \sin\left[\phi_2 - \phi_1 - \frac{\pi}{2}\right]}\right] /. \{\phi_1 \rightarrow \theta, \phi_2 \rightarrow 0\}$$

Abs[a1 - a2]

Abs[a1 - a2]

Abs[a1 - a2]

```

Manipulate[Row[
{"Relatif displacement = ", Quantity[2*reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}][[1]], "μm"], " ψ = ", reduc[{a1, φ1}, {a2, φ2}][[2]]},
{a1, Z11[[1]]}, {φ1, Z11[[2, 1, 1]]}, {a2, Z33[[1]]}, {φ2, Z33[[2, 1, 1]]}
]

```

**Titre :** Caractérisation et modélisation des micro-déplacements des contacts électriques montés dans les connectiques automobiles soumises à de fortes vibrations. Corrélation avec la performance électrique.

**Mots clés :** Connecteurs électriques, fretting, vibration, modélisation en éléments finis, déplacement relatif, prédiction de la durée de vie

**Résumé :** Ce travail a pour objectif d'améliorer et de valider un modèle éléments finis (MEF) de simulation de vibrations, développé par la société APTIV, permettant de calculer les déplacements relatifs à la zone de contact, dans un premier temps. Le second objectif est de proposer une approche « prévisionnelle » de performance de connecteur électrique, en combinant les résultats de la simulation/test et le profil de vibration du constructeur automobile. Cette étude s'appuie sur une campagne expérimentale et sur une modélisation par élément finis utilisant le code LS-DYNA. L'environnement automobile dans lequel les connecteurs sont placés, est soumis à de hautes vibrations. Ces vibrations issues lors du fonctionnement du véhicule (moteur, turbine ou encore aux chocs de roulage) entraînent des micro-déplacements (quelques micromètres) à l'interface de contact électrique. Or, un déplacement relatif de l'ordre des quelques micromètres entre les différents composants des connecteurs est largement suffisant pour engendrer une dégradation à l'interface de la zone de contact électrique.

Dans ce contexte, ces travaux de recherche ont été abordés selon trois axes. Le premier axe a permis une étude complète une étude sur la réponse dynamique du connecteur, les mesures et calculs des mouvements des éléments constituant le connecteur ainsi que les déplacements relatifs entre les contacts clip/languette suite à différentes séries d'essais et par simulations numériques. Un calcul de la fonction de transfert (FT) des mouvements relatifs entre les contacts mâle/femelle est proposé. Le second axe a permis, quant à lui, de caractériser des performances électriques du connecteur. Pour cela, une série d'essais d'endurance électrique est réalisée uniquement sur les terminaux. Dans le dernier axe, une approche portant sur la prévision de performance de connecteurs soumis à un profil vibratoire du type constructeur automobile a été proposée. Cette approche est établie par une corrélation entre la fonction de transfert de mouvement relatif, l'endurance électrique et le profil de vibratoire.

**Title :** Characterization and modelling of micro-displacements of electrical connector subjected to high vibrations. Correlation with electrical performance.

**Keywords :** Electrical connectors, Fretting, vibration, FE modelling, Relative displacement, Lifetime prediction

**Abstract :** The purpose of this work is to improve and validate a finite element model (FEM) for simulation of vibrations, developed by the company APTIV, making it possible to calculate the displacements relating to the contact zone, as first step. The second purpose is to propose a "predictive" approach to electrical connector performance, by combining the results of the simulation / test and the vibration profile of the automobile manufacturer. This study is based on an experimental campaign and on finite element modeling using LS-DYNA software. The automotive environment in which the connectors are set up is submitted to high vibrations. These vibrations resulting from the operation of the vehicle (engine, turbine or rolling shocks) cause micro-movements (a few micrometers) at the electrical contact interface. However, a relative displacement of the order of a few micrometers between the different components of the connectors is more than sufficient to cause degradation at the interface of the electrical contact zone.

In this context, this research work has been approached along three axes. The first axis allowed a complete study of the connector dynamic response, the measurements and calculations of the motions of the connector components as well as the relative displacements between the clip /pin contacts following various series of tests and by numerical simulations. A calculation of the relative motion transfer function (FT) between the male/female contacts is proposed. The second research axis made it possible to characterize the electrical performance of the connector. For this, a series of electrical endurance tests is carried out only on the terminals. In the last research axis, an approach relating to the prediction of the connector performance subjected to the automobile manufacturer vibration profile has been proposed. This approach is established by a correlation between the relative motion transfer function, the electrical endurance and the vibration profile.

