



# Méthode de dimensionnement à l'usure de systèmes de transmission

Damien Herisson

► **To cite this version:**

Damien Herisson. Méthode de dimensionnement à l'usure de systèmes de transmission. Sciences de l'ingénieur [physics]. Ecole Polytechnique X, 2009. Français. <pastel-00006103v2>

**HAL Id: pastel-00006103**

**<https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00006103v2>**

Submitted on 15 Mar 2015

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

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



Distributed under a Creative Commons Attribution - NonCommercial - NoDerivatives 4.0 International License

Année 2009

Thèse présentée pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

*Spécialité : Mécanique des Structures*

par

Damien HERISSON

TITRE:

**Méthode de dimensionnement  
à l'usure de systèmes de transmission**

Soutenue le 14 décembre 2009 devant le jury composé de :

Président : M. CELIS Jean-Pierre

Rapporteurs : M. DENAPE Jean  
M. NELIAS Daniel

Examineurs : M. DELATTRE Benoit  
M. FOUVRY Siegfried

Directrice de thèse : Mme PRADEILLES DUVAL Rachel Marie







À Céline

À mes parents

À ma famille



# Remerciements

C'est ici qu'il m'est permis d'exprimer les sentiments qui ont pu traverser mon esprit durant la thèse. Les trois ans (et parfois plus...) qui sont consacrés à la réalisation d'une thèse sont trois années chargées en émotions. La route qui mène à l'accomplissement est semé d'embûches mais au détour d'un chemin, il est possible de se retrouver dans un état de satisfaction intense tellement le fruit des recherches, si petit soit-il, peut absorber la pensée. Dans ces circonstances, le temps s'interrompt, furtivement, puis on revient rapidement à la réalité. La route est une sorte de traversée du désert avec ses instants de joie et de peine mais la boussole est la clé pour en ressortir.

Tous ces moments n'auraient pas pu être vécus sans les personnes qui ont contribué à ma maturation sur les sujets abordés et, qui par les discussions, m'ont permis de remettre en cause mes réflexions. Ces personnes m'ont guidé dans l'accomplissement de ce devoir et je les en remercie profondément. Ces personnes sont réparties dans les différents laboratoires et centres de PSA que j'ai fréquenté.

Je voudrais tout d'abord adresser mes remerciements aux membres du jury qui ont accepté de lire mon manuscrit de thèse et d'assister à ma soutenance. Il s'agit de M. Daniel Nélias et M. Jean Denape, mes rapporteurs ainsi que M. Jean-Pierre Célis, le président du jury.

Mes remerciements vont ensuite à ma directrice de thèse Rachel Marie Pradeilles Duval et à mes co-directeurs de thèse Siegfried Fouvry et Habibou Maitournam. Qu'ils soient basés à Lyon ou à Palaiseau, ma reconnaissance envers eux est tout aussi grande. Grâce à leurs précieux conseils, leur patience et le temps qu'ils ont bien voulu m'accorder, j'ai pu appréhender les problèmes sous un autre angle. Je les remercie également pour leur courageuse relecture avec le fil à retordre que j'ai pu leur donner.

Mes sincères et profonds remerciements vont également à Benoit Delattre (sans accent circonflexe sur le i !), mon encadrant de thèse chez PSA qui m'a toujours fait confiance et m'a permis de travailler sur un sujet difficile et passionnant. Les discussions n'ont pas manqué dans tous les domaines et en particulier sur mon travail de thèse. Il a toujours été disponible et intéressé par mes résultats. Je retiens de nombreux moments agréables durant notre collaboration.

Que dire ensuite du service MAST et des personnes qui l'ont composé pendant ma thèse. Un environnement humain et de travail qui au vue de ses nombreuses qualités a mérité la notoriété qu'il a forgé au fil des années chez PSA et ailleurs (je pense mériter un bon point là ?). Mes chaleureux remerciements vont à Mac Lan, Ida, Yohan, Trang, Fabien, Alexis, Louis, Pierre, Jean-Jacques, Laurent, Olivier, Zoran, Malek, Zouhir et Laurent mais aussi tous les autres : stagiaires, prestataires et thésards que j'ai pu croisé pendant ces trois années. Je remercie également Geoffrey, mon encadrant du côté des métiers de la boîte de vitesse qui m'a permis d'aborder la thèse d'un point de vue plus industriel.

J'ai passé beaucoup de temps au LMS. Je remercie en premier lieu le directeur du Laboratoire de Mécanique des Solides, M. Bernard Halphen, de m'avoir accueilli pour réaliser mon travail. L'administration du laboratoire a toujours été présente pour répondre à mes besoins. Je pense ici à Christiane, Alexandra et Pascale notamment. Merci également à tous mes collègues pour ces nombreuses discussions autour d'un café, dans un couloir ou dans les bureaux et pour ce partage de difficultés et de moments plus heureux. Mes pensées vont à



Arnaud (mon collègue de bureau : que le temps passé en ta compagnie m'a paru court...), Michel, Gwenaël, Kerem, Nicolas, Stéphanie, Cécile, José, Charisis et tous les autres, chercheurs, thésards, stagiaires.

J'ai passé environ quatre mois au Laboratoire de Tribologie et de Dynamique des Systèmes à Lyon entre 2007 et 2008 pour faire les essais expérimentaux. L'accueil a été chaleureux et l'ambiance parfois sans commune mesure (ses fameuses fêtes de fin d'année et ses fameux pots de thèse)... Merci tout d'abord aux membres de l'équipe DFI : Caroline (désolé pour les chamboulements de planning du banc d'essai), Rémi (ça avance cette thèse...?), Jean, Stéphane, Krzysztof et les autres chercheurs, thésards et stagiaires de l'équipe et de l'ensemble du laboratoire avec qui j'ai passé tant de bons moments.

Enfin, comment pourrais-je oublier ma famille au sens large qui m'a toujours soutenu dans les moments difficiles et a su me redonner l'espoir et le courage nécessaire pour poursuivre et finir : mes parents (merci de m'avoir appris la persévérance), ma sœur, ma belle famille, mes amis. Vous m'avez suivi durant ses trois ans avec attention, étonnement parfois et compréhension, toujours. Et surtout, je souhaiterais conclure en exprimant toute ma gratitude à ma femme qui a vécu parfois de trop près les développements et les résultats de mes travaux et a toujours gardé espoir qu'un jour cela cesse... Et à toi aussi, qui nous a sans doute entendu, elle, pendant la relecture attentive et moi, pendant mes moments d'égarements, la vie continue !

Sans doute ai-je oublié des personnes et j'en suis désolé. Si elles lisent ces remerciements, j'espère simplement qu'elles ne se formaliseront pas.





# Table des matières

<b>Introduction</b>	<b>v</b>
<b>I Fondements pour une méthode de dimensionnement</b>	<b>1</b>
<b>1 État de l’art général</b>	<b>3</b>
1.1 La boîte de vitesse . . . . .	6
1.2 Les liaisons cannelées . . . . .	9
1.3 Sollicitations locales et endommagements associés . . . . .	15
1.4 Modélisation de l’usure . . . . .	22
1.5 Mécanique du contact numérique . . . . .	29
1.6 Simulation numérique de l’usure sur des contacts simples . . . . .	35
1.7 Simulation numérique de l’usure sur des structures tridimensionnelles . . . . .	40
1.8 Simulation numérique du comportement des boîtes de vitesse . . . . .	43
1.9 Conclusion . . . . .	45
<b>2 Méthode de dimensionnement proposée</b>	<b>47</b>
2.1 Endommagements en usure : cas des liaisons cannelées . . . . .	49
2.2 État de l’art sur les méthodes de dimensionnement à l’usure . . . . .	52
2.3 Point de vue adopté pour la démarche . . . . .	54
2.4 Méthode dans le cas général . . . . .	54
2.5 Méthode dans les cycles industriels . . . . .	56
2.6 Articulation des cas industriels dans le cas général . . . . .	59
<b>II Développement de la méthode de dimensionnement dans le cas général</b>	<b>61</b>
<b>3 Détermination de l’enveloppe globale de chargement</b>	<b>63</b>
3.1 Introduction . . . . .	65
3.2 Modèle de la boîte de vitesse . . . . .	66
3.3 Détermination des réponses admissibles . . . . .	71
3.4 Résultats et analyses . . . . .	74
3.5 Conclusion . . . . .	78
<b>4 Transition d’échelle : global / local</b>	<b>79</b>
4.1 Introduction . . . . .	81
4.2 Modèle en éléments finis volumiques de la liaison cannelée . . . . .	82

4.3	Comportement sous un chargement en couple pur . . . . .	85
4.4	Comportement sous un chargement en excentricité et en mésalignement . . . . .	87
4.5	Démarche d'équivalence pour une transition globale / locale . . . . .	91
4.6	Conclusion . . . . .	93
<b>5</b>	<b>Essais d'usure représentatifs sur le Système Tribologique Simple</b>	<b>95</b>
5.1	Introduction . . . . .	97
5.2	Protocole expérimental . . . . .	98
5.3	Exploitation des résultats . . . . .	106
5.4	Résultats et analyse des essais expérimentaux . . . . .	111
5.5	Conclusion . . . . .	117
<b>6</b>	<b>Simulation numérique de l'usure sur le Système Tribologique Simple</b>	<b>119</b>
6.1	Introduction . . . . .	121
6.2	Position du problème . . . . .	122
6.3	Méthode de résolution . . . . .	127
6.4	Résultats et analyse . . . . .	130
6.5	Conclusion . . . . .	133
<b>7</b>	<b>Simulation numérique de l'usure sur le composant</b>	<b>135</b>
7.1	Introduction . . . . .	137
7.2	Pré-requis pour la simulation . . . . .	138
7.3	Démarche pour la résolution du problème d'usure . . . . .	140
7.4	Résultats et analyse : comportement en usure . . . . .	141
7.5	Conclusion . . . . .	146
<b>8</b>	<b>Essais de validation sur le banc composant</b>	<b>147</b>
8.1	Introduction . . . . .	149
8.2	Le banc d'essai composant . . . . .	150
8.3	Préparation du plan d'essais . . . . .	155
8.4	Conclusion . . . . .	157
<b>III</b>	<b>Conclusion et perspectives</b>	<b>159</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>166</b>
<b>IV</b>	<b>Annexes</b>	<b>175</b>
<b>A</b>	<b>Compléments de l'étude sur l'enveloppe globale de chargement</b>	<b>179</b>
A.1	Paramètres sur les autres arbres . . . . .	179
A.2	Orientation des défauts de positionnement selon la réponse étudiée . . . . .	180
<b>B</b>	<b>Relation entre chargements et régimes d'usure</b>	<b>183</b>
B.1	Différentes étapes de la mise en chargement . . . . .	183
B.2	Lien entre chargement global et variables locales . . . . .	184
B.3	Régimes initiaux d'usure associés . . . . .	186

<b>C</b>	<b>Compléments de l'étude sur les essais analytiques</b>	<b>189</b>
C.1	Rappels bibliographiques sur le frottement . . . . .	189
C.2	Analyse des différences de comportement entre RGM et RGT . . . . .	191
C.3	Analyses complémentaires en régime de glissement mixte . . . . .	194
<b>D</b>	<b>Compléments sur la simulation numérique de l'usure</b>	<b>197</b>
D.1	Le remaillage comme outil pour simuler l'usure . . . . .	197
D.2	Analyse locale des profils usés du contact poinçon sur plan . . . . .	202
D.3	Convergence des calculs . . . . .	204
<b>E</b>	<b>Compléments de la simulation de l'usure sur la liaison cannelée</b>	<b>207</b>
E.1	Choix préliminaires : configuration lagrangienne ou eulérienne . . . . .	207
E.2	Calcul des variables selon la configuration . . . . .	209
E.3	Résultats obtenus selon la configuration . . . . .	210
<b>F</b>	<b>Les différents modes de conception du banc composant</b>	<b>213</b>
F.1	Solution avec la rotation du chargement . . . . .	213
F.2	Solution avec le chargement fixe . . . . .	214



# Introduction

Dans le contexte fortement concurrentiel de l'industrie automobile, l'amélioration constante des prestations d'un véhicule s'axe principalement autour de deux directions : augmentation de la qualité et réduction des coûts tout en conservant une sécurité optimale. La traduction de cette volonté au niveau des systèmes de transmission (boîte de vitesse, embrayage, transmission, ...) passe par l'augmentation de la puissance spécifique moteur (couple transmis, vitesse de rotation). Cette volonté passe aussi par le compactage des systèmes mécaniques du fait d'une allocation réduite sur les nouveaux projets véhicules. Cependant, tout ceci doit se faire sous la contrainte d'une maîtrise parfaite de la fiabilité.

Les boîtes de vitesse sont majoritairement soumises à des sollicitations cycliques. Celles-ci induisent, la plupart du temps, des endommagements liés à une mauvaise tenue à la fatigue : fatigue en pied de dent, fissuration. La modélisation de ces modes d'endommagement classiques, qui n'en demeurent pas moins complexes, donne aujourd'hui des résultats convenables et utilisables pour le dimensionnement.

De ce fait, les systèmes de transmission sont dimensionnés au plus juste pour ce type de sollicitations et leurs performances en sont améliorées. Pourtant, la conception des nouveaux systèmes, intégrant les contraintes de puissance et de compactage, pose aujourd'hui des problèmes de dimensionnement. En effet, ils sont soumis à des nouveaux phénomènes d'endommagement jusqu'ici jamais rencontrés. C'est principalement le cas sur les liaisons cannelées qui sont en nombre dans les boîtes de vitesse. Jusqu'alors, elles n'étaient dimensionnées qu'en fatigue en pied de dent mais les sollicitations locales à l'interface sont maintenant les premières causes de perte de fonction. De l'usure apparaît à l'interface et donne naissance à une amplification du jeu et à un amincissement des dents.

Ces nouveaux phénomènes d'endommagement sont rencontrés très tardivement dans le cycle de développement du produit. Ceci implique une reconception de tout ou partie de l'organe incriminé ce qui demande du temps et engendre des pertes financières substantielles. Afin de concevoir les systèmes de transmission de manière robuste et d'anticiper sur ces nouveaux endommagements, il devient impératif de développer une méthode de dimensionnement dédiée. La méthode a comme contrainte de devoir s'inscrire dans le cycle de développement utilisé chez PSA. De plus, elle doit faire intervenir des démarches numériques pour la prédiction de la durée de vie ainsi que des démarches expérimentales nécessaires tout au moins à la validation. La méthode doit s'appuyer sur un critère qui est le lien logique entre toutes les étapes.

Le document est constitué de deux parties.

**La première partie est découpée en deux chapitres.** Elle concerne les fondements pour mettre en place une méthode de dimensionnement. Dans le premier chapitre, nous présentons un état de l'art général sur le contact, le frottement et l'usure, d'un point de vue numérique et expérimental, pour les boîtes de vitesse, les liaisons cannelées ainsi que les contacts simples.



Dans un deuxième temps, nous introduisons la problématique industrielle et nous présentons la méthode de dimensionnement adoptée pour l'endommagement en usure. La méthode de dimensionnement est composée de six étapes dont chacune est détaillée. Certaines étapes peuvent ne pas être nécessaires si l'ingénieur a suffisamment de données en sa possession.

**La deuxième partie se compose de six chapitres.** C'est le développement de la méthode de dimensionnement dont chaque étape est associée à un chapitre. L'objectif est de déduire un chargement appliqué au système de transmission et représentatif de son comportement en conditions réelles dans son environnement. À la suite de cela, il s'agit de déterminer une durée de vie du composant soumis à un chargement générant de l'usure. Dans le chapitre 3, nous étudions le système de transmission dans son environnement à l'aide d'une modélisation par éléments finis de poutre. D'après l'ensemble des paramètres de conception de la boîte de vitesse, nous déduisons le chargement le plus pénalisant pour le composant soumis à des phénomènes d'usure. Il ressort qu'un faible nombre de paramètres de conception ont une influence forte sur le chargement du composant. Le chapitre 4 est consacré à la présentation du modèle de la liaison cannelée représentatif du banc d'essai et qui va servir de référence pour l'estimation de la durée de vie du système réel. Une étude de son comportement sous des chargements mécaniques générant un endommagement en usure est effectuée. Cette étude montre l'effet favorable de certaines variables mécaniques sur l'usure. Ensuite, une démarche d'équivalence permet de rapprocher le chargement subi par la liaison cannelée dans la boîte de vitesse à celui appliqué à la liaison cannelée dans le modèle du banc d'essai. Dans le chapitre 5, des essais expérimentaux sont effectués sur un contact simple entre deux solides. Le contact est représentatif du système réel notamment en termes de géométrie et de matériau. Les deux solides en contact sont soumis à un faible débattement. Les essais expérimentaux fournissent une loi d'usure qui est utilisée pour prévoir l'évolution des chargements sous dissipation par usure. Les résultats mettent en évidence que le contact soumis à des sollicitations représentatives du système réel présente un comportement instable qui favorise les phénomènes d'usure. Le chapitre 6 vise à étudier le comportement du contact simple sous un endommagement en usure, à l'aide d'un modèle numérique. Le contact est soumis à des chargements correspondant à ceux appliqués dans les essais expérimentaux. En utilisant la loi d'usure identifiée, l'usure est simulée sur le contact simple et nous en déduisons des états asymptotiques. Ces derniers permettent de simplifier l'étude du système de transmission. Dans le chapitre 7, après avoir simulé l'usure sur le contact simple, nous simulons l'endommagement sur le composant à l'aide du modèle du banc d'essai. Les résultats de ce chapitre permettent de déduire une durée de vie du composant et montrent une décroissance des valeurs de chargements à mesure que l'usure progresse et ce d'autant plus lorsque la surface de contact augmente. Enfin, dans le chapitre 8, plusieurs conceptions de bancs d'essais sont discutées. Le banc d'essai retenu, pour effectuer les essais de validation permettant de corréler les cas réel et simulé, est présenté en détails. Des essais sont proposés et un examen de la représentativité du banc d'essai vis-à-vis du cas réel est effectuée.

## **Première partie**

# **Fondements pour une méthode de dimensionnement**



# **Chapitre 1**

## **État de l'art général**

## Sommaire

---

<b>1.1</b>	<b>La boîte de vitesse</b>	<b>6</b>
1.1.1	Fonctionnement de l'organe	6
1.1.2	Composants de la boîte de vitesse	7
	Les arbres	7
	Les engrenages	7
	Les crabots	8
	Les paliers	8
<b>1.2</b>	<b>Les liaisons cannelées</b>	<b>9</b>
1.2.1	Descriptif	9
1.2.2	Chargement sous torsion pure	10
	Comportement radial	10
	Comportement longitudinal	11
1.2.3	Chargement avec mouvements parasites	12
	Endommagements en fatigue	12
	Endommagements en usure	13
<b>1.3</b>	<b>Sollicitations locales et endommagements associés</b>	<b>15</b>
1.3.1	Définition du fretting	15
	Les régimes de glissement	15
	Les modes d'endommagements	16
1.3.2	Les différents types d'usure	18
	L'usure adhésive	18
	L'usure abrasive	18
	L'usure corrosive	19
	L'usure par fatigue de surface	19
1.3.3	Classification des cinétiques d'usure	19
1.3.4	Mécanismes du contact sous fretting usure	20
	La Transformation Tribologique Superficielle	20
	Le troisième corps	21
	La température	22
<b>1.4</b>	<b>Modélisation de l'usure</b>	<b>22</b>
1.4.1	Les lois d'usure	22
	Loi d'Archard	22
	Approche énergétique	23
	Autres lois proposées	23
	Comparaison entre la loi d'Archard et la loi énergétique	24
1.4.2	Modélisation expérimentale	24
	Influence de la TTS	25
	Influence de la cinétique d'usure	25
	Prédiction de la durée de vie d'un revêtement	26
1.4.3	Cadre théorique pour la modélisation numérique de l'usure	26
	Approche phénoménologique	27
	Approche thermodynamique	27

<b>1.5</b>	<b>Mécanique du contact numérique</b>	<b>29</b>
1.5.1	Conditions de contact	29
	Contact unilatéral sans frottement	29
	Contact avec frottement	30
1.5.2	Recherche du contact	31
	Algorithmes globaux	31
	Algorithmes locaux	31
1.5.3	Calcul des variables du contact	33
	Méthode de la pénalité	33
	Méthode par multiplicateur de Lagrange	33
	Méthode du Lagrangien augmenté	34
<b>1.6</b>	<b>Simulation numérique de l'usure sur des contacts simples</b>	<b>35</b>
1.6.1	Méthodes itératives	35
	Couplage entre usure et champs mécaniques	35
	Taille de maille	36
	Résultats obtenus	37
1.6.2	Méthodes directes	37
	Cas du contact pion-disque	37
	Cas du fretting	38
1.6.3	Méthodes intermédiaires	39
<b>1.7</b>	<b>Simulation numérique de l'usure sur des structures tridimensionnelles</b>	<b>40</b>
1.7.1	Simulation de l'usure d'une prothèse de hanche	40
	Démarche de résolution	40
	Résultats obtenus	41
1.7.2	Simulation de l'usure sur une liaison cannelée	41
	Hypothèses effectuées	41
	Démarche adoptée	42
	Résultats obtenus	42
<b>1.8</b>	<b>Simulation numérique du comportement des boîtes de vitesse</b>	<b>43</b>
1.8.1	Les autres éléments de la boîte de vitesse	43
1.8.2	Simulation du comportement de la boîte de vitesse	44
	Principe des méthodes hybrides	44
	Résultats obtenus	44
<b>1.9</b>	<b>Conclusion</b>	<b>45</b>

---

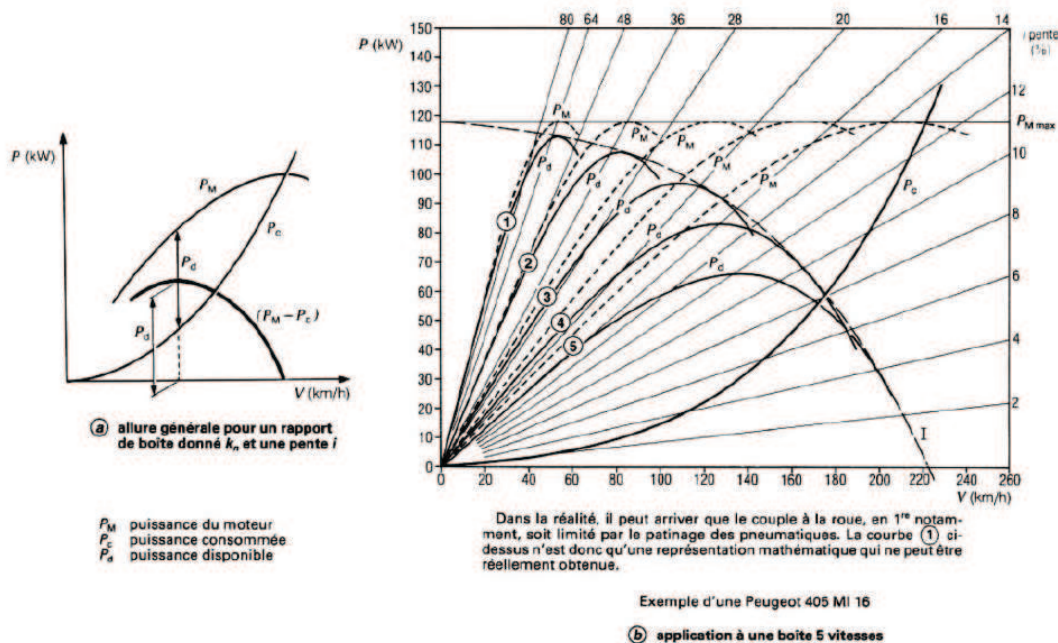
## 1.1 La boîte de vitesse

La boîte de vitesse est l'organe du véhicule qui permet de transmettre le couple du moteur à la roue. C'est un organe très complexe à mettre en œuvre et qui donne lieu à de nombreux endommagements selon les assemblages et les chargements considérés. La boîte de vitesse est constituée d'arbres dont les axes de rotation sont colinéaires aux axes de rotation des roues (en ligne droite). Cependant, pour tenir compte du comportement des roues en virage, un arbre supplémentaire est ajouté. Celui-ci sert à modifier la distance parcourue par chacune des roues selon leur angle par rapport à l'axe de rotation du moteur. C'est l'arbre différentiel. Il n'est pas considéré comme faisant partie intégrante de la boîte de vitesse.

### 1.1.1 Fonctionnement de l'organe

Selon la conception adoptée, le moteur fonctionne avec une certaine gamme de puissances qui n'est pas forcément adaptée à la puissance à fournir au récepteur (la roue). Pour transmettre la puissance aux roues, il faut un organe transformateur. C'est la fonction principale de la boîte de vitesse.

La figure 1.1 est issue de l'article de Hulin [45]. Elle illustre le fonctionnement de la boîte de vitesse en reliant la puissance disponible pour chaque rapport de boîte en fonction de la vitesse du véhicule.



**Figure 1.1.** Puissance disponible en fonction du rapport de boîte enclenché et de la vitesse du véhicule [45].

Les caractéristiques du moteur sont identiques quel que soit le rapport de boîte de vitesse. Elles présentent un pic en puissance qui dépend de la conception du moteur. Ce pic de puissance se traduit par un pic en termes de couple fourni à la roue qui n'est pas délivré au point de vitesse maximale.

La puissance disponible, la puissance consommée et la puissance du moteur sont distinguées. La puissance consommée traduit la puissance à fournir par le moteur pour que le véhicule accélère d'une certaine quantité avec une vitesse et une pente donnée. La puissance disponible à chaque rapport se déduit des deux autres.

## 1.1. La boîte de vitesse

Il en découle que plus le rapport est important moins la puissance disponible est grande et plus l'accélération est faible.

Les boîtes de vitesse se présentent sous différentes formes : boîtes à engrenages en prise constante (boîtes en prise directe, boîtes à deux arbres) ou boîtes à engrenages non en prise constante.

### 1.1.2 Composants de la boîte de vitesse

La boîte de vitesse est composée d'un certain nombre de pièces : arbres, engrenages, crabots, paliers, carters. Ce sont tous ces éléments qui participent à la complexité du comportement de la boîte de vitesse. Chaque élément a sa propre raideur et leurs interactions sont les principales difficultés qui compliquent le bon déroulement de la conception d'une boîte de vitesse. Nous détaillerons succinctement les différents éléments constituant la boîte de vitesse.

#### *Les arbres*

Les arbres sont la colonne vertébrale de la boîte de vitesse. Ils ont pour principale fonction de véhiculer le couple du moteur aux roues par l'intermédiaire des engrenages qui s'intercalent entre l'arbre d'entrée (arbre primaire) et l'arbre de sortie (arbre secondaire).

Les éléments de la boîte de vitesse viennent se fixer sur les arbres. Ceci implique que les arbres soient suffisamment rigides pour ne pas trop fléchir sous les sollicitations appliquées. La flexion peut être palliée par un positionnement adéquate des paliers, par un diamètre important des arbres ou par une optimisation de la forme des pièces venant se fixer sur les arbres.

Les arbres sont en général fabriqués avec des aciers carbonitrurés pour augmenter leur dureté et leur fournir une tenue suffisante lors des mises en contact (embrayage, engrenages, ...).

Les arbres sont soumis à de la flexion rotative qui peut conduire à de la fatigue. Ils font face également à d'autres phénomènes d'endommagements comme l'usure qui peut apparaître sur les cannelures (embrayage) et dentures (engrenages).

#### *Les engrenages*

Les engrenages sont composés de deux parties : un pignon moteur sur l'arbre primaire et un pignon récepteur sur l'arbre secondaire. Il y a de cinq à sept séries d'engrenages correspondant à chaque rapport de boîte. Dans l'engrenage, les dents de chaque pignon vont entrer en contact et donner lieu à un rapport de vitesses de rotation entre l'arbre primaire et l'arbre secondaire selon le nombre de dents sur chaque pignon. Le nombre de dents sur chaque pignon dépend de la conception de la boîte et induit les caractéristiques de puissances disponibles en fonction de la vitesse du véhicule.

Les engrenages peuvent être soit taillés dans la masse de l'arbre (pour assurer une bonne tenue aux couples importants) soit amenés sur l'arbre qui les supportent. Les dentures sont en général hélicoïdales afin de limiter l'influence des efforts tangentiels hormis pour la marche arrière qui a toujours des dentures droites. Elles sont fabriqués à l'aide d'aciers faiblement alliés et traités thermiquement en surface pour assurer une bonne résistance aux pressions de contact.

Plusieurs modes d'endommagement peuvent apparaître selon le rapport de boîte considéré. La fatigue est dans tous les cas, la sollicitation prépondérante. Cependant, selon la durée d'utilisation, chacun des engrenages sera dimensionné de manière différente. Pour des faibles durées d'utilisation (première et marche arrière), le concepteur s'autorisera des niveaux de pression de contact et de contraintes en pied de dent plus importants. La durée de vie en fatigue sera faible. Pour les plus grandes durées d'utilisation, le concepteur utilisera les critères de dimensionnement en fatigue à endurance illimitée tel que le critère de Dang Van [24]. L'endommagement en



fatigue a lieu généralement en pied de dent. L'usure intervient parfois mais elle est limitée par la forme des dentures hélicoïdales qui conduisent à un équilibre des efforts tangentiels et donc peu de glissement à l'interface.

### ***Les crabots***

Chaque engrenage est constitué d'un pignon en rotation avec son arbre support et d'un pignon tournant fou sur son arbre support. Lors de l'enclenchement du rapport, le pignon tournant fou se solidarise avec son arbre à l'aide d'un système de crabotage associé à un synchroniseur. Le système de crabotage est constitué de deux pièces : le pignon tournant fou et un manchon. Le synchroniseur permet d'adapter la vitesse des deux pièces. Sur chacune des deux pièces, il y a des crabots qui vont s'accoupler lorsque la vitesse sera adaptée.

Les crabots ont une forme particulière qui leur permet d'assurer la fonction "anti-lâcher". Cette fonction consiste à conserver une vitesse enclenchée dès qu'elle est effective. Le manchon coulisse sur l'arbre par l'intermédiaire d'une liaison glissière (cannelures). Si la fonction "anti-lâcher" n'est pas assurée, le manchon par translation sur l'arbre se désolidarise intempestivement du pignon.

Les crabots sont soumis à du glissement à l'interface de contact lors de l'enclenchement d'un rapport. En phase de fonctionnement, deux types d'endommagements peuvent apparaître : de la fissuration par fatigue du fait de la variation du couple transmis et de l'usure du fait des faibles glissements à l'interface. Les faibles glissements interviennent, sous l'influence de mouvement parasite de la rotation, si l'arbre fléchit trop dans la zone de contact par exemple (voir le paragraphe 2.1).

### ***Les paliers***

Les paliers constituent la liaison entre les arbres (en rotation) et les carters (fixes). Ce sont soit des roulements soit des coussinets dont les caractéristiques sont variables selon les besoins attendus. Si nous prenons le cas des roulements, pour une charge orientée en partie suivant la direction de l'arbre, des roulements coniques sont le plus souvent utilisés, pour une charge uniquement radiale, les concepteurs utilisent des roulements à billes ou à rouleaux.

Les paliers sont les éléments structurant l'alignement des arbres auxquels ils sont rattachés. Pour assurer un parfait alignement, ils doivent être insensibles à la charge appliquée à l'arbre et à la flexion qui en résulte.

Comme les autres éléments de la boîte de vitesse, les paliers sont soumis à des sollicitations cycliques (fatigue de roulement) qui peuvent conduire à des endommagements. Lorsque les pressions de contact à l'interface entre bagues et billes sont trop importantes, de l'écaillage ou de la cavitation peuvent apparaître. Dans un cas idéal, la pression est constante au cours d'une rotation. Physiquement, du fait des chargements appliqués, une variation des pressions de contact existe. Plus rarement, les frottements apparaissant à l'interface peuvent induire de l'usure dans des situations très défavorables.

La boîte de vitesse baigne dans un bain d'huile et les arbres sont munis de conduits pour la circulation d'huile sur les zones de contact entre l'arbre et les pièces fixées dessus.

## 1.2 Les liaisons cannelées

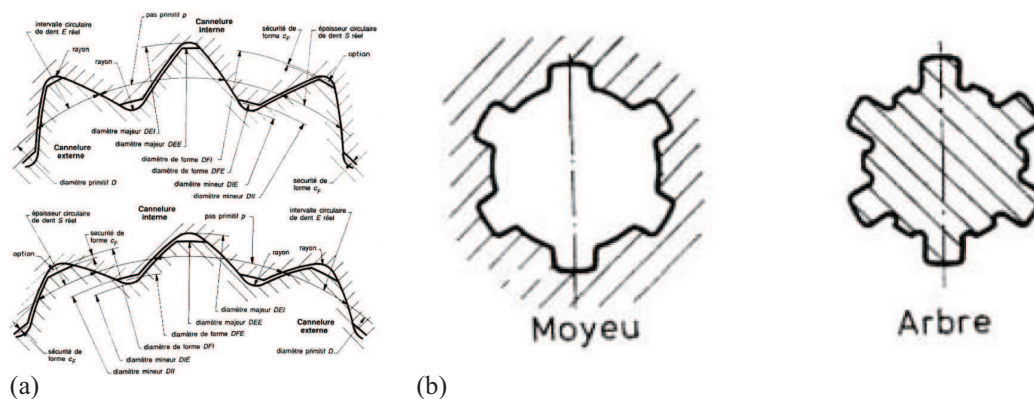
La liaison entre la boîte de vitesse et le moteur est assurée à l'aide d'un embrayage. L'embrayage est constitué de deux parties frottantes et la liaison avec l'arbre se fait par l'intermédiaire d'une liaison cannelée. De manière générale, les liaisons cannelées sont utilisées pour lier un arbre et un alésage en rotation. Elles sont très utiles dans la boîte de vitesse comme liaisons glissières pour le crabotage par exemple.

Il est difficile de connaître la forme des sollicitations apparaissant dans une liaison cannelée à l'aide d'essais expérimentaux uniquement. Les essais expérimentaux après expertises donnent des informations sur l'état de la structure (post mortem), les endommagements subis... Cependant, pour comprendre l'origine de ces endommagements, il est nécessaire de passer par des calculs numériques. Cette partie a donc pour objet de présenter les résultats de la littérature concernant le comportement de la liaison cannelée sous chargement.

### 1.2.1 Descriptif

Ce descriptif s'inspire de l'article de Faure sur les liaisons par obstacle [32].

Les liaisons entre un arbre et un alésage se font en général par des clavettes. L'arbre et l'alésage sont rainurés puis des clavettes sont positionnées dans les rainures pour bloquer la liaison en rotation. Toutefois, des difficultés apparaissent, liées à l'ajustement des jeux entre toutes ces pièces. Il est préférable d'utiliser une liaison à cannelures. Dans ce cas, la liaison est taillée dans la masse de l'arbre et de l'alésage. Cependant, du fait de la tenue mécanique et du coût de mise en oeuvre des deux systèmes, les clavetages sont utilisés pour transmettre des couples faibles alors que les cannelures ont pour but de transmettre des couples forts (voir figure 1.2).



**Figure 1.2.** (a) Vue en coupe de cannelures avec flanc en développante de cercle [32]. (b) Section d'une liaison cannelée à flancs parallèles avec arbre et moyeu [32].

Trois types de géométries de flancs existent dans les liaisons cannelées : flancs parallèles, flancs rectilignes, flancs en développante de cercle.

Les flancs parallèles ont une faible tenue aux sollicitations transmises. Ils sont utilisés pour la transmission de couple faible. Néanmoins, les jeux entre l'arbre et l'alésage peuvent être importants. Cela ne nuira pas au bon fonctionnement de la liaison.

Les flancs en développante de cercle sont appréciés pour leur très bonne tenue mécanique. Les couples transmis peuvent être très importants si le centrage et l'ajustement entre les deux pièces sont précis. En revanche, l'apparition d'un écart au centrage peut s'avérer catastrophique en fonctionnement.

L'intermédiaire est le flanc rectiligne pour lequel le centrage et l'ajustement ne sont pas nécessairement précis. Si le concepteur désire avoir un bon compromis entre tenue mécanique et ajustements, il se tournera vers ces cannelures employées pour la transmission de moyennes puissances.

La principale fonction d'une liaison cannelée est de transmettre un couple. Pour cela, un degré de liberté en rotation est bloqué. Les autres sont libres le plus souvent. Si l'arbre et l'alésage ne sont pas parfaitement positionnés l'un par rapport à l'autre, des mouvements parasites peuvent apparaître et conduire à des endommagements.

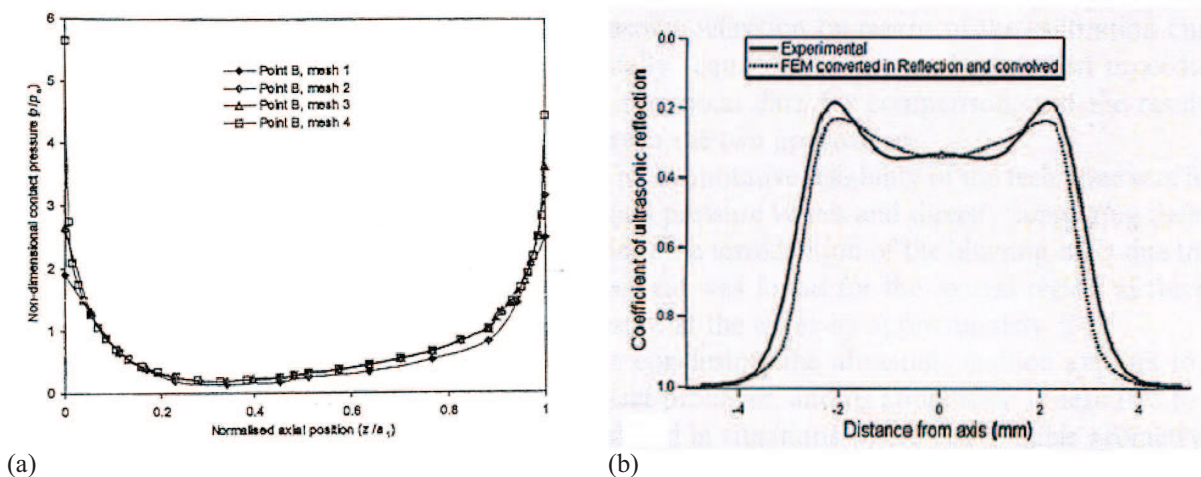
### 1.2.2 Chargement sous torsion pure

Dans la littérature, les études du comportement de la liaison cannelée sont effectuées selon deux directions privilégiées : la direction longitudinale et la direction radiale. Cette étude suivant deux directions s'explique par le fait qu'un flanc présente un comportement et un état mécanique quasiment différents en tout point du contact.

Dans ce paragraphe, nous nous intéressons au comportement sous couple qui a donné lieu à un certain nombre de publications.

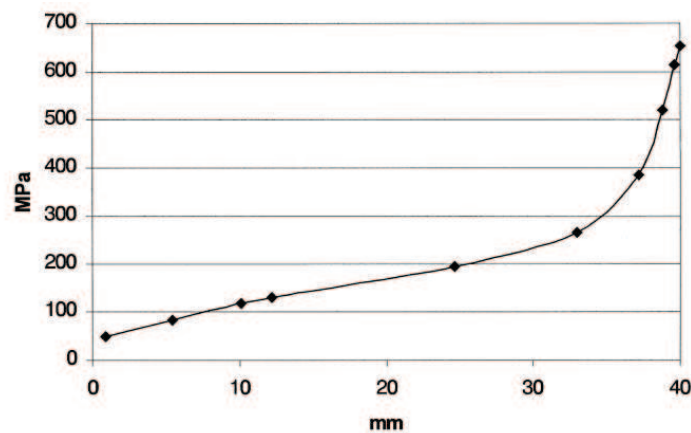
#### *Comportement radial*

Plusieurs auteurs notent la même forme du champ de pression normale suivant la direction radiale [51, 54, 103]. Il s'agit d'une forme représentative d'un contact poinçon sur plan pour laquelle le champ de pression est minimum au centre et tend vers l'infini aux bords. Auparavant, Volfson [112] avait fait l'hypothèse de ce type de comportement radial mais sans la valider.



**Figure 1.3.** (a) Forme du champ de pression normale suivant la hauteur de flanc en fonction du raffinement du maillage [51]. (b) Forme du champ de pression normale obtenu expérimentalement par ultra-sons. Comparaison avec les résultats obtenus par éléments finis avec traitement du signal [77].

La figure 1.3(a) illustre la forme du champ de pression normale en fonction du raffinement du maillage en éléments finis. La répartition de pression n'est pas très dépendante de la taille de maille. Cette dernière influe uniquement sur la valeur du champ de pression aux extrémités du contact. En effet, la valeur du champ de pression calculée dépend de l'interpolation effectuée. Pour rendre compte d'un milieu continu dans lequel un fort gradient de contrainte apparaît, il faut nécessairement faire tendre la taille de maille vers 0. Cependant, lors de la mise en contact, les bords vont très vite plastifier du fait de la forte contrainte qu'ils subissent et la géométrie en



**Figure 1.4.** Répartition du champ de contrainte de cisaillement en pied de dent suivant la longueur de cannelure [108].

sera impactée. De plus, les résultats obtenus sont basés sur une géométrie parfaite avec angles vifs. Dans la réalité, il est probable qu'une légère courbure existe et adoucit la valeur des pressions aux bords.

Concernant la forme du champ de pression normale selon la position sur la longueur de flanc, Leen et al. et Limmer et al. [51, 54] observent la même chose. Le champ de pression conserve la même forme bien que la valeur de la pression moyenne diminue.

Sum [103] montre que le nombre de dents de la liaison cannelée a une influence sur les valeurs du champ de pression. En effet, plus le nombre de dents augmente, plus la pression moyenne diminue. Ce qui est logique puisque l'effort transmis est réparti sur une plus grande surface. De plus, il met en évidence que la relation entre la valeur de la pression moyenne et le nombre de dents est linéaire ce qui est intéressant du point de vue de la conception.

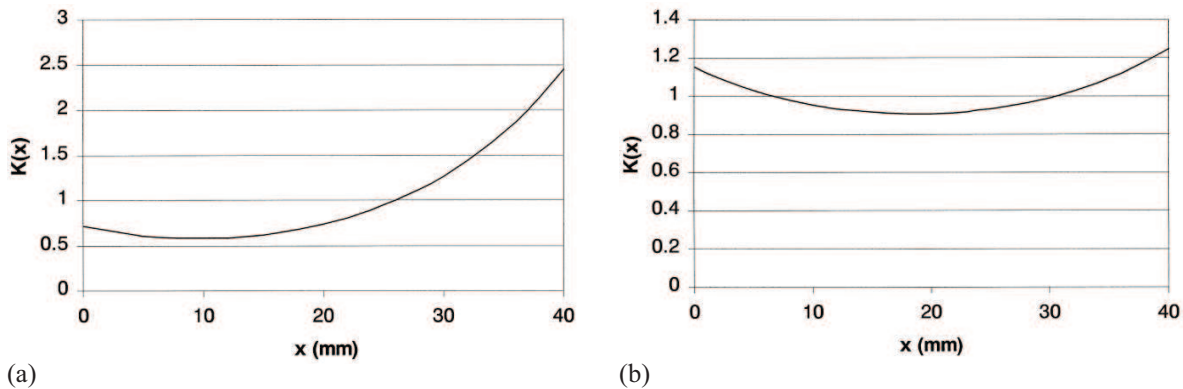
Notons que des tentatives de détermination expérimentale des champs de pression radiale ont été proposées [46, 51] mais la démarche reste difficile à entreprendre et les résultats ne sont pas identifiables simplement. Pau et al. [77] ont proposé une démarche pour mesurer la forme du champ de pression d'un contact poinçon sur plan à transition douce sur les bords (rayons de raccordement). Ils utilisent une méthode en ultra-sons pour déterminer la zone de contact effective. Ils s'assurent du parfait parallélisme des deux parties. Ils comparent les champs de pression normale obtenus par la méthode des éléments finis et ceux obtenus à l'aide de mesures par ultrasons. Ils constatent un phénomène d'indentation sur les bords caractéristique du contact poinçon sur plan (voir figure 1.3(b)).

### ***Comportement longitudinal***

Le comportement longitudinal sous couple pur est étudié par certains auteurs [2, 51, 108, 93]. Leurs études portent sur la contrainte de cisaillement en pied de dent et le champ de pression normale. Les auteurs s'accordent sur la forme de ces deux répartitions sur la longueur de cannelure. La répartition du champ de cisaillement est présentée sur la figure 1.4.

Le cisaillement est maximal d'un côté de cannelure et diminue de façon presque exponentielle à mesure que le point considéré est proche de l'autre extrémité. Cette variation peut s'expliquer non seulement par la différence de raideur le long de la liaison mais aussi par d'autres paramètres tels que le couple appliqué, la longueur de cannelure... En effet, Tjernberg [108] propose un modèle analytique permettant de décrire la répartition dans la direction longitudinale. Il développe également une méthode analytique afin de déduire l'épaisseur de dent selon

la position longitudinale qui permet de retrouver une répartition homogène. En utilisant cette méthode avec une épaisseur de dent adaptée, il montre que la valeur maximale du champ de pression peut être très fortement réduite (figure 1.5(a) et 1.5(b)). Sur le même principe, d'autres auteurs ont essayé de décrire de manière analytique la raideur en torsion d'un système cannelé [105, 11].



**Figure 1.5.** Forme du champ de pression normale suivant la longueur de cannelure (a) avec une épaisseur de dent constante et (b) avec une épaisseur de dent variable [108].

À noter que cette variation de répartition de pression suivant la direction longitudinale explique la différence de valeur moyenne de pression normale observée suivant la direction radiale, en fonction de la position sur la longueur de cannelure (voir paragraphe précédent).

Des essais expérimentaux sont effectués par Adey [2] à l'aide de jauges de déformations placées en plusieurs points sur la longueur de cannelure et par photoélasticité. Ils montrent une répartition hétérogène de la contrainte de cisaillement sur la longueur de cannelure et ces résultats sont parfaitement équivalents à ceux obtenus à l'aide de la simulation numérique. Ceci présage d'une bonne représentativité des modèles éléments finis.

Les liaisons cannelées, de par leur mode de fabrication, présentent des écarts de division. C'est-à-dire que les dents ne sont pas équidistantes. Par conséquent, le couple est transmis sur un nombre de flancs plus faible ce qui augmente les valeurs de contraintes localement (voir figure 1.6). Tjernberg [107] a proposé une méthode analytique permettant de tenir compte de cet écart de division pour estimer la tenue à la fatigue de manière plus réaliste. Il montre que le nombre de flancs en contact est dépendant de la valeur du couple. Plus le couple est important, plus le nombre de flancs en contact est grand. Ceci induit aussi une flexion plus grande des dents qui ont un écart de division important et donc une plus faible tenue en fatigue.

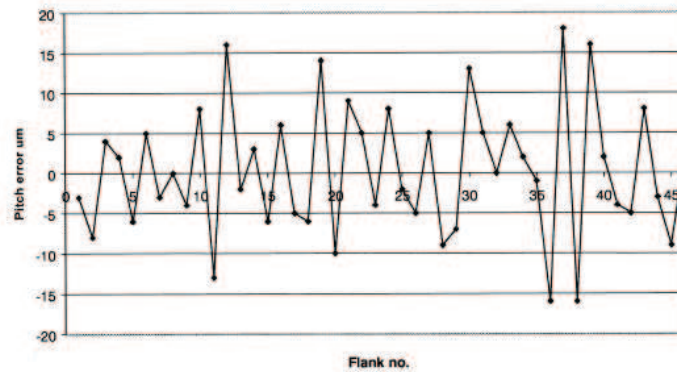
### 1.2.3 Chargement avec mouvements parasites

Dans la littérature, il est souvent fait référence aux endommagements en usure ou en fatigue concernant les liaisons cannelées. Deux phénomènes peuvent faire apparaître de la fatigue : la sollicitation de fretting (dans le régime de glissement partiel) ou les effets de surcontraintes. Ces derniers peuvent apparaître en torsion pure dans les liaisons cannelées contenant des écarts de division importants. La sollicitation de fretting est pour sa part nécessairement liée à des micro-débattements.

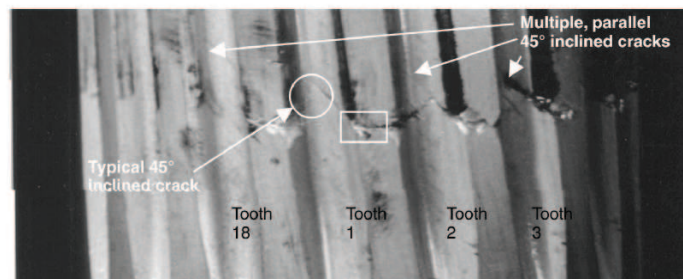
#### *Endommagements en fatigue*

Leen et al. [52] mettent en évidence l'influence des surcharges sur la diminution de la tenue en fatigue. Les surcharges engendrent des endommagements prématurés en pied de dent (voir

## 1.2. Les liaisons cannelées



**Figure 1.6.** Répartition de l'écart de division sur le périmètre de l'arbre. La mesure est effectuée au diamètre primitif [107].



**Figure 1.7.** Fissurations en pied de dent sur la liaison cannelée endommagée. Une des fissures inclinée à 45° est entourée [52].

figure 1.7). La sollicitation associée est assimilable à de la fatigue oligocyclique.

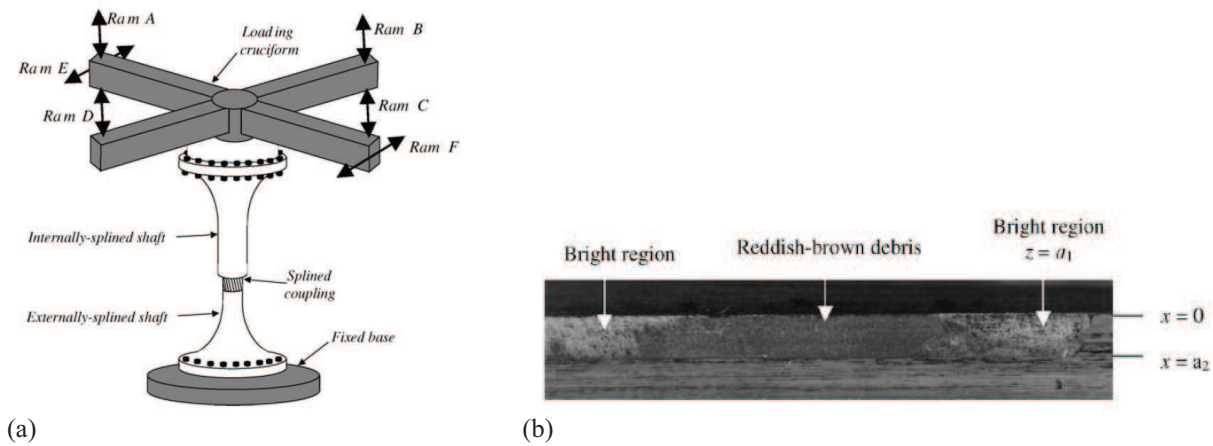
Les sollicitations de fretting peuvent engendrer des endommagements en fatigue lorsque les coefficients de frottement à l'interface de contact sont très importants et ne créent pas de glissement généralisé.

### *Endommagements en usure*

Des endommagements en usure sont nécessairement liés à un frottement à l'interface entre les flancs. Cependant, les articles dans lesquels il est question de la sollicitation en torsion pure ne font pas explicitement référence à ce chargement comme étant à l'origine de l'usure. Dans ces articles, le sujet de l'usure n'est pas traité.

Ku et al. [49] ont effectué des essais et ont montré l'influence importante de certains paramètres sur l'usure tels que les écarts angulaires entre l'arbre et l'alésage. Ces résultats sont aussi observés par Newley et al. [71]. D'un point de vue numérique Medina et al. [63] ont mis en évidence l'influence d'un écart angulaire sur les phénomènes de glissement à l'interface.

Par ailleurs, Ratsimba et al. [90] ont proposé un banc d'essai permettant de représenter de manière réaliste le chargement subi par des cannelures en fonctionnement, appliqué au domaine aéronautique. Le banc est présenté sur la figure 1.8(a). Il est constitué d'une liaison cannelée hélicoïdale avec des flancs en développante de cercle. La liaison cannelée est fixée à une extrémité, à l'autre extrémité elle est chargée à l'aide de quatre bras. Sur ces bras, ils peuvent appliquer des moments variables autour de l'axe de rotation et suivant l'axe de la liaison. Ils reproduisent l'équivalent d'un chargement en vol avec un certain nombre de cycles de faible et de grande amplitude. Dans leur cas, la liaison est fixe et le chargement est tournant.



**Figure 1.8.** (a) Représentation schématique du banc d'essai composant utilisé par Ratsimba et al. [90]. (b) Observation micrographique de l'usure générée sur un flanc de cannelure post mortem [90].



**Figure 1.9.** Observation microscopique des 18 flancs usés issus de l'arbre après essai. La répartition d'usure n'est pas uniforme (d'après [90]).

Lors de l'analyse post mortem, ils observent en premier lieu que l'endommagement a lieu essentiellement sur les bords de la zone de contact et que les débris sont de couleur rougeâtre (voir figure 1.8(b)). Le fait que l'endommagement ait lieu sur les bords est lié à l'application d'un moment suivant la direction de la liaison. La coloration rougeâtre des débris fait référence à l'appellation de fretting corrosion parfois donnée au fretting usure dans le cas des liaisons cannelées. La zone usée est de couleur claire et les débris sont répartis au centre du flanc ce qui informe a priori du rejet de débris hors de la zone de contact.

Par ailleurs, ils observent que les dents ne sont pas uniformément usées (voir figure 1.9). Ils attribuent cela aux défauts de fabrication (écart de division) ainsi qu'aux variations de chargement lors des essais. Néanmoins, si le mouvement parasite est induit par un défaut fixe, l'usure doit être équivalente sur tous les flancs (aux écarts de division et de planéité près). Ils constatent qu'à l'extrémité de la liaison (côté opposé à l'application du couple), l'usure est à peu près équivalente aussi bien suivant la direction radiale que suivant la direction axiale. Ils attribuent cela à l'augmentation de la longueur glissée et à la proportion importante du couple transmis dans cette zone. Il faut noter que si le couple était constant, il n'aurait aucune influence sur l'endommagement généré car le gradient de contrainte temporel à l'interface serait nul.

Des moyens palliatifs existent pour réduire les phénomènes d'endommagement dans les pièces en contact sous sollicitation interfaciale : graisse anti-fretting, vernis de glissement, ... qui réduiront le coefficient de frottement. Il reste qu'ils sont difficiles à mettre en oeuvre. Orain

[76] a mis en évidence la diminution du champ de pression normale suivant la direction longitudinale au centre de la cannelure lorsqu'un revêtement en Rilsan est rajouté sur les surfaces des flancs.

Des phénomènes d'endommagement apparaissent à l'interface entre les flancs de cannelures. Dans la littérature, ces endommagements sont associés à une sollicitation de fretting. Dans le paragraphe suivant, nous allons donc étudier le comportement d'un contact sous ce type de sollicitation.

## 1.3 Sollicitations locales et endommagements associés

D'après Zambelli et al. [116], le fretting est une sollicitation oscillatoire et souvent tangentielle qui est induite par de faibles débattements à l'interface d'un contact. Le terme a été introduit il y a une vingtaine d'années. Nous le retrouvons dans l'article de Colin écrit en 1988 [17]. Cette sollicitation apparaît dans les systèmes soumis à des vibrations ou à des chargements tangentiels de très petite amplitude. Les dégâts causés par ce type de sollicitations sont variables : usure, fissuration en sous-couche et en surface, ... Cette sollicitation apparaît pour tous les matériaux : métaux, polymères, céramiques, ...

Dans de nombreux assemblages mécaniques, le fretting est un fléau qui provoque des prises de jeux intempestives non maîtrisables. C'est un mode de sollicitations mal connu et qui donne lieu à de nombreuses études actuellement. Effectivement, les vibrations apparaissent dans de nombreux assemblages mécaniques de tous les domaines de l'industrie.

Dans cette section, nous étudions la sollicitation de fretting du point de vue de contacts simples. Nous synthétisons les résultats récents et les méthodes utilisées pour comprendre et anticiper les endommagements résultants.

### 1.3.1 Définition du fretting

Pour représenter la réponse d'un contact à une sollicitation de fretting, il est commode d'utiliser une représentation sous la forme d'une boucle de fretting qui met sur un même plan l'effort tangentiel et le débattement suivant la même direction. La boucle de fretting est une réponse qui traduit le comportement global du contact. Selon le couple de matériaux en contact, la géométrie ainsi que les conditions de sollicitations, les boucles de fretting n'apparaissent pas sous la même forme.

Plusieurs régimes de glissement existent, ils se distinguent d'après la forme de la boucle de fretting (globale). D'un point local, ces régimes de glissement donnent lieu à différents endommagements.

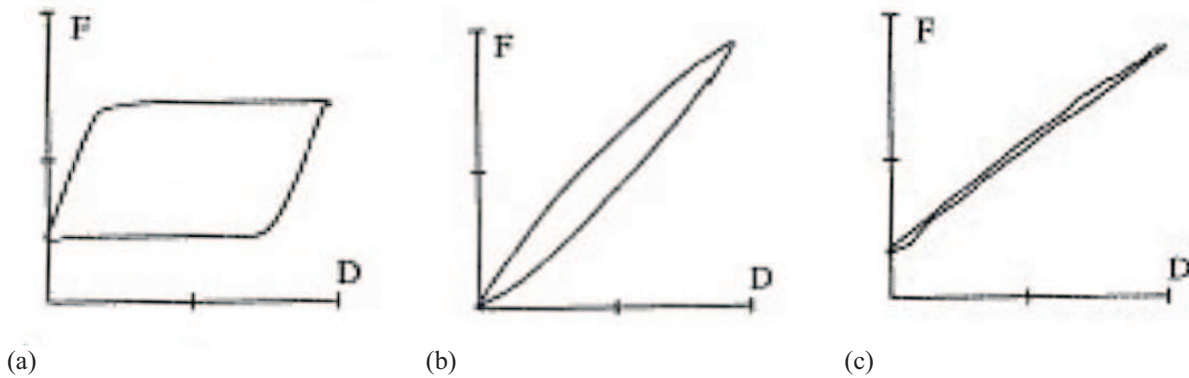
#### *Les régimes de glissement*

La figure 1.10 illustre les formes génériques des boucles de fretting selon le régime de glissement considéré. Le débattement est appliqué par un vérin. Après essai, l'analyse de la zone de contact est effectuée en microscopie.

Le régime de collage donne lieu à un contact collé sans glissement à l'interface. Il est représenté par une boucle de fretting fermée, de la forme 1.10(c). Ce comportement peut s'expliquer par l'accommodation élastique du déplacement tangentiel dans les couches superficielles [116].

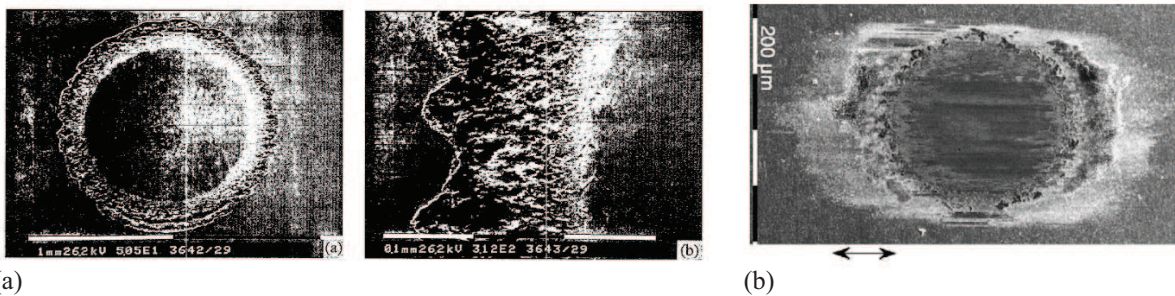
Le régime de glissement partiel est caractérisé d'un point de vue global par une boucle de fretting à la forme elliptique (figure 1.10(b)). Le débattement appliqué d'un point de vue global





**Figure 1.10.** Forme d'une boucle de fretting selon le régime de glissement considéré : (a) régime de glissement total ; (b) régime de glissement partiel ; (c) aucun glissement à l'interface (d'après [116]).

donne lieu à une faible ouverture du contact. Ceci traduit un faible glissement à l'interface d'un point de vue local. La photo de la figure 1.11(a) est un exemple typique de la forme de la zone de contact après essai en régime de glissement partiel pour un contact sphère sur plan (d'après [35]). La zone de contact présente une zone centrale collée et une zone annulaire usée. La taille de la zone annulaire peut se déduire à l'aide des lois de la mécanique de milieux continus.



**Figure 1.11.** (a) Usure typique d'un contact sphère sur plan soumis à un régime de glissement partiel [35]. (b) Forme de la zone endommagée en usure pour un contact sphère sur plan en régime de glissement total [36].

Le régime de glissement total se distingue par une boucle de fretting quasiment rectangulaire (figure 1.10(a)). Le débattement global est très important mais son amplitude est inférieure à la taille du rayon de contact (si elle est supérieure, il est question de glissement réciproque). Localement, ce régime de glissement induit un glissement généralisé sur toute la surface de contact. Une observation microscopique de la forme d'un contact sphère sur plan après essai est présentée sur la figure 1.11(b) (d'après [36]). Toute la zone de contact est usée.

Dans certains cas, un régime supplémentaire est observé. Il est appelé régime de glissement mixte et est intermédiaire entre un régime de glissement partiel et un régime de glissement total. Le contact oscille entre collage ( $F_t < \mu F_n$ ) et glissement ( $F_t = \mu F_n$ ). Il y a donc une oscillation du coefficient de frottement au cours de l'essai.

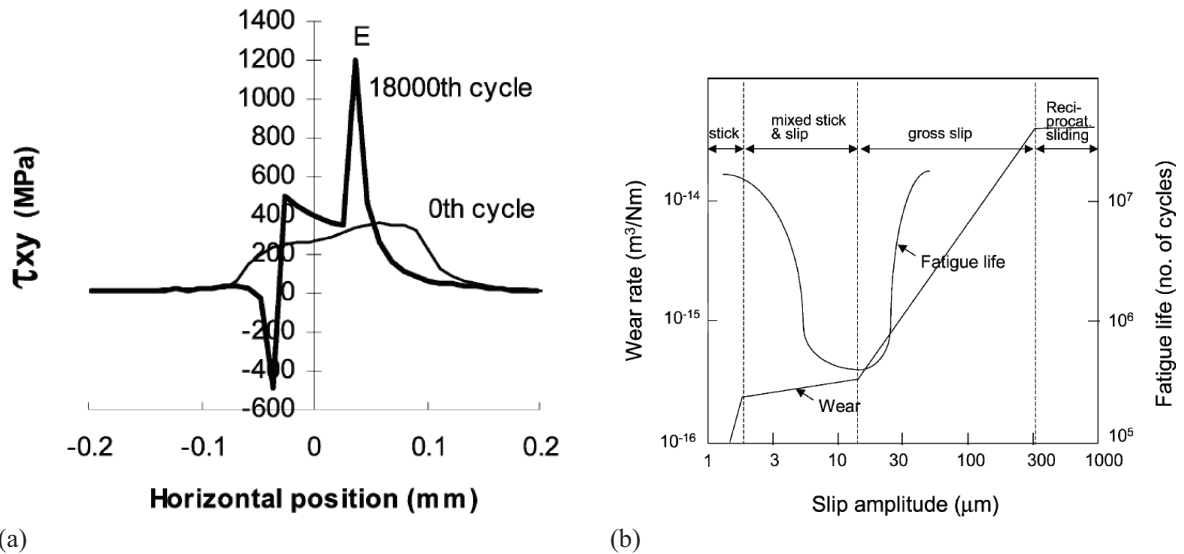
Bien que globale, les boucles de fretting permettent d'identifier la réponse du contact à la sollicitation.

### *Les modes d'endommagements*

La sollicitation de fretting provoquent deux familles d'endommagement : de la fissuration et du détachement de particules. Ces deux familles d'endommagement sont liées à des phéno-

mènes dissipatifs du fait du frottement à l'interface.

La fissuration est un endommagement qui apparaît en régime de glissement partiel. Dans ce cas, il est question de fretting fatigue. En effet, un fort gradient de contrainte apparaît à la frontière entre la zone collée et la zone glissée. Ding et al. [29] ont effectué une simulation du comportement en fretting sous glissement partiel. Ils montrent qu'après usure, la contrainte de cisaillement présente une discontinuité à la frontière des zones collées et glissées (voir figure 1.12(a)).



**Figure 1.12.** (a) Champ de contrainte de cisaillement à l'interface dans le cas d'un contact sphère sur plan soumis à un régime de glissement partiel [29]. (b) Répartition de la tenue en fatigue selon l'amplitude de débattement appliquée dans un contact sphère sur plan [29].

Les travaux concernant le fretting fatigue utilisent les critères communément employés en fatigue [35, 24, 29] : les critères d'amorçage et de propagation comme Dang Van ou le SWT. Bien que le régime de glissement partiel soit propice à l'apparition de fissures, il n'est pas le seul régime dans lequel elles peuvent apparaître. Vingsbo et al. [110] proposent une répartition de la tenue en fatigue et de l'usure engendrée en fonction de l'amplitude de débattement appliquée (figure 1.12(b)). Ils constatent que la durée de vie en fatigue est minimale dans la zone de glissement partiel et au début du régime de glissement total. Il est possible que ce qu'ils considèrent comme le début du régime de glissement total soit en fait la zone de glissement mixte. Ceci rejoindrait les travaux de Zhou et al. [119] qui mettent en évidence l'effet néfaste du glissement mixte sur la tenue en fatigue.

La deuxième famille d'endommagements est le détachement de particules. Dans ce cas, nous pouvons parler de fretting usure. Le fretting usure est plutôt observé en régime de glissement total. Dans la suite de la présentation, nous allons nous intéresser plus précisément à ce processus.

La figure 1.13 proposé par Fouvry et al. [35] fournit une limite entre les différents régimes de glissement selon les valeurs d'amplitudes de débattement et d'effort normal. Il indique que dans la zone de glissement partiel, pour d'importants efforts normaux, la sollicitation de fretting donne lieu à des comportements de type fatigue oligocyclique. Pour des efforts intermédiaires, il s'agit plutôt de fatigue polycyclique. En général, il est admis que l'usure et la fatigue sont deux phénomènes concomitants qui conduisent selon leur cinétique à de la propagation de fissures

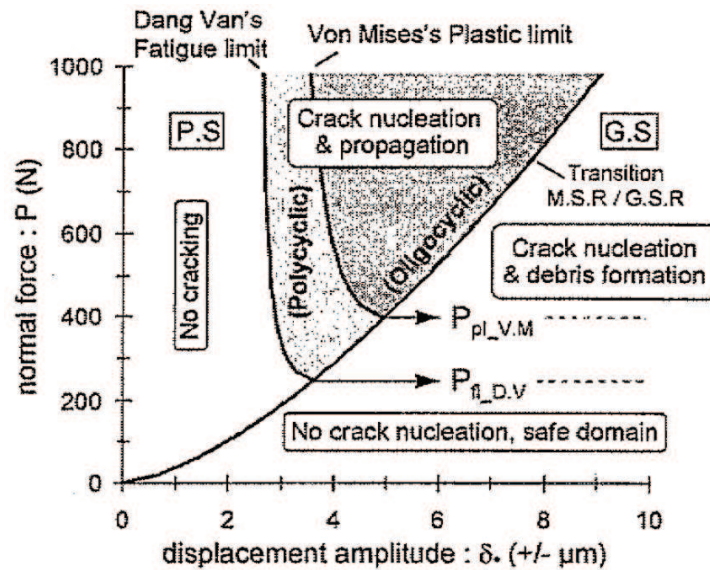


Figure 1.13. Frontière entre les différents régimes de glissement et type d'endommagement observé dans chacun des cas (d'après [35]).

ou à du détachement de particules. En effet, le détachement de particules est nécessairement lié à de la fissuration.

### 1.3.2 Les différents types d'usure

Rabinowicz [88] propose un classement des différents types d'usures. Dans ce paragraphe, nous nous contentons de mentionner les différentes formes d'usures. Nous ne décrivons que succinctement les mécanismes de création qui restent complexes et donnent lieu à un certain nombre d'hypothèses du fait de la difficulté à accéder à des informations très locales.

Il existe quatre types d'usure : l'usure adhésive, l'usure abrasive, l'usure corrosive et l'usure par fatigue de surface.

#### *L'usure adhésive*

L'usure adhésive est définie par le transfert de matière d'un des corps composant le contact vers l'autre (exemple : transfert du carbone d'un crayon sur le papier). Les particules d'usure adhésive peuvent présenter une cinématique complexe : retourner sur leur corps d'origine ou être éjectées de la zone de contact. Pour qu'il y ait usure adhésive, il faut que le contact présente certaines caractéristiques et propriétés facilitant ce genre de phénomène. Par ailleurs, il est probable qu'à la fin du processus d'usure, lorsque le contact sera ouvert, le détachement ne se fera pas à l'interface d'origine mais dans l'un des deux matériaux.

#### *L'usure abrasive*

L'usure abrasive est représentée par un détachement de particules de chacune des deux surfaces. Les particules d'usure ne sont pas adhérentes et sont piégées dans le contact. Elles fonctionnent soit comme un lubrifiant, soit comme un matériau abrasif. Selon l'effet des particules d'usure, la cinétique d'usure restera constante, diminuera ou augmentera. Selon la quantité de particules piégées dans le contact, il y aura ou non une éjection des débris usés.

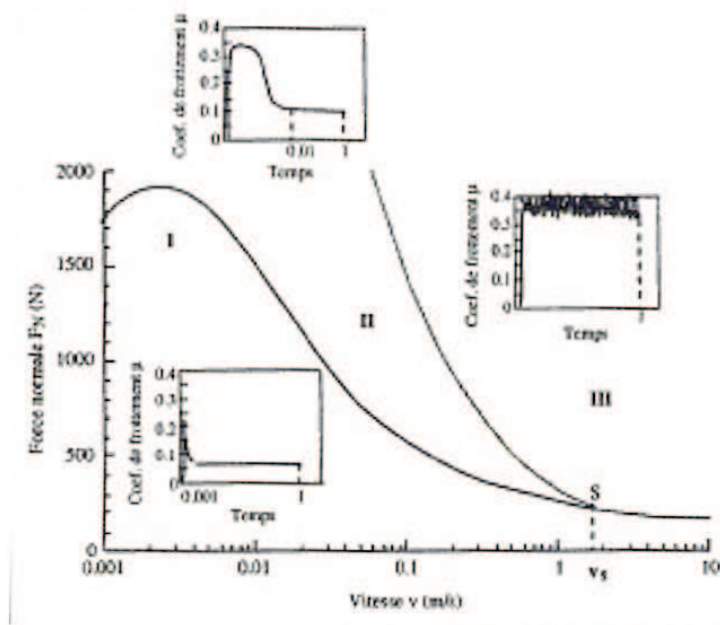


Figure 1.14. Évolution de la cinétique d'usure en fonction de l'effort normal et de la vitesse de sollicitation [116].

### *L'usure corrosive*

Ce type d'usure apparaît dans un environnement corrosif (atmosphère, mauvais lubrifiant, ...). Sous atmosphère, les matériaux en contact forment un film de protection. Sous l'action du glissement, l'usure s'opère et dégrade le film. Le matériau est mis à nu et l'attaque corrosive se poursuit. Une nouvelle couche de protection se forme si la cinétique d'usure est faible. Dans le cas contraire, aucun film de protection ne peut se reformer.

### *L'usure par fatigue de surface*

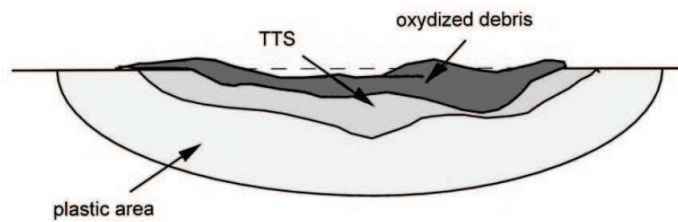
L'usure par fatigue de surface est observée dans les cas de contacts en glissement ou en roulement. La sollicitation cyclique provoque des fissures qui restent confinées à la surface des matériaux ou se développent en sous-couche. Dans ces cas de sollicitations, l'usure est observée sous la forme de fragments de matière qui se détachent de la surface à laquelle ils appartenaient. Les fragments sont de taille moyenne à grande.

Rabinowicz propose cette classification dans laquelle il fait apparaître l'usure par fatigue de surface. Il utilise le terme de fatigue car les sollicitations sont cycliques. Dans cette catégorie, il intègre aussi bien des phénomènes de fissuration en sous-couche qu'en surface. La fissuration en sous-couche et la fissuration de surface ne sont pas liées aux mêmes modes de sollicitation. La fissuration en sous-couche est induite par une amplitude importante de la contrainte de cisaillement alors que la fissuration en surface s'apparenterait plus à de l'usure pour laquelle le frottement à l'interface est le paramètre d'ordre 1.

### 1.3.3 Classification des cinétiques d'usure

En fonction des modes de sollicitation, de leur sévérité, des caractéristiques des matériaux, les cinétiques d'usure sont différentes. Zambelli et al. [116] proposent un schéma de classification des cinétiques d'usure. Ils étudient l'évolution du coefficient de frottement en fonction de l'effort normal et de la vitesse de sollicitation (cf. figure 1.14).

Trois zones sont délimitées. Pour chacune d'elles, une illustration du coefficient de frottement



**Figure 1.15.** Schéma de la constitution de la surface de contact lors d'un essai de fretting [94].

est présentée. La zone I correspond à une usure presque inexistante. Le coefficient de frottement est faible et constant au cours de l'essai. La zone II correspond à une usure douce. Le coefficient de frottement est variable au cours de l'essai, il est fort au début puis diminue ensuite pour atteindre une valeur stable. La zone III correspond à une usure sévère qui se traduit par un fort coefficient de frottement au cours de l'essai.

Nous constatons donc que le coefficient de frottement reflète le comportement d'un contact frottant. Plus le coefficient de frottement est fort plus la cinétique d'usure est importante. Des moyens peuvent être employés pour réduire le coefficient de frottement : les lubrifiants en sont le parfait exemple. Néanmoins, la figure présentée dans ce paragraphe ne se place pas dans un cadre général. En effet, à chaque couple de matériaux, le comportement du contact est différent. La tribologie est encore une science très expérimentale et les modèles de frottement ne sont pas encore suffisamment aboutis pour pouvoir rendre compte correctement de variations du comportement de contacts différents.

#### 1.3.4 Mécanismes du contact sous fretting usure

Lors de la sollicitation et pendant l'endommagement, le contact est soumis à plusieurs mécanismes. Dans les premiers cycles d'usure, nous assistons à des transformations de la surface de contact et à l'instauration de processus d'usure particuliers.

##### *La Transformation Tribologique Superficielle*

Ce qui est communément appelé TTS a été observé initialement par Blanchard [12] sur des alliages de titane. Il a montré que cette transformation intervient dans les tous premiers cycles d'usure. Plus tard, cette transformation a été observée également dans les aciers et les alliages d'aluminium par Sauger et al. [94]. Leurs travaux ont consisté à étudier plusieurs types de contact, plan sur plan, cylindre sur plan et sphère sur plan et à analyser l'effet des conditions de sollicitations et de l'environnement sur la formation de la TTS. Tous les essais sont effectués dans le domaine de glissement total. La figure 1.15 représente la constitution de la surface de contact lors d'un essai de fretting. La zone de contact est composée de trois zones : une zone plastique, la TTS et le lit de particules d'usure.

La zone plastique apparaît du fait des fortes contraintes transitant dans l'interface. Le matériau en surface se plastifie, devient très fragile et se fissure. La zone de matériau fragilisée et fissurée est la TTS. Sa dureté peut être trois à quatre fois supérieure à celle du matériau de base. Les particules naissant de la fissuration se compactent, se fragmentent et donnent lieu au lit de particules d'usure. Ce lit accommode les vitesses de sollicitation. Le processus est continu. Des débris sont éjectés progressivement du contact. La TTS fournit de nouvelles particules. Une partie de la TTS se reforme à partir de la zone plastifiée...

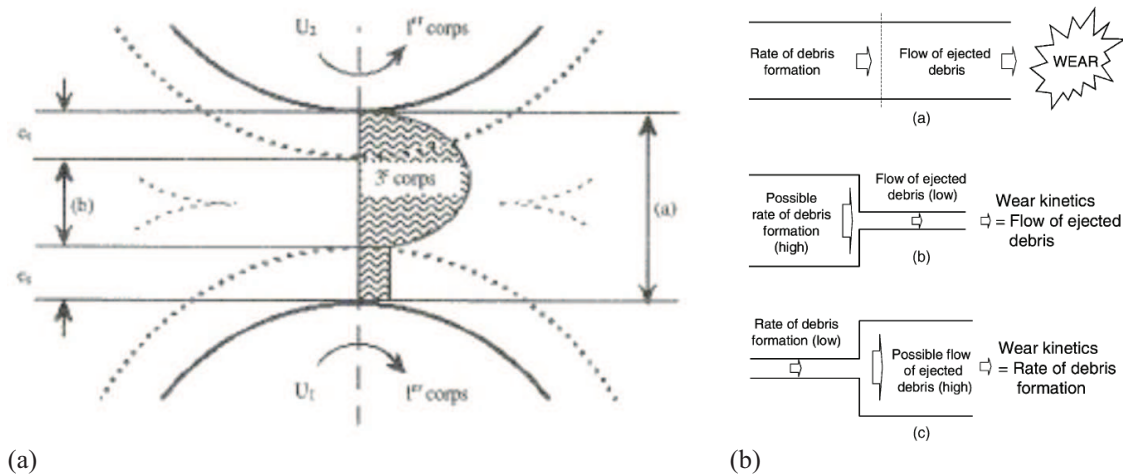
Certains auteurs donnent une explication à la formation de la TTS. Par exemple, Vizintin

[111] explique que la TTS se forme du fait des hautes températures (températures flash) qui apparaissent dans le contact. Ces températures engendrent la transformation d'une partie de la structure métallurgique en martensite. Bien que l'apparition de températures flash dans le contact soit discutable, l'augmentation de la dureté de la TTS par rapport au matériau de base pourrait bien s'expliquer par ce phénomène. Sauger et al. font une analogie avec la recristallisation dynamique qui existe dans les matériaux utilisés pour les contacts roulants. Ils montrent qu'il existe une énergie dissipée dans la formation de la TTS et qu'en régime de glissement stabilisé, la taille de la TTS devient constante.

### Le troisième corps

L'instauration d'un régime stabilisé d'usure dépend de la formation de particules d'usure et de l'éjection des débris. Il est question dans ce cas de la cinétique de formation du troisième corps.

Dans les contacts avec endommagement en usure, le concept de troisième corps est introduit. Le contact est composé des deux premiers corps et du troisième corps. Le troisième corps joue un rôle essentiel dans le processus d'usure. Il est le vecteur de l'accommodation des vitesses des deux premiers corps à l'interface. Le schéma de la figure 1.16(a) caractérise bien ce phénomène. À l'image d'un fluide, l'accommodation se fait par déformation de l'épaisseur du lit de particules ou par glissement sur les parois des deux premiers corps. La conséquence directe est la réduction de la sollicitation agissant sur ces derniers.



**Figure 1.16.** (a) Accommodation des vitesses des premiers corps par l'écoulement du troisième corps dans le contact [116]. (b) Cinétiques d'usure selon la vitesse de formation et d'éjection des débris d'usure (dans [36]).

Cependant, il se peut que le troisième corps soit très abrasif et accentue les phénomènes d'usure.

Berthier et al. [9] ont proposé l'existence de trois cinétiques d'usure selon la vitesse de formation et d'éjection des débris d'usure. Ces trois cinétiques sont illustrées sur la figure 1.16(b).

- La cinétique d'usure est moyenne car la vitesse de formation et la vitesse d'éjection des débris sont équivalentes.
- La cinétique d'usure est gouvernée par flux de débris éjectés car le contact est très fermé. Dans cette situation, la cinétique de formation des débris est plus importante que la cinétique d'éjection.
- La cinétique d'usure est gouvernée par la vitesse de formation des particules d'usure. Le contact est très ouvert et la vitesse d'éjection des débris est bien plus grande que la vitesse

de leur formation.

Cependant, l'importance est relative selon l'atmosphère de travail et selon la nature des matériaux en contact.

### **La température**

L'étude des élévations de température dues au frottement ont donné lieu à de nombreux travaux numériques et expérimentaux [27, 19, 100]. Plusieurs hypothèses sont faites concernant les valeurs de la température dans le contact. En effet, l'endommagement donnent lieu à l'apparition de particules oxydées. Or, pour le cas des aciers, les oxydes n'apparaissent pas pour des températures inférieures à 700°C. Il semblerait donc que les températures flash proposées par certaines théories existent bel et bien pour donner lieu à ce genre de composé chimique. Cependant, des calculs numériques [19] et des expériences [100] ont montré que les températures dans le contact n'excèdent pas 80°C à 100°C. Par ailleurs, les diagrammes d'équilibre métallurgique sont établis pour des cas dans lesquels l'état de la structure est stable. Il se pourrait que le fait d'ajouter des contraintes à l'interface déplace les frontières entre les différents domaines des diagrammes d'équilibre.

## **1.4 Modélisation de l'usure**

### **1.4.1 Les lois d'usure**

Les lois d'usure ont pour objectif de prédire le comportement du contact sous sollicitation. Les connaissances actuelles en tribologie ne permettent pas de développer des lois de comportement complexe tel que c'est le cas dans le domaine de la plasticité. Les lois d'usure proposées font apparaître pas plus de quatre paramètres mais il se trouve qu'elles suffisent dans de nombreux cas.

Parmi les deux principales lois utilisées actuellement, il y a la loi d'Archard et la loi énergétique. Toutes deux sont linéaires. Par ailleurs, Meng et Ludema [64] ont effectué un inventaire des lois d'usure existantes et de leurs caractéristiques.

#### **Loi d'Archard**

La loi d'Archard a été développée à partir de constatations phénoménologiques. C'est Holm [42] qui a en premier lieu étudié les mécanismes globaux d'usure et Archard [5] a ensuite poursuivi et amélioré le formalisme de la loi.

Les constatations sont les suivantes :

- Le volume d'usure  $V_u$  est globalement proportionnel à l'effort normal appliqué  $F_n$ .
- Le volume usé est proportionnel à la longueur glissée  $\delta_0$ .
- Le volume usé est inversement proportionnel à la dureté du matériau  $H$ .

Ces constatations ne font apparaître que des variables globales. En effet, il est difficile d'accéder au comportement local du contact. Un formalisme de ces différentes tendances est utilisé et une constante  $\alpha$  est introduite. Elle lie le volume usé aux variables représentatives du comportement. La loi d'Archard est définie ainsi :

$$V_u = \alpha \frac{F_n \cdot \delta_0}{H} \quad (1.1)$$

La difficulté dans cette loi est que le paramètre  $\alpha$  est défini comme une constante mais sa valeur change en fonction des paramètres du contact non pris en compte dans la loi. De plus,

comme nous l'avons déjà mentionné, cette loi est globale et non locale.

### *Approche énergétique*

Les lois énergétiques développées pour la première fois dans les travaux de Qiu et al. [87] ont été reprises par la suite par Fouvry et al. [35] ou Mohrbacher et al. [67]. L'utilisation de lois énergétiques part du constat que l'usure est un phénomène dissipatif induit par un surplus d'énergie fournie au système. L'énergie est fournie au système par l'intermédiaire du frottement introduit dans l'interface de contact. De ce fait, il est proposé de lier de façon linéaire à l'aide du coefficient  $\beta$ , le volume usé  $V_u$  à l'énergie dissipée par usure  $E_u$  qui est ici simplement le travail des forces de frottement. La loi est donc définie ainsi :

$$V_u = \beta E_u \quad (1.2)$$

Le travail des forces de frottement est défini par la relation :

$$E_u = \int_{cycle} F_t \delta_0 d\delta = \int_{cycle} \mu F_n \delta_0 d\delta \quad (1.3)$$

avec  $F_t$  l'effort tangentiel. Cette loi présente une meilleure objectivité que la loi d'Archard dans la mesure où elle fait apparaître explicitement l'énergie à l'origine de l'usure. De plus, elle dépend du coefficient de frottement du couple en contact. Dans la loi d'Archard, le coefficient de frottement apparaît implicitement dans  $\alpha$ . En outre, cette loi peut plus facilement être projetée à l'échelle locale. Cependant, l'énergie dissipée par usure n'est qu'une partie du travail des forces de frottement qui peut être plus ou moins grande selon les caractéristiques du contact. D'autre part, selon les cas, il a été mis en évidence que la loi d'Archard donne de meilleurs résultats qu'une loi énergétique.

### *Autres lois proposées*

Meng et Ludema [64] font l'inventaire des lois d'usure ayant été développées entre 1957 et 1992 et publiées dans les revues scientifiques 'Wear' et 'Wear of Materials'. L'inventaire est effectué sur 5466 publications desquelles ils tirent 182 lois pour la modélisation de l'usure.

Certaines de ces lois sont dérivées de la mécanique des milieux continus. Citons par exemple le modèle de Barwell [7] qui suggère que le taux d'usure est gouverné par l'une des trois équations suivantes :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\beta}{\alpha} (1 - \exp^{1-\alpha t}) \\ V &= \alpha t \\ V &= \beta e^{\alpha t} \end{aligned} \quad (1.4)$$

où  $\beta$  et  $\alpha$  sont des constantes et  $t$  le temps. Cette loi pose un problème de généralisation car bien qu'elle marche bien dans le cas étudié par les auteurs, elle ne tient pas compte des caractéristiques du contact et des matériaux étudiés.

Rhee [92] propose une loi pour simuler l'usure de matériaux composites :

$$\Delta W = K F_n^a \frac{d\delta_0^b}{dt} t^c \quad (1.5)$$

avec  $\Delta W$  le poids perdu par usure à chaque incrément,  $a, b, c$  et  $K$  des constantes déterminées empiriquement. Cette loi est plus élaborée que celle de Barwell. Néanmoins, elle reste complexe à utiliser puisque les paramètres des matériaux n'interviennent pas explicitement dans la loi.



Les lois développées sont basées sur une quantité usée globale. Il est difficile d'accéder aux quantités locales représentatives de l'usure. De plus, les paramètres des lois sont identifiés empiriquement et demandent de nombreux essais et donc un travail parfois fastidieux.

### *Comparaison entre la loi d'Archard et la loi énergétique*

Les deux lois retenues dans la plupart des publications sur l'usure sont la loi d'Archard et la loi énergétique. Nous allons proposer ici une analyse succincte de leurs atouts et inconvénients au travers de deux travaux.

Les travaux de Ramalho et al. [89] consistent à étudier la pertinence de chacune des lois et leur robustesse. Il utilise un banc d'essai avec un contact cylindre sur cylindre et trois couples de matériaux. Un cylindre est fixe, l'autre est en rotation. Le cylindre fixe est constitué successivement de trois matériaux différents (un acier doux, un acier dur et un carbure de tungstène). Le cylindre en rotation est toujours constitué du même acier (acier dur). Les axes de rotation des cylindres sont orthogonaux.

L'analyse est globale. Il calcule le volume usé pour chaque échantillon fixe à l'aide d'une relation géométrique. La comparaison entre les deux lois se fonde sur les coefficients d'usure. Ramalho montre que la loi énergétique est plus robuste car elle est plus discriminante vis-à-vis du type de matériau utilisé pour le contact fixe. Ceci étant, il ne donne pas d'information concernant l'usure du cylindre en rotation. Lorsque le cylindre en rotation est en contact avec du carbure de tungstène, il est probable qu'il s'use. Il semble nécessaire d'analyser l'usure des deux matériaux pour conclure sur la robustesse des lois.

Les travaux de Shakhvorostov et al. [99] ont pour objet d'estimer la proportion de l'énergie introduite par le biais du frottement et qui est dissipée par usure. Pour cela, ils étudient un contact pion sur disque. Ils considèrent que l'énergie introduite est développée selon trois voies : voie thermique, usure et transformation superficielle (plasticité). Ils développent un banc d'essai permettant de mesurer la température du pion ainsi que le volume usé. Leur analyse est instantanée et permet ainsi de connaître l'évolution des variables énergétiques. Deux points sont soulignés :

- La quantité d'énergie dissipée par usure tient une part très faible. L'énergie est préférentiellement dissipée par voie thermique.
- Selon les sollicitations imposées, la part d'usure tient une place plus ou moins faible dans les processus de dissipation.

Leur étude donne des résultats importants concernant l'énergie dissipée suite au travail des forces de frottement. Néanmoins, il semble difficile de distinguer en temps réel la quantité d'énergie dissipée par plasticité et la part dissipée par chaleur. En effet, les deux processus sont interdépendants. D'autre part, la dissipation par voie thermique dépend de la conductivité des matériaux. Enfin, Sauger et al. [94] ont montré que la transformation superficielle participe à la création de particules d'usure et que c'est un processus nécessaire.

### **1.4.2 Modélisation expérimentale**

À l'aide des lois de comportement développées et des phénomènes observés expérimentalement, des auteurs ont tenté de mettre en évidence certains phénomènes intervenant lors des processus d'usure. Tous les résultats présentés dans cette section sont obtenus en utilisant les lois énergétiques.

Des résultats intéressants ont été obtenus et montrent la capacité des lois d'usure à modéliser certains phénomènes.

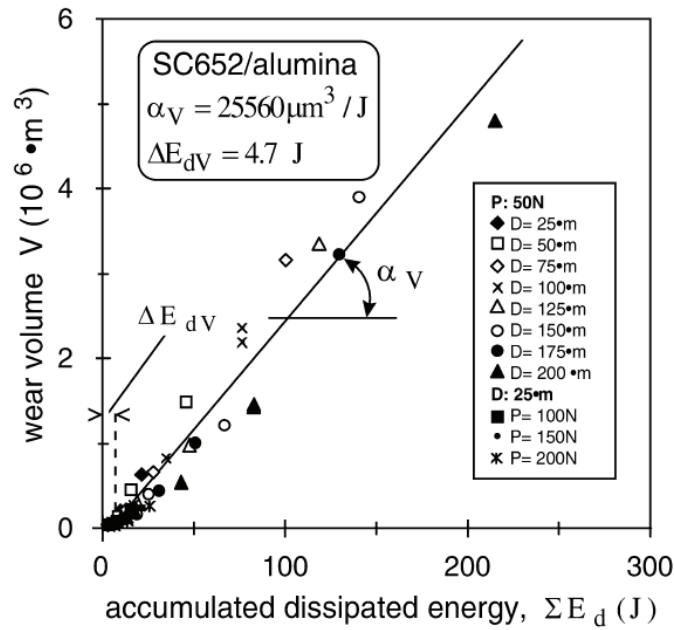


Figure 1.17. Loi d'usure obtenue par une approche énergétique tenant compte de la formation de la TTS [94].

### Influence de la TTS

La formation de la TTS engendre un retard dans la formation des premières particules d'usure lors des premiers cycles de chargement en fretting usure. De ce fait, une certaine quantité de l'énergie dissipée par usure sert à la création de la TTS. Si cette énergie n'est pas considérée, le volume usé à l'origine des temps est négatif. Ces résultats sont observés par Sauger et al. [94] et sont présentés sur le graphique de la figure 1.17.

Ainsi, Sauger et al. propose un terme correctif à la relation linéaire qui existe entre l'énergie dissipée par usure et le volume usé :

$$V_u = \beta E_u + E_{TTS} \quad (1.6)$$

où  $E_{TTS}$  correspond comme son nom l'indique à l'énergie nécessaire pour la formation de la TTS.

### Influence de la cinétique d'usure

Paulin et al. [78] ont proposé une méthode permettant de tenir compte de la vitesse d'évacuation des débris dans les alliages de titane soumis au fretting usure. L'alliage de titane étudié présente une usure douce du fait d'une cinétique d'éjection des débris relativement faible. L'amplitude de débattement joue un rôle important dans la cinétique d'éjection des débris usés. Plus l'amplitude de débattement est grande, plus les particules ont une probabilité d'être éjecté rapidement. Pour tenir compte de l'amplitude de débattement, ils introduisent un paramètre nommé  $\delta_{ref}$  homogène à un déplacement qui minorera ou majorera selon les cas, l'énergie dissipée par usure. La loi d'usure proposée est la suivante :

$$V_u = \frac{\delta_0}{\delta_{ref}} \cdot E_u \quad (1.7)$$

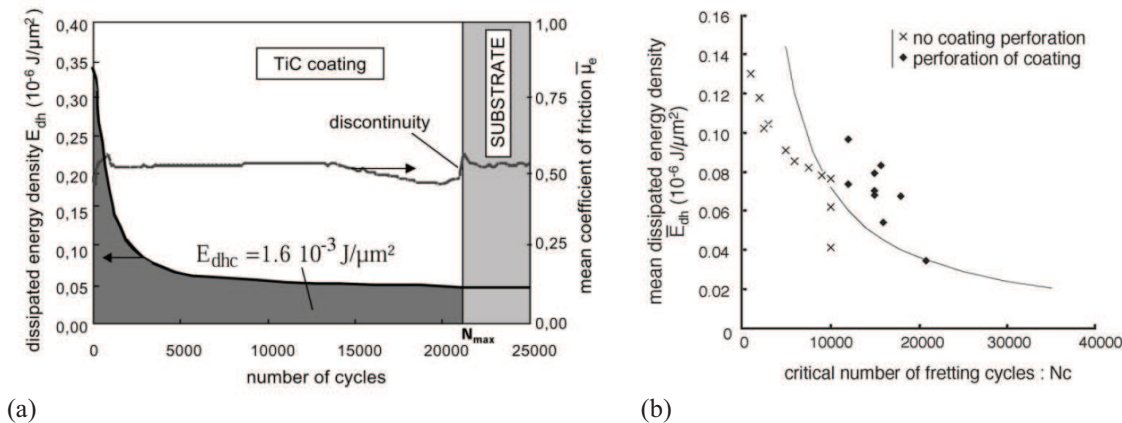
Cette méthode peut tout à fait être utilisée dans le cas où un expérimentateur désire mettre

sur une même droite, des points de fonctionnement sollicités en glissement total et des points de fonctionnement sollicités dans un autre régime de glissement.

### Prédiction de la durée de vie d'un revêtement

Cette section se réfère aux études de Liskiewicz et al. [55, 57, 56]. Les travaux concernent la durée de vie d'un revêtement sollicité en fretting et endommagé en usure. Le contact est du type sphère sur plan. Le plan est constitué d'un acier très dur sur lequel est déposé un revêtement de carbure de titane. La sphère est en oxyde d'aluminium. Le contact est fait de telle sorte que le revêtement est le seul matériau qui s'use.

Ils cherchent à déterminer le passage entre le revêtement et le matériau sous-jacent par l'intermédiaire d'un changement de cinétique d'usure. Expérimentalement, ils observent une discontinuité au passage de l'interface entre le revêtement et le matériau (voir figure 1.18(a)).



**Figure 1.18.** (a) Évolution de la densité d'énergie et du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles de fretting. Une discontinuité est observée sur le coefficient de frottement au passage dans le substrat [56]. (b) Durée de vie du substrat en fonction de l'énergie moyenne dissipée par frottement [57].

Cette discontinuité permet d'estimer la durée de vie du revêtement. Ils effectuent un certain nombre d'essais sous sollicitations différentes. Ces essais leur permettent de mettre sur un même graphique les points de fonctionnement testés et de déterminer une frontière entre la zone où le revêtement est perforé et la zone où il ne l'est pas. Ce graphique rappelle les travaux de Wöhler pour la fatigue d'essieu de locomotives. Ainsi proposent-ils une approche de type Wöhler en mettant en regard l'énergie moyenne dissipée par frottement et le nombre de cycles pour atteindre le substrat (voir figure 1.18(b)). Contrairement à l'étude de Wöhler qui concerne la contrainte de traction, ici il s'agit de l'énergie dissipée par frottement. Cette approche est très pertinente pour étudier la vitalité d'un revêtement. Cependant, dans leur étude, il aurait été intéressant d'effectuer des essais donnant lieu à une durée de vie infinie du revêtement en référence aux phénomènes de fatigue à endurance illimitée.

### 1.4.3 Cadre théorique pour la modélisation numérique de l'usure

Nous notons deux types d'approche pour la modélisation numérique de l'usure. Une approche phénoménologique qui consiste à utiliser une formulation locale des lois empiriques développées dans un cadre expérimental. Une approche thermodynamique plus générale qui a pour but de traduire la dissipation par usure dans un cadre théorique structuré.

### ***Approche phénoménologique***

Les mesures expérimentales donnent lieu à une relation entre la quantité de matière enlevée de la surface de contact après usure et une variable dépendant du chargement appliqué tels que le paramètre d'Archard ou le travail des forces de frottement. De nombreux auteurs utilisent ces lois phénoménologiques dans leur formulation locale en considérant la profondeur usée en chaque point de la zone de contact [97, 62].

Pour le paramètre d'Archard, la formulation globale s'écrit en partant des paramètres locaux :

$$\int_{S_c} h(\underline{x}, t) dS = k \int_{S_c} \sigma_n(\underline{x}, t) s(\underline{x}, t) dS \quad (1.8)$$

en considérant que le coefficient d'usure  $k$  est indépendant de la formulation employée.

Par ailleurs, le comportement de l'interface est, selon cette approche, caractérisé par le coefficient de frottement qui est une moyenne du comportement sur la totalité de l'interface.

### ***Approche thermodynamique***

À partir des premier et second principes de la thermodynamique, une formulation des modes de dissipation de l'énergie introduite dans le système est déduite. Le principe d'irréversibilité de la transformation permet de tenir compte de phénomènes mécaniques aussi complexes que la fissuration ou l'usure. Le bilan énergétique du système étudié fait intervenir des potentiels de dissipation (fonctions convexes) pour chaque mode d'endommagement possible.

*Matériaux standards généralisés* Le cadre des matériaux standards généralisés [40] est un concept développé pour le comportement des matériaux sous dissipation plastique. Il est fondé sur une écriture des lois de comportement de systèmes dissipatifs pour des milieux continus hors d'équilibre à partir de la thermodynamique. En particulier, afin de décrire correctement le comportement, il est nécessaire de tenir compte de l'entropie du système et de sa vitesse d'évolution d'après le second principe de la thermodynamique. Selon ce dernier, la vitesse de production d'entropie est positive (comportement irréversible) ou nulle (comportement réversible).

D'après les premier et second principes de la thermodynamique, dans le cas quasi statique et en l'absence de rayonnement, l'inégalité de Clausius-Duhem s'écrit :

$$\underline{\underline{\sigma}} : \underline{\underline{\dot{\epsilon}}} - \rho(\dot{\Phi} + s\dot{T}) - \frac{1}{T} \underline{q} \cdot \underline{\nabla T} \geq 0 \quad (1.9)$$

où  $\underline{\underline{\dot{\epsilon}}}$  est le tenseur des taux de déformation,  $T$  est la température,  $\underline{q}$  est le flux de chaleur,  $\rho$  la masse volumique du matériau et  $\dot{\Phi}$  le taux d'énergie libre massique.

De cette relation, il est possible de définir la dissipation intrinsèque spécifique notée  $D$  associée aux deux premiers termes de (1.9). Si  $D$  est exprimé en fonction des dérivées particulières des variables d'état, la dissipation intrinsèque spécifique peut s'écrire sous la forme du produit des forces généralisées et des vitesses fonction des variables d'état du matériau :

$$D = \underline{A} \cdot \underline{a} \quad (1.10)$$

Une hypothèse de dissipativité normale est faite et permet de déduire l'existence d'un potentiel de dissipation noté  $\phi$  liant l'évolution des forces généralisées et des vitesses par la relation suivante :

$$\underline{a} = \frac{\partial \phi}{\partial \underline{A}} \quad (1.11)$$

Cette relation traduit le fait que  $\underline{a}$  est la pente d'un hyperplan d'appui de la fonction  $\phi$  au point  $\underline{A}$ .

*Matériaux à changement brutal de caractéristiques* Les formulations dont il est question ici se placent dans le cadre des matériaux standards pour lesquels un potentiel de dissipation peut être défini à partir de la thermodynamique. Une analyse thermodynamique de la dissipation est effectuée et une surface de discontinuité est introduite. Le principe de ces démarches est de considérer dans le matériau à chaque instant du chargement, une zone saine et une zone endommagée. La progression de la zone endommagée est définie de façon compatible avec la loi de comportement du matériau. Une interface entre la zone saine et la zone endommagée est définie par l'équation  $\gamma(\underline{x}, t)$  (en configuration eulérienne).

Stolz [101] a utilisé cette approche pour modéliser la propagation d'une fissure dans un matériau à comportement élasto-plastique. Pradeilles-Duval [85] a étendu la formulation proposée par Stolz au cas de deux matériaux dans une structure hétérogène. Dans ce cas, l'interface entre les deux matériaux est le lieu de discontinuités mécaniques.

La surface de discontinuité notée  $\Gamma$  (en configuration lagrangienne) évolue avec une vitesse normale  $\underline{v}_n$  positive. Les équations de compatibilité d'Hadamard  $H_\Gamma$  expriment le couplage entre les discontinuités des dérivées spatiales et temporelles pour une fonction continue  $f$  :

$$H_\Gamma(f) = \frac{\partial f}{\partial t} + \nabla f \frac{\partial f}{\partial t} = 0 \quad (1.12)$$

Elles sont utilisées ici pour décrire l'évolution des variables d'état du matériau et des quantités géométriques à l'interface entre les deux matériaux. En faisant un bilan énergétique et d'après les équations d'équilibre et les relations d'Hadamard, la dissipation totale donne lieu à des termes de volume associés aux deux matériaux et un terme de surface correspondant à la transformation de phase. La dissipation intrinsèque associée au terme de surface fait apparaître le produit de la force thermodynamique par la vitesse normale de propagation de l'interface. La force thermodynamique est associée à un taux de restitution d'énergie  $G$  qui s'écrit :

$$G = [\underline{\sigma} : \underline{\varepsilon}]_\Gamma - (\underline{n} \cdot \underline{\sigma} [\nabla \underline{u} \cdot \underline{n}]_\Gamma) \quad (1.13)$$

Cette équation décrit le travail des forces de frottement à l'interface et les crochets traduisent le saut des quantités mécaniques au passage de l'interface.

Un potentiel de dissipation convexe est défini sur le même principe que les critères énergétiques de Griffith en mécanique de la rupture. La propagation de l'interface se produit lorsque la vitesse normale est supérieure ou égale à une valeur à définir. Ainsi, une loi de normalité est définie :

$$\underline{v}_n = c(s) \frac{\partial g(G(s))}{\partial G} \quad (1.14)$$

Avec  $s$ , la coordonnée curviligne située sur l'interface,  $g$  la fonction seuil de propagation de l'interface et  $c(s)$  est un multiplicateur de Lagrange (équivalent au multiplicateur plastique).

À partir de ces relations, la stabilisation du système mécanique est étudiée en considérant l'évolution de la dérivée de l'énergie potentielle par rapport au temps.

L'ensemble des concepts définis précédemment ont aussi été appliqués à l'usure qui est une extension du cas traité par Pradeilles-Duval. Notons les travaux de Serre [95] qui a appliqué cette démarche à la modélisation de l'usure abrasive. Dragon-Louiset [30] a employé la même méthode pour modéliser le comportement d'un contact sous l'effet du troisième corps. Dans ce

cas, deux interfaces de discontinuités coexistent dans le contact. Plus récemment, Delattre [26] a développé une formulation analogue dans le cas de matériaux à comportement hyperélastique.

Des algorithmes utilisant ces formulations sont développés (interfaces actives, frontières mobiles). Nous les détaillerons plus loin. Cependant, l'inconvénient de ce type de formulation est la difficulté à l'implémenter dans un code éléments finis du fait de la discontinuité mécanique existant à l'interface et de laquelle découlent toutes les relations sur la dissipation.

## 1.5 Mécanique du contact numérique

Numériquement le contact conduit à une non-linéarité de comportement. Cette non linéarité est illustrée sur la figure 1.22. En effet, lors du contact entre deux solides, qu'ils soient déformables ou non déformables, ils doivent vérifier, à tout instant lors de la résolution, la condition de non interpénétration.

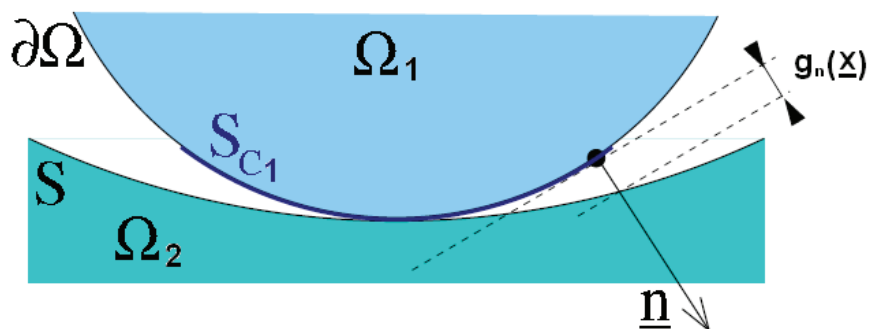
### 1.5.1 Conditions de contact

Afin d'éviter toute interpénétration des solides en contact, des conditions doivent être définies. Un autre aspect est lié au frottement qui induit des efforts tangentiels dès lors que les solides en contact ne sont pas dans l'hypothèse de frottement nul (un contact unilatéral fait apparaître en général des efforts tangentiels).

Dans un premier temps, nous définirons les conditions pour le contact unilatéral sans frottement qui est le cas le plus simple à traiter. Ensuite, nous présenterons les résultats pour le contact avec frottement.

#### *Contact unilatéral sans frottement*

Soit deux solides déformables  $\Omega_1$  et  $\Omega_2$  de surfaces de contact potentielles, respectivement  $S_{c1}$  et  $S_{c2}$  (figure 1.19).



**Figure 1.19.** Surface de contact potentielle et distance  $g_n(\underline{x})$  entre les deux solides aux points  $\underline{x}$  (d'après [13]).

Un contact unilatéral sans frottement est défini par les conditions suivantes sur les déplacements et les vecteurs contraintes [13] :

$$\begin{aligned}
\underline{\underline{\sigma}}(\underline{x}) \cdot \underline{n}(\underline{x}) - \underline{n}(\underline{x}) \cdot \underline{\underline{\sigma}}(\underline{x}) \cdot \underline{n}(\underline{x}) &= \underline{0} \\
\underline{n}(\underline{x}) \cdot \underline{\underline{\sigma}}(\underline{x}) \cdot \underline{n}(\underline{x}) &\leq 0 \\
\underline{u}(\underline{x}) \cdot \underline{n}(\underline{x}) - g_n(\underline{x}) &\leq 0 \\
(\underline{u}(\underline{x}) \cdot \underline{n}(\underline{x}) - g_n(\underline{x})) \cdot \underline{n}(\underline{x}) \cdot \underline{\underline{\sigma}}(\underline{x}) \cdot \underline{n}(\underline{x}) &= 0
\end{aligned} \tag{1.15}$$

où  $g_n$  est la distance entre le point  $\underline{x}$  sur la surface de référence et sa projection normale sur la surface antagoniste.  $\underline{\underline{\sigma}}$  est le tenseur des contraintes,  $\underline{n}$  la normale sortante à la surface de référence et  $\underline{u}$  le déplacement du point  $\underline{x}$ .

L'ensemble de ces conditions doit être vérifié pour tout point  $\underline{x}$  appartenant à la zone de contact  $S_{c1}$ .  $g_n(\underline{x})$  désigne la distance initiale entre le point de la surface  $S_{c1}$  et sa projection normale sur la surface  $S_{c2}$ . En général, lors des calculs, la surface de contact effective est un sous-ensemble de la surface de contact potentielle. Il est cependant important de bien estimer lors de la modélisation, la taille de la surface de contact potentielle.

Nous remarquons que la première condition définie par l'équation (1.15) traduit le fait que la composante tangentielle des efforts est nulle dans la zone de contact.

### Contact avec frottement

La modélisation du frottement est très utile en pratique. Elle permet de rendre compte d'un plus large éventail de problèmes de contact. Par exemple, les phénomènes d'adhérence ou de glissement sont modélisables en tenant compte du frottement à l'interface. Cependant, un modèle de contact avec frottement est plus compliqué à formuler puisqu'il fait intervenir une autre loi à seuil. En règle générale, la loi de frottement de Coulomb est employée mais d'autres modèles de frottement existent. Michalowski et al. ou Curnier [65, 22] ont proposé que le frottement intervienne au travers de lois associées ou non tout comme la plasticité dans le cas des matériaux à comportement élasto-plastique. Le traitement du frottement se fait alors comme en plasticité à l'aide des algorithmes tels que le retour radial [23]...

La fonction à seuil s'écrit de la manière suivante :

$$\phi = \|\underline{\underline{\tau}} \cdot \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n}\| + \nu \underline{n} \cdot \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n} \leq 0 \tag{1.16}$$

Le terme  $\|\underline{\underline{\tau}} \cdot \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n}\|$ , qui symbolise le cisaillement à l'interface dans la direction de glissement, peut être réécrit sous la forme :

$$\|\underline{\underline{\tau}} \cdot \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n}\| = \frac{(\underline{\underline{\tau}} \cdot \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n})^2}{\|\underline{\underline{\tau}} \cdot \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n}\|} = s \cdot \underline{\underline{\tau}} \cdot \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n} \tag{1.17}$$

et  $s = \pm 1$ .

Ainsi, le mouvement tangentiel est défini par le taux d'évolution  $\dot{g}_t$  :

$$\dot{g}_t = \dot{\eta} \frac{\partial \phi}{\partial \underline{\underline{\sigma}}_\tau} \tag{1.18}$$

avec  $\underline{\underline{\sigma}}_\tau = \underline{\underline{\tau}} \cdot \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n}$ .

Des lois de frottement plus élaborées peuvent être envisagées. Elles font en général intervenir l'équivalent d'un écrouissage et d'un adoucissement en plasticité [70, 41].

Ces méthodes sont utilisées dans les logiciels de simulation par éléments finis ou dans d'autres codes [3].

### 1.5.2 Recherche du contact

Dans un calcul mécanique avec solides en contact, un des aspects importants est la recherche de la zone de contact effective. Cette partie de la résolution est plus ou moins facilitée selon le problème étudié. En effet un problème dans lequel un solide peut être en contact avec lui-même est complexe à traiter. De la même manière, lorsque le nombre de corps susceptibles d'entrer en jeu est important, il est nécessaire d'identifier les corps effectivement en contact. En revanche, le cas le plus évident à exploiter qui n'est pas simple pour autant est celui de deux corps en contact potentiel. Afin d'avoir une bonne robustesse du calcul de la zone de contact ainsi que pour éviter de multiplier le nombre d'opérations, la recherche du contact s'effectue en deux étapes. Deux types d'algorithmes sont utilisés. Les algorithmes globaux sont utilisés pour détecter les zones de contact potentielles. Ils sont associés à une recherche spatiale de la zone de contact. Les algorithmes locaux interviennent ensuite afin de positionner de manière précise les surfaces entrant en contact [115].

#### *Algorithmes globaux*

La recherche spatiale du contact peut intervenir de deux façons différentes. Soit elle est effectuée à l'initiation de la résolution, soit elle est répétée à chaque incrément de la résolution. Ce point dépend de l'amplitude de déformation et de la cinématique des solides en contact. Si ces quantités sont faibles, la position des corps évoluera peu dans le temps et donc le calcul des zones de contact effectives se fait au début du calcul. À l'inverse lorsque des glissements importants et de grandes déformations apparaissent, l'hypothèse selon laquelle les solides en contact conservent la même topologie n'est plus valable et il faut recalculer les surfaces en contact à chaque pas.

Plusieurs types d'algorithmes sont employés dans la littérature afin d'effectuer la recherche spatiale. Tous fonctionnent à peu près sur le même modèle. Il s'agit d'un découpage de l'espace en plusieurs motifs géométriques simples (figure 1.20). Ensuite, la distance relative entre les motifs est calculée et permet de définir des zones de contact pour chacun des corps du problème [114, 82].

#### *Algorithmes locaux*

Une fois que l'estimation des zones potentielles de contact a été effectuée, la deuxième étape de la recherche du contact intervient. Elle consiste à réduire la zone potentielle de contact à une zone effective caractérisée par une face d'un élément et le noeud du corps antagoniste.

Le problème est ainsi représenté par une surface maître et une surface esclave. Plusieurs auteurs ont proposé des démarches. Par exemple, Benson et Hallquist [8] découpent la détection locale du contact en trois étapes (figure 1.21) :

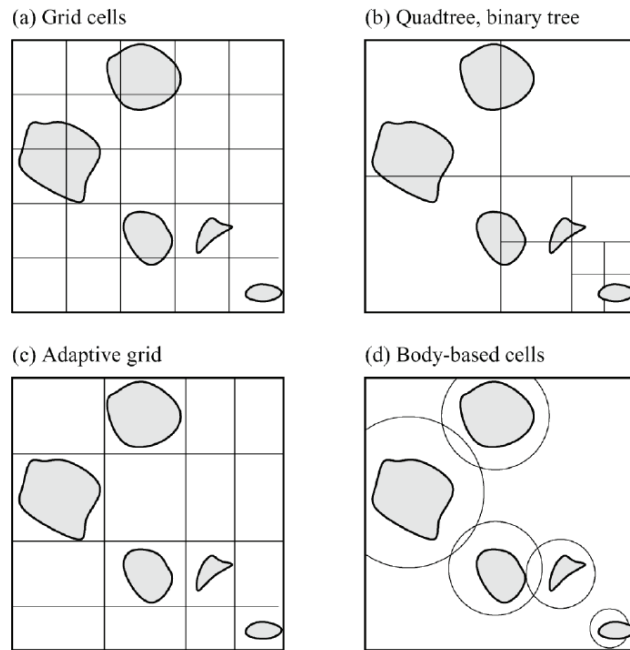
1 - Détermination du noeud maître le plus proche du noeud esclave considéré. Ceci est effectué en recherchant la distance minimale entre le noeud esclave et un noeud de la surface maître.

2 - Inventorier tous les éléments adjacents au noeud maître le plus proche du noeud esclave. Ensuite, il faut déterminer la face la plus proche du noeud esclave considéré par projection suivant la normale à la face.

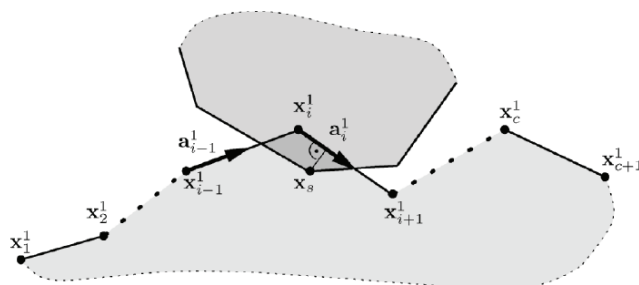
3 - Les coordonnées convectives sont calculées par projection du noeud esclave sur la surface maître.

Il est à noter que dans certains cas, la projection du noeud esclave sur la surface maître à l'étape 2 peut donner lieu à non unicité de la solution. En effet, dans certains cas, les distances





**Figure 1.20.** Méthodes de tri pour la recherche des zones de contact potentielles sur chacun des corps du problème (dans [115]).



**Figure 1.21.** Méthode de détection du contact pour le cas bidimensionnel (dans [115]).

entre le noeud esclave et ses projections sur deux faces différentes sont identiques. Plusieurs méthodes peuvent être employées pour contourner ce problème.

### 1.5.3 Calcul des variables du contact

Une fois la surface effective de contact établie, il est nécessaire de déduire les valeurs des variables mécaniques intervenant dans le calcul du contact. Pour cela, de nombreux travaux existent et ont donné lieu à trois types de méthode que nous allons détailler par la suite. Il s'agit de l'approche par pénalité [81, 115], de l'approche par multiplicateur de Lagrange [15, 115] et de celle du Lagrangien augmenté [50].

#### *Méthode de la pénalité*

Une fois la zone de contact établie, chaque point de la zone effective de contact est lié à une contrainte interfaciale particulière dont la valeur est calculée à l'aide d'une raideur de contact nommée communément pénalité et notée  $\epsilon_n$ . La relation dans le cas normal est donc la suivante :

$$\sigma_n = \epsilon_n \cdot g_n \quad (1.19)$$

avec  $\sigma_n = \underline{n} \cdot \underline{\sigma} \cdot \underline{n}$ .

Il est commode également de définir  $g_n = h - u$  (voir illustration 1.22(a)) avec  $u$  le déplacement normal.

En partant de la formule de l'énergie interne du problème mécanique et en faisant intervenir un terme complémentaire dans l'énergie potentielle associé à la pénalité, il est possible de calculer la relation existant entre le déplacement et le vecteur contrainte. Lorsqu'il y a contact, la dérivée de l'énergie interne par rapport au déplacement est nulle. De ce fait, il est possible de déterminer explicitement la relation entre les variables mécaniques du contact. Cette relation s'écrit :

$$\sigma_n = (mg - kh) \frac{\epsilon_n}{k + \epsilon_n} \quad (1.20)$$

où  $k$  est la raideur liée à l'énergie potentielle,  $h$  est la profondeur de pénétration totale,  $m$  la masse du corps et  $g$  la pesanteur. Nous remarquons que la relation donne des valeurs négatives pour la pression normale lorsque  $k$ ,  $h$  et  $\epsilon_n$  sont strictement positifs. Par ailleurs, nous avons dans le cas statique :  $\sigma_n = -kh$  lorsque  $\epsilon \rightarrow \infty$ . En pratique, il est difficile de faire converger un calcul dont la valeur de la pénalité tend vers l'infini. De ce fait, la valeur du champ de pression obtenue n'est qu'approchée avec cette méthode.

En général, les codes éléments finis du commerce font varier la valeur de la pénalité linéairement entre deux valeurs données aux noeuds correspondants.

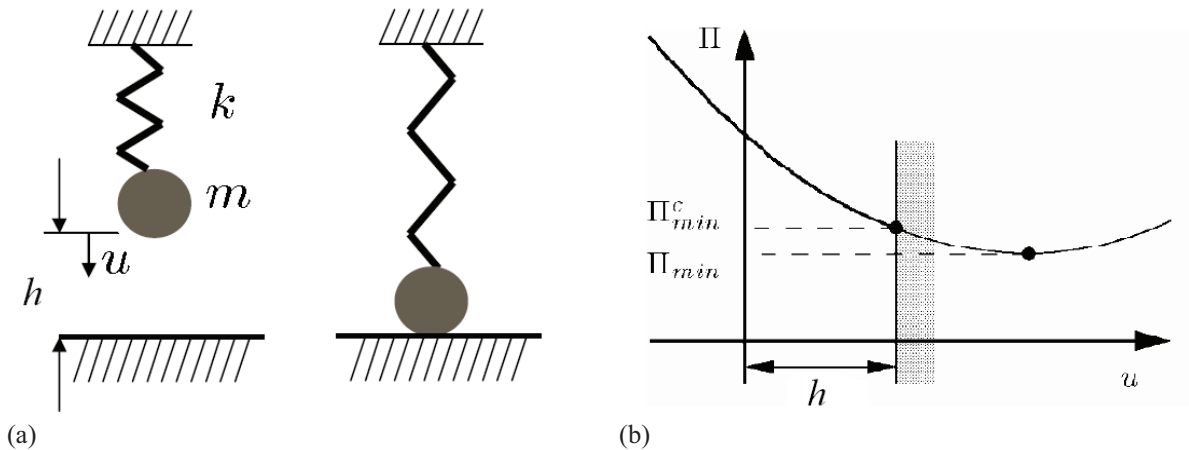
#### *Méthode par multiplicateur de Lagrange*

La méthode par multiplicateur de Lagrange se traduit par un problème d'optimisation sous contrainte (figure 1.22) dans lequel, un point selle (stationnaire) est obtenu lorsque la profondeur de pénétration  $h$  se place exactement sur la surface de contact.

L'énergie interne  $\Pi$  du problème mécanique dans un cas unidirectionnel s'écrit :

$$\Pi = \frac{1}{2}ku^2 - mgu - \lambda(h - u) \quad (1.21)$$

Le point selle est obtenu pour  $h = u$ . En dérivant l'énergie interne par rapport au déplacement, celle-ci s'annule lorsque  $h = u$  donc :



**Figure 1.22.** (a) Schéma du contact sphère sur plan en contact unilatéral. (b) Problème d'optimisation sous la contrainte d'existence du contact unilatéral.

$$\lambda = mg - kh \quad (1.22)$$

Le  $\lambda$  est ici l'équivalent de la pression normale en un point de la surface de contact. Dans le cas statique, la pression normale est exactement égale à  $\lambda = -kh$ .

Il est donc clair que comparativement à la méthode par pénalité, la méthode par multiplicateur de Lagrange a l'avantage de donner des valeurs de pression précises aux noeuds considérés. Cependant, comme toute méthode faisant intervenir des multiplicateurs de Lagrange, l'inconvénient est l'augmentation du nombre d'inconnues du problème donc l'augmentation du temps de calcul. De plus, l'augmentation du nombre d'inconnues introduit une difficulté dans la résolution du problème mécanique du fait de risques de mauvais conditionnement de la matrice de raideur. Ainsi, la méthode par multiplicateur de Lagrange peut donner lieu à des divergences du calcul de contact surtout dans les problèmes complexes.

Une autre méthode utilisant les avantages des deux méthodes mentionnées précédemment peut être utilisée. Il s'agit de la méthode du Lagrangien augmenté.

### *Méthode du Lagrangien augmenté*

Dans le cas du Lagrangien augmenté, l'énergie interne fait non seulement apparaître les multiplicateurs de Lagrange mais elle est également augmentée par le terme complémentaire d'énergie potentielle associée à la pénalité. Le point de départ est le suivant :

$$\Pi = \frac{1}{2}ku^2 - mgu - \lambda(h - u) - \frac{1}{2}\epsilon_n(h - u)^2 \quad (1.23)$$

Numériquement, des avantages de l'approche par pénalité sont tirés dans le conditionnement du problème à résoudre car la rigidité tangente du problème numérique n'est plus singulière comme c'était le cas avec les multiplicateurs de Lagrange. En outre, la valeur de pénalité à imposer pour obtenir une bonne précision sur les résultats est moins importante que dans l'approche par pénalité classique puisque ce sont les multiplicateurs de Lagrange qui permettent de calculer les variables du contact. Néanmoins, les inconnues supplémentaires liées aux multiplicateurs de Lagrange sont toujours présentes.

Cette méthode tient compte des avantages de la méthode par pénalité et de celle des multiplicateurs de Lagrange. Une difficulté demeure cependant, c'est la valeur de la pénalité à imposer

et à mettre à jour à chaque pas de calcul. En effet, une forte valeur de pénalité induira une mauvaise convergence voire une divergence des calculs par un mauvais conditionnement de la matrice des raideurs. À l'inverse, dans une démarche par Lagrangien augmenté, il est nécessaire de ne pas imposer dès le départ une forte valeur de pénalité. Il convient donc de trouver un juste équilibre entre calcul des variables du contact et convergence de la résolution. Il n'existe pas de méthode théorique permettant de déduire la valeur de pénalité à imposer et donc, il est difficile d'obtenir une résolution parfaite sur tous les points.

Nour-Omid et Wriggers [73] propose une limite supérieure pour la valeur de la pénalité qui dépend du nombre d'inconnues du problème, de la raideur des éléments du contact et de la précision de l'ordinateur. Plus le nombre d'inconnues est important, plus la pénalité peut être grande ce qui justifie le fait d'utiliser un maillage très raffiné pour avoir une bonne précision sur les résultats.

## 1.6 Simulation numérique de l'usure sur des contacts simples

La simulation numérique de l'usure doit nécessairement faire intervenir une évolution de la géométrie des corps en contact. L'évolution de la géométrie engendre un changement de l'état mécanique de la structure sous chargement. Ainsi une redistribution de la sollicitation appliquée apparaît et donne lieu à une évolution de la quantité usée en chaque point à chaque nouveau calcul mécanique sur la géométrie actuelle. Plusieurs méthodes sont employées pour simuler l'usure : des méthodes itératives, des méthodes directes et des méthodes que nous pouvons qualifier d'intermédiaires.

### 1.6.1 Méthodes itératives

Les premiers travaux concernant la simulation numérique de l'usure sur des contacts simples sont assez récents notamment du fait de l'apparition de calculateurs plus puissants et de l'implémentation dans les codes éléments finis d'algorithmes robustes pour traiter le contact. La littérature concerne aussi bien des contacts cylindre sur plan sous sollicitation de fretting [75, 62, 61] que des contacts plus classiques types pion-disque [97] mais aussi parfois plus exotiques [83] (calculs sur contacts cone sur tore par exemple).

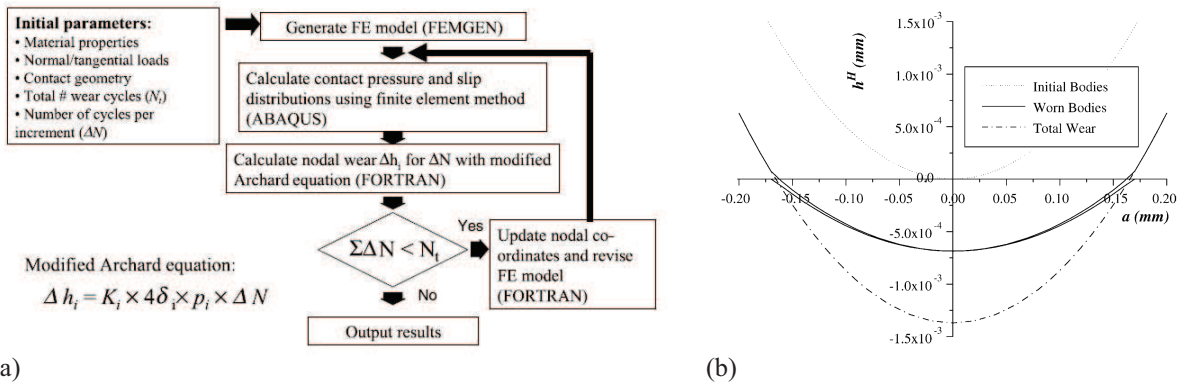
Par ailleurs, les auteurs utilisant cette méthode ne font pas l'hypothèse de normalité du potentiel de dissipation.

#### *Couplage entre usure et champs mécaniques*

Les méthodes itératives sont toutes basées sur les lois phénoménologiques. Le principe réside dans le calcul de la quantité usée localement à partir de la valeur des champs mécaniques à l'instant courant. Une quantité usée est ainsi calculée en tout point et l'interface de contact est déplacée en conséquence. Le nouvel état géométrique s'accompagne de nouveaux champs mécaniques locaux calculés puis la résolution boucle sur la quantité usée. Le schéma de principe de l'algorithme est présenté sur la figure 1.23(a)

Du fait de la redistribution des contraintes dans l'interface après changement de la géométrie, le facteur d'accélération de l'usure est très important. Sfantos et al. mettent en évidence la dérive de la géométrie finale de l'interface selon le facteur d'accélération de l'usure utilisé (figure 1.23(b)).

Le facteur d'accélération traduit le couplage qu'il existe entre l'usure et la mécanique. Plus

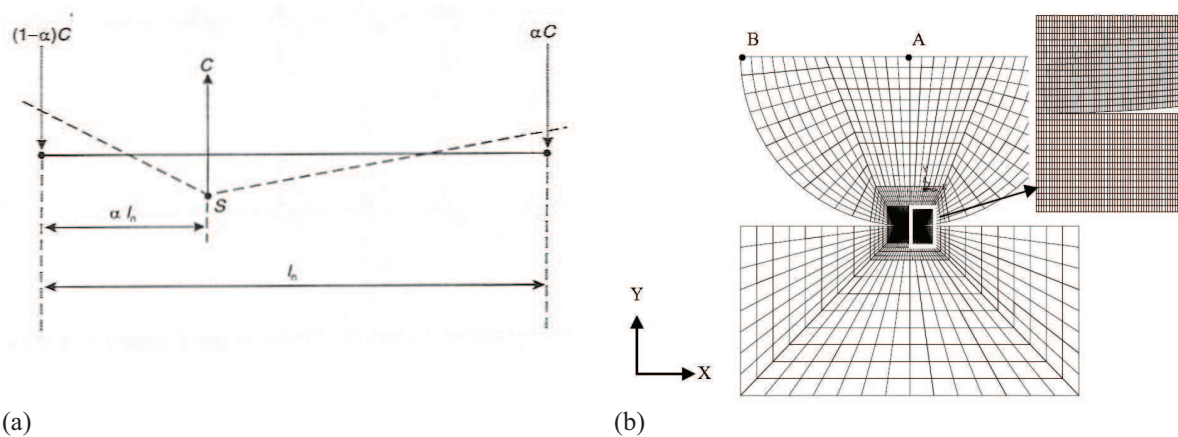


**Figure 1.23.** (a) Synopsis du principe de l’algorithme de remaillage dans la méthode incrémentale (d’après [62]). (b) Forme de la géométrie finale pour chacun des deux corps [97].

le facteur d’accélération est important, plus le couplage est faible. Les premières simulations de l’usure considèrent un couplage fort entre usure et mécanique [83]. Dans le cas de la simulation de l’usure douce sous sollicitations de fretting, Oqvist [75] propose une méthode à saut de cycles mécaniques caractérisée par un couplage faible entre la mécanique et l’usure qui accélère la résolution du problème simulé et n’altère pas les résultats.

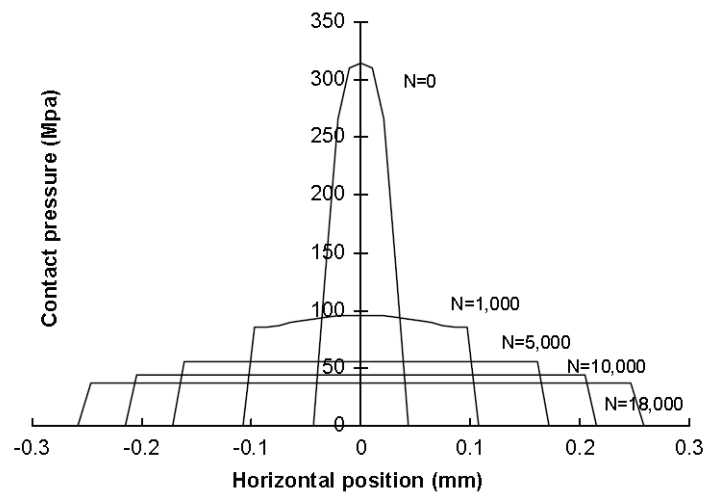
**Taille de maille**

La taille de maille est un paramètre important pour la simulation de l’usure. Comme nous l’avons vu dans le paragraphe 1.5.3, quel que soit le mode de résolution des équations de contact (multiplicateurs de Lagrange, ...) les champs mécaniques obtenus ne sont exacts qu’aux noeuds de l’interface et sont interpolés entre eux. De ce fait, un phénomène d’oscillation des champs mécaniques apparaît. Il est illustré sur la figure 1.24(a). Pour pallier l’amplitude de ce phénomène oscillatoire, la taille de maille dans la zone de contact est définie comme très faible (figure 1.24(b)). Une faible taille de maille implique un temps de calcul important ce qui est parfois réhhibitoire dans un contexte industriel.



**Figure 1.24.** (a) Interpénétration des mailles de deux corps en contact dans les zones situées entre les noeuds (dans [21]). (b) Taille de maille caractéristique utilisée dans la littérature pour simuler le contact [62].

## 1.6. Simulation numérique de l'usure sur des contacts simples



**Figure 1.25.** Prédiction d'évolution du champ de pression normale dans un contact cylindre sur plan après usure [62].

### *Résultats obtenus*

McColl et al. [62] présentent les résultats obtenus sur un contact cylindre sur plan sous sollicitations de fretting. Ils mettent en évidence une décroissance progressive du pic de pression situé au centre de l'aire de contact et une augmentation de l'aire de contact (figure 1.25). Nous remarquons que le champ de pression tend vers un état asymptotique tout comme l'aire de contact.

Des résultats semblables sont observés dans les autres travaux sur le sujet. De ce fait, des méthodes directes de résolution des problèmes d'usure ont vu le jour plus récemment.

### **1.6.2 Méthodes directes**

Les méthodes directes sont très intéressantes dans la simulation de comportements mécaniques cycliques car elles permettent de fournir une solution finale au problème mécanique étudié rapidement et de façon robuste. Bien qu'il n'existe pas de théorème de stabilisation du comportement sous usure, les phénomènes observés par des méthodes itératives laissent à penser qu'il existe effectivement une stabilisation sous certains types de sollicitation.

Principalement, trois auteurs traitent de méthodes directes pour la simulation de l'usure. Il s'agit des travaux de Peigney [80], de Goryacheva et al. [39] et de Sfantos et al. [96].

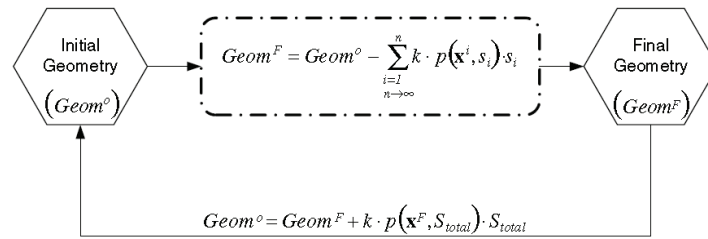
Dans tous les cas, il est question de calculer la géométrie finale en cherchant à optimiser le comportement mécanique du système d'intérêt. Enfin, les travaux se placent tous dans le cadre de matériaux élastiques linéaires.

### *Cas du contact pion-disque*

Sfantos et al. posent un problème inverse. Ils se placent dans l'espace des géométries finales admissibles. Dans cet espace, ils recherchent la géométrie qui, si une quantité d'usure lui est rajoutée en tout point du contact, donne la géométrie initiale exacte. La quantité d'usure est associée à la longueur glissée totale et au champ de pression final.

La solution est vérifiée à partir de l'équilibre du système mécanique. L'intégrale du champ de pression normale est conservée à tout instant et est égale à la force normale appliquée.

Le problème d'optimisation se pose de la manière suivante : minimiser la distance entre la géométrie finale et la géométrie initiale. La procédure d'optimisation est illustrée sur la figure



**Figure 1.26.** Procédure d'optimisation utilisée par Sfantos et al. pour déduire la géométrie finale à l'aide d'une méthode directe (d'après [96]).

1.26.

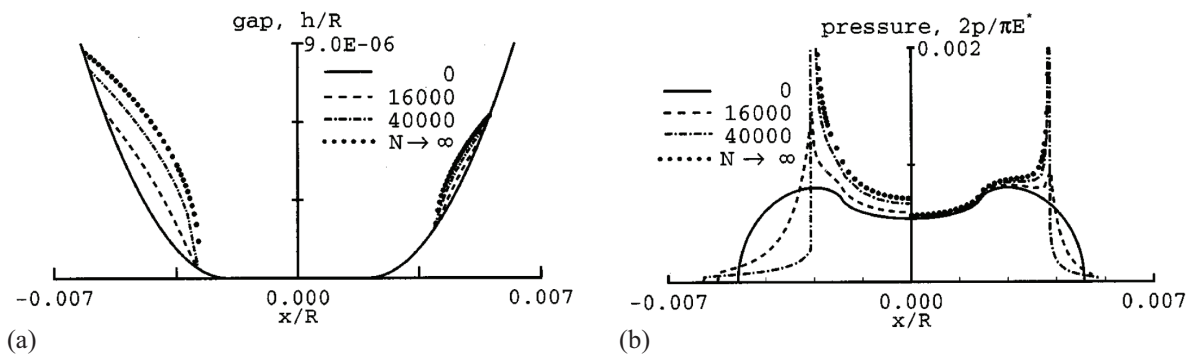
En utilisant cette méthode, ils obtiennent le même résultat que par la méthode incrémentale et ils diminuent le temps CPU de 1500 %

Pour résoudre ce problème, ils utilisent les éléments de frontière.

Néanmoins, la géométrie finale qu'ils obtiennent, bien que cohérente avec la géométrie obtenue par la méthode incrémentale, ne semble pas être la géométrie asymptotique.

### Cas du fretting

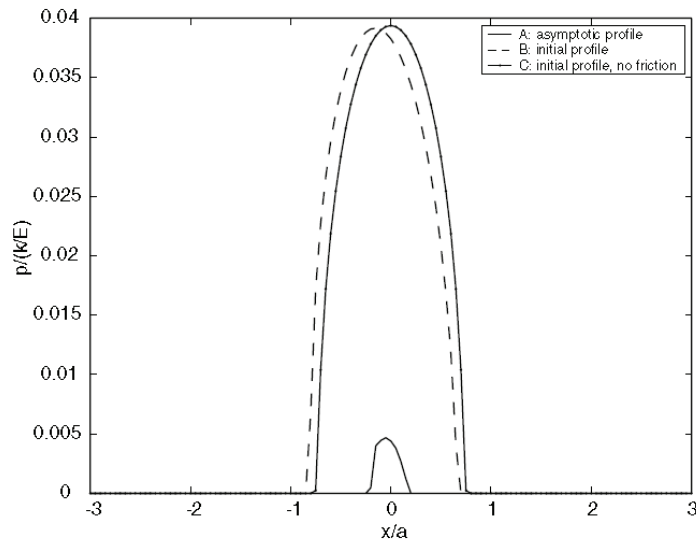
Goryacheva et al. modélisent l'usure dans le cas d'une sollicitation de fretting en glissement partiel pour un contact poinçon sur plan. Ils utilisent une méthode analytique à l'aide des lois de la mécanique du contact développées d'après les équations intégrales [68]. Ils postulent l'existence d'un champ de pression nul dans la zone glissée du contact lorsque le nombre de cycles tend vers l'infini. En effet, sous sollicitation en glissement partiel, une partie de la surface étant collée, il existe nécessairement une limite sur la profondeur de la zone usée au-delà de laquelle il n'y a plus contact. Après développements dans le cas de l'état asymptotique en usure et utilisation d'une méthode de discrétisation de la surface, ils définissent la distribution d'usure dans le contact et obtiennent les résultats sur le profil usé et le champ de pression normale illustrés sur la figure 1.27. À l'état asymptotique, une discontinuité apparaît sur le champ de pression entre la zone collée et la zone glissée.



**Figure 1.27.** (a) Succession des profils usés dans le cas du fretting en régime de glissement partiel (usure sur les bords du contact) [39]. (b) Évolution du champ de pression normale dans un contact en régime de glissement partiel [39].

Peigney utilise la méthode du contrôle optimal. Il cherche à minimiser la quantité usée dans le cas d'un contact pion sur plan sollicité en fretting, dans le domaine de glissement total. Le chargement normal appliqué est un déplacement donc, un état limite de la dissipation existe nécessairement.

## 1.6. Simulation numérique de l'usure sur des contacts simples



**Figure 1.28.** Évolution du champ de pression normale entre l'instant initial et l'instant final [80].

Il utilise la formulation de Pradeilles-Duval [86] pour le critère d'usure qui est mis sous la forme d'un potentiel de dissipation sous l'hypothèse de normalité. Pour associer les forces et les déplacements, les fonctions de Green sont employées.

Le problème de contrôle optimal introduit consiste à approcher le profil asymptotique par minimisation de l'énergie dissipée par usure sur toute la zone de contact entre l'instant initial et un temps infini. Pour cela, une fonction coût  $J$  est définie par l'équation suivante :

$$J(\gamma) = G_c \int_{-b}^b \underline{\gamma}(\underline{x}, t) dx \quad (1.24)$$

Avec  $G_c$ , le taux de restitution d'énergie critique, pour lequel, l'usure se propage,  $\underline{\gamma}(\underline{x}, t)$ , le profil d'usure au point  $\underline{x}$  à l'instant  $t$  et  $b$  la demi-largeur de la zone de contact.

Afin de résoudre le problème, le gradient de la fonctionnelle est calculé. Le gradient fait intervenir un incrément du profil usée. Peigney considère que la profondeur usée est faible par rapport à la taille des corps en contact et ainsi il effectue un développement des fonctions de Green au premier ordre en  $\gamma$ . Il peut ainsi faire apparaître explicitement l'incrément du profil d'usure dans le gradient de la fonctionnelle.

Le champ de pression normale à l'instant initial et à l'instant final est illustré sur la figure 1.28. Le champ de pression à l'état asymptotique est réduit en termes de maximum et de surface impactée. Le gain en temps de résolution est important.

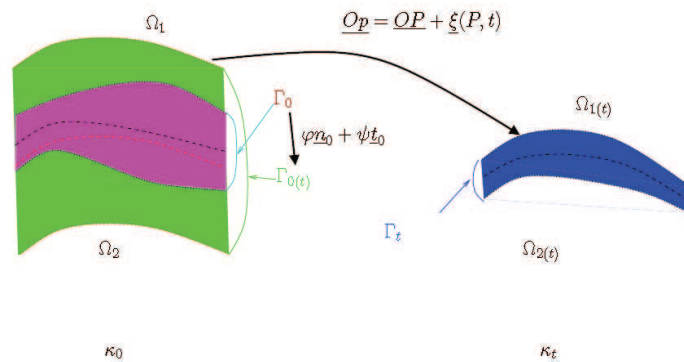
### 1.6.3 Méthodes intermédiaires

Nous allons détailler ici les méthodes développées par Stolz [102] et Pradeilles-Duval [84] nommées interfaces actives ou frontières mobiles et dont le cadre théorique est celui explicité au paragraphe 1.4.3.

Elles peuvent être envisagées comme plus rapides en résolution que les méthodes incrémentales, mais plus lentes que les méthodes directes.

Pour modéliser une interface active, Pradeilles-Duval définit une surface de contact moyenne entre les deux corps sur laquelle, tous les champs mécaniques sont calculés. À partir de ces





**Figure 1.29.** Transformation globale de la zone interfaciale entre la configuration initiale  $\kappa_0$  et la configuration actuelle  $\kappa_t$  [84].

champs mécaniques, l'interface est propagée d'après la loi d'évolution (figure 1.29). Ensuite, l'ensemble des champs mécaniques est projeté sur la géométrie courante.

À mesure que les frontières supérieure et inférieure (liées aux deux corps) avancent, la zone interfaciale présente une composition qui évolue et est constituée de particules des deux corps d'origine et d'un lubrifiant éventuel. L'ensemble est modélisé par homogénéisation du comportement.

À noter que ces méthodes nécessitent moins de calculs d'états mécaniques que les méthodes incrémentales puisque les champs mécaniques sont projetés sur la géométrie actuelle.

Les travaux ont été étendus au cas tridimensionnel par Delattre [26].

## 1.7 Simulation numérique de l'usure sur des structures tridimensionnelles

Peu de travaux ont pour objet de simuler l'usure sur des systèmes mécaniques tridimensionnel. Ceci est dû à la complexité des champs obtenus à l'interface, à la lourdeur des calculs ainsi qu'à la difficulté de définir la géométrie actuelle. Deux auteurs traitent de ce problème et seulement un est concerné par l'usure dans les liaisons cannelées.

### 1.7.1 Simulation de l'usure d'une prothèse de hanche

Sfantos et al. [98] proposent une méthode de simulation de l'usure en 3D en utilisant un modèle d'une prothèse de hanche maillé en éléments de frontière. Ils se placent dans le cadre de l'élasticité linéaire et considèrent un contact sans frottement. La méthode qu'ils utilisent pour simuler l'usure est incrémentale. Ils actualisent la géométrie par remaillage de la géométrie.

#### *Démarche de résolution*

Pour simuler l'usure, ils utilisent la loi d'Archard. Le calcul de l'usure se fait directement lors de la résolution du problème mécanique. Les équations intégrales définissant l'équilibre du problème mécanique sont modifiées pour faire intervenir un terme décrivant l'usure des corps. Les termes de forces sont substitués par des termes de profondeurs usées dans la zone de contact.

L'algorithme de simulation de l'usure est découpé en deux étapes. En effet, étant donné que l'usure est intégrée dans les équations d'équilibre, l'usure est recalculée à chaque incrément du calcul mécanique pour le modèle géométrique courant. À cette étape, aucune actualisation

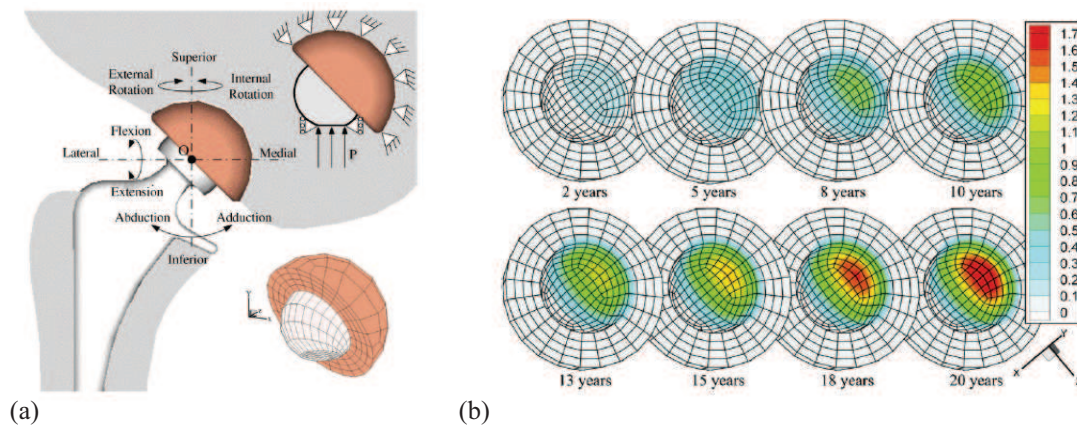
de la géométrie est effectuée. À la fin du calcul mécanique, l'usure totale est calculée et une actualisation de la géométrie est réalisée.

L'algorithme boucle jusqu'à avoir atteint un certain nombre de cycles de sollicitation.

Un des intérêts de l'algorithme est de résoudre une seule fois le problème d'usure par incrément mécanique en utilisant un glissement et un chargement unitaires. Ensuite, la résolution de l'incrément actuel se fait par multiplication des réactions par un chargement admissible.

### Résultats obtenus

Le schéma du système mécanique étudié ainsi que le modèle en éléments de frontière associé sont illustrés sur la figure 1.30(a). Les résultats associés en termes de cartographie de la profondeur usée sont présentés sur la figure 1.30(b). Les simulations sont effectuées jusqu'à un temps équivalent à 20 ans de fonctionnement. Ils constatent une augmentation progressive de la zone de contact ainsi qu'une augmentation de la profondeur usée dans la zone où elle s'est engagée initialement.



**Figure 1.30.** (a) Schéma et modèle en éléments de frontière du système mécanique étudié (une prothèse de hanche) [98]. (b) Cartographie de la profondeur usée dans la zone de contact en fonction de l'instant simulé [98].

Cependant, les résultats ne tiennent pas compte de la non-linéarité de comportement des matériaux en contact. De même, les effets thermiques ne sont pas pris en compte. Enfin, la loi d'usure considérée est phénoménologique et par ailleurs, l'hypothèse de dissipativité normale n'est pas considérée.

### 1.7.2 Simulation de l'usure sur une liaison cannelée

Ratsimba et al. [90] ont proposé de simuler l'usure sur une liaison cannelée de réacteur aéronautique. Le modèle est discrétisé en éléments finis. Ils appliquent les conditions de chargement du banc d'essai expérimental représentatif du système réel. Et ainsi, ils peuvent calculer l'usure sur la liaison cannelée en tout point et à chaque instant. Cependant, ils n'utilisent pas de méthode incrémentale pour modéliser l'évolution de la géométrie.

#### Hypothèses effectuées

Plusieurs hypothèses sont effectuées pour traiter le problème :

- La pression de contact ne dépend pas du nombre de cycles de fretting.
- La pression de contact est moyennée sur la hauteur de flanc bien que les quantités usées soient calculées en tout point.

- Le coefficient d'usure est indépendant du nombre de cycles, de la pression normale, de la longueur glissée au cycle  $N$  et de la géométrie du contact.

La première hypothèse reste une approximation dans la mesure où, avec l'évolution de la géométrie, les champs de pression doivent évoluer tout comme il est observé dans les contacts bidimensionnels.

La deuxième hypothèse permet de simplifier le calcul des profondeurs usées sur la hauteur du contact. Aucune simplification n'est faite sur les longueurs glissées. Cependant, Medina et al. [63] mettent en évidence que les boucles de glissement sont identiques sur la hauteur de flanc bien que les pressions normales soient variables.

La troisième hypothèse est valable. Ce type de résultats est observé sur les contacts simples. Nous pouvons imaginer qu'ils soient transposables au cas tridimensionnel.

Nous pouvons mentionner Barrot [6] qui a développé un modèle permettant de dimensionner les cannelures à la fatigue. Dans ses travaux, il propose une méthode de dimensionnement à l'usure simplifiée pour laquelle il fait l'hypothèse d'une usure à géométrie constante.

### ***Démarche adoptée***

Les chargements sont assez complexes. Ils sont composés de cycles mineurs (vol) et de cycles majeurs (décollage et atterrissage). À l'aide de calculs simples, des relations entre le coefficient de frottement et le nombre de cycles ainsi qu'entre le coefficient de frottement et la longueur glissée sont établies. D'après les résultats des calculs simples, ils montrent qu'en fonction de la valeur du coefficient de frottement, les longueurs glissées évoluent : plus le coefficient de frottement est fort, plus les longueurs glissées sont faibles jusqu'à tendre vers 0. Les essais expérimentaux sur contact cylindre / plan donnent l'évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles. De manière générale, le coefficient de frottement augmente à mesure que le nombre de cycles croît. De là, la longueur glissée est définie en fonction du nombre de cycles et permet de calculer l'usure par intégration sur un nombre de cycles donné (par exemple : nombre de cycles jusqu'à ce que la longueur glissée tendent vers 0). En d'autres termes, ils extrapolent numériquement l'usure à partir d'une géométrie à neuf. L'équation est définie ci-dessous :

$$h = \int_0^{N_f} \sigma_n \cdot \delta_0(N) dN \quad (1.25)$$

où  $N_f$  est le nombre de cycles total sur lequel se fait l'intégration et  $h$  est la profondeur usée. La profondeur usée est calculée à l'instant final  $t_f$  au point de coordonnées initiale  $\underline{x}_0$  pour une contrainte normale au même point à l'instant initial  $t_0$ .

### ***Résultats obtenus***

Ils obtiennent les résultats sur la hauteur de flanc présentés sur la figure 1.31. Ces résultats mettent en regard l'expérimentation et le calcul.

Les résultats sont relativement proches au centre de la hauteur mais l'usure réelle est plus faible sur les bords. Cette différence peut s'expliquer par le fait que le champ de pression est moyenné sur la hauteur et qu'il n'évolue pas avec la géométrie. Les bords semblent être associés à un champ de pression singulier (vue la forme de la géométrie usée réelle) et le fait de moyenner la pression normale numérique sur la hauteur crée un écart plus grand sur les bords après un certain nombre de cycles. De plus, l'évolution de la géométrie aurait tendance à lisser le champ de pression ce qui n'est pas pris en compte ici.

## 1.8. Simulation numérique du comportement des boîtes de vitesse

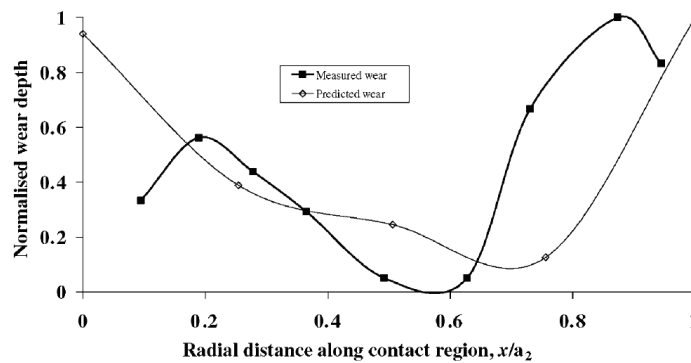


Figure 1.31. Comparatif entre la profondeur usée obtenue expérimentalement et celle simulée numériquement sur la hauteur de cannelure [90].

Aucun résultat n'est présenté sur la longueur de flanc.

## 1.8 Simulation numérique du comportement des boîtes de vitesse

La boîte de vitesse est un organe complexe car il est constitué de nombreuses pièces qui interagissent. Le comportement de la boîte de vitesse dépend de son environnement et du type de sollicitations qui y sont introduites. C'est essentiellement le conducteur qui les contrôlent. Chacun des éléments de la boîte de vitesse interviennent d'une certaine manière dans la transmission de puissance et leurs interfaces sont fortement sollicitées. Les sollicitations que les éléments subissent donnent lieu à des endommagements divers. Selon le régime de frottement et l'importance des contraintes intervenant dans l'interface de contact, les endommagements apparaissent soit par fatigue, soit par usure. Nous présentons succinctement la simulation numérique de l'usure dans les éléments de la boîte de vitesse autres que les liaisons cannelées (roulements, engrenages) puis nous nous focalisons sur les sollicitations dans la boîte de vitesse.

### 1.8.1 Les autres éléments de la boîte de vitesse

Les autres éléments de la boîte de vitesse sont les arbres, les engrenages, les crabots ainsi que les roulements. Parmi les travaux sur le sujet, de nombreux résultats concernent la forme des champs mécaniques transitant dans l'interface mais peu de travaux concernent la simulation numérique des endommagements sur ces pièces. Pour les endommagements par fatigue, les critères de fatigue communément employés sont appliqués aux cas des contacts sans glissement. Toutes les méthodes numériques développées pour le calcul des sollicitations de fatigue sont employées dans le cas des contacts. En particulier, les roulements sont très étudiés car ils sont soumis à de la fatigue dite de roulement qui conduit à de l'écaillage.

Les endommagements en usure apparaissent dans les contacts avec glissement. Toutes les pièces de la boîte de vitesse sont concernées. Des méthodes analytiques et numériques ont été développées. Ils s'inspirent beaucoup des méthodes que nous avons présenté dans le paragraphe sur les liaisons cannelées (voir section 1.6). En effet, du fait que l'usure fait intervenir une évolution de la géométrie des corps en contact, il faut modifier les structures en conséquence.

Notons par exemple les travaux de Brauer et al. [14] ou Dhanasekaran et al. [28] qui concernent les engrenages. Le principe est d'introduire un défaut de mésalignement entre les pignons

constituant l'engrènement. Ce défaut matérialise l'écart à l'engrènement et induit une évolution des champs mécaniques. Le mésalignement provoque un glissement à l'interface qui se traduit par un endommagement en usure. À mesure que l'usure progresse, la géométrie est modifiée. Il en résulte une évolution de la sollicitation à l'interface et une perte de rendement dans la transmission de puissance.

### 1.8.2 Simulation du comportement de la boîte de vitesse

Plusieurs travaux font référence à l'impact du comportement de la boîte de vitesse sur les différents éléments la constituant [104, 109, 117].

Les méthodes employées pour modéliser le comportement de la boîte de vitesse sont de deux types : méthode complètement numérique ou méthodes hybrides (mixte analytique-numérique).

Les méthodes complètement numériques sont très coûteuses en temps de calcul et du fait de leur complexité, font appel à des hypothèses restrictives. Elles demandent ainsi de nombreux points de validation avant d'être utilisables. Les méthodes hybrides sont plus rapides et permettent d'intégrer des méthodes analytiques dans certains cas où des méthodes par éléments finis classiques seraient moins robustes.

#### *Principe des méthodes hybrides*

Le principe des méthodes hybrides est de mailler uniquement les arbres en éléments finis. Des éléments de type poutre sont utilisés pour les arbres primaires et secondaires qui rentrent dans le cadre de la théorie des poutres. Le différentiel est lui maillé en éléments finis volumiques car dans son cas, l'hypothèse de poutre n'est pas valable. À certains noeuds des éléments de poutres, les forces et déplacements sont appliqués selon un sens particulier, lié aux engrènements.

Les autres éléments (carters, roulements et engrenages) sont modélisés à l'aide de matrices de rigidités  $6 \times 6$  correspondant aux 6 ddl de chacun des éléments. Le comportement de ces éléments est non linéaire. Leur impact sur la déformée de la boîte de vitesse est recalculé à chaque itération du problème mécanique à résoudre. Par ailleurs, pour les roulements et les engrenages, des méthodes analytiques sont développées pour le calcul des champs mécaniques locaux à l'interface de contact (bille / bague extérieure, dents des pignons, ...) et également pour la tenue à des endommagements de type fatigue. Ces calculs sont effectués sur la base du chargement extérieur appliqué, de la géométrie des pièces et de la déformée actuelle des éléments sur lesquels se positionnent les pièces.

#### *Résultats obtenus*

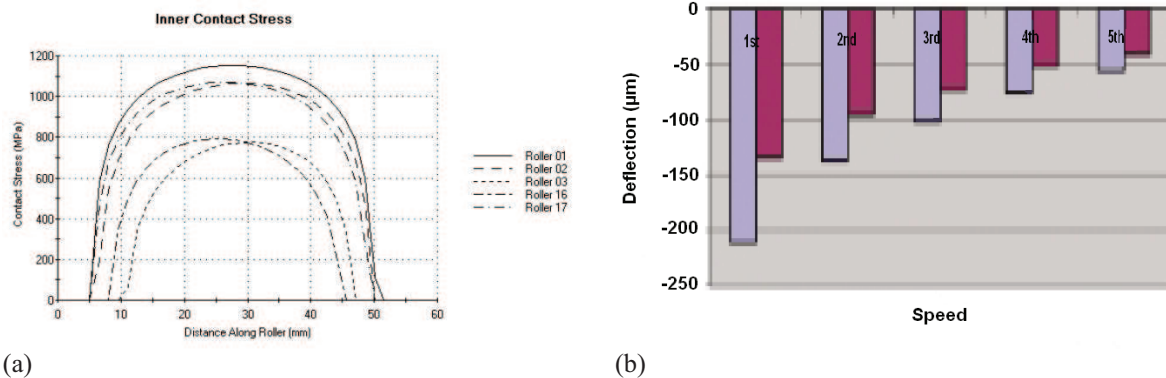
Tylee-Birdsall et al. [109] présentent l'impact de la déformée d'un arbre de boîte de vitesse sur le champ de pression à l'interface entre la bague intérieure et les rouleaux d'un roulement (cf. figure 1.32(a)). Pour chacun des rouleaux, l'état de contraintes est à peu près maximal au centre. Ce roulement subit un chargement presque purement radial (faible tilt<sup>1</sup> de l'arbre dans cette zone).

Takeuchi et al. [104] montrent l'influence de la prise en compte de la raideur des carters sur le tilt d'un pignon particulier (voir figure 1.32(b)). Ils remarquent que le tilt est plus important dans le cas où la raideur des carters est prise en compte (en bleu : raideur des carters prise en compte dans le calcul).

---

<sup>1</sup>Le tilt est l'écart angulaire d'une pièce rotative par rapport à son axe de rotation théorique.

## 1.9. Conclusion



**Figure 1.32.** (a) Répartition du champ de pression normale en fonction de la bille considérée pour une rotation de l'arbre [109]. (b) Influence de la raideur des carters sur les tilts d'engrenages. Les tilts sont induits par la flexion de l'arbre [104].

## 1.9 Conclusion

La boîte de vitesse est un organe complexe qui fait intervenir de nombreuses pièces. Toutes ces pièces de transmission sont soumises à des chargements qui engendrent l'apparition de phénomènes cinématiques non contrôlables.

Dans ce contexte, les liaisons cannelées subissent des sollicitations locales très dommageables pour leur tenue en fatigue et en usure. Leurs défauts de fabrication (planéité, écarts de division), la précision qu'elles doivent respecter lors de l'assemblage et les sollicitations auxquelles elles sont soumises en fonctionnement sont autant de points menant à des mouvements parasites. Ces mouvements parasites ne sont pas neutres pour les liaisons cannelées qui les subissent. Ils donnent lieu à des micro-débattements à l'interface de contact. Cela s'appelle une sollicitation de fretting.

Le fretting donne lieu à plusieurs endommagements : de la fissuration et de l'usure. Le fretting fatigue est intensivement étudié dans la littérature et les auteurs emploient les critères de fatigue en endurance illimitée, les lois de propagation, ... Le fretting usure est une sollicitation très endommageante car elle génère des prises de jeu dans les assemblages et d'autres phénomènes aussi catastrophiques. Des lois d'usure sont employées pour prédire la durée de vie des structures endommagées en usure (loi d'Archard, lois énergétiques). Certaines améliorations de ces lois permettent de rendre compte de phénomènes intervenant dans le contact. Toutefois, ces lois ont pour objectif de représenter des phénomènes globaux. Les lois énergétiques sont plus adaptées à une transposition locale.

Les méthodes numériques pour traiter le contact sont de plus en plus robustes et la plupart des logiciels de modélisation par éléments finis intègrent une méthode de calcul des conditions de contact et des champs mécaniques à l'interface.

Pour modéliser le comportement en usure numériquement, plusieurs approches existent. Des lois de comportement sont employées par une approche phénoménologique telle que celle utilisée dans une démarche expérimentale. Toutefois, ici les lois phénoménologiques sont transposées à l'échelle locale. D'autres travaux proposent une approche à l'aide des lois de la thermodynamique. Dans ce cas, des potentiels de dissipation sont développés et permettent de formuler des lois associatives.

Il existe trois sortes de méthodes permettant de simuler l'usure numériquement : les méthodes incrémentales, les méthodes directes et les méthodes que nous appelons intermédiaires. L'en-

semble des travaux sur la simulation numérique de l'usure sont confrontés à la difficulté de développer des algorithmes prenant en compte la géométrie évolutive du contact. La simulation de l'usure en deux dimensions est très exploitée dans la littérature. La résolution par des méthodes incrémentales est relativement récente (fin des années 1990). Depuis, des méthodes directes ont été proposées. Toutefois, dans ce cas, la question de la stabilisation des processus d'usure se pose et fait l'objet de nombreux travaux.

Malgré les résultats en usure bidimensionnelle, la simulation tridimensionnelle est très peu développée dans la littérature. Ceci s'explique par le fait qu'il est plus difficile de modifier numériquement la géométrie d'une structure volumique que celle d'une structure surfacique.

## **Chapitre 2**

### **Méthode de dimensionnement proposée**



## Sommaire

---

<b>2.1</b>	<b>Endommagements en usure : cas des liaisons cannelées</b>	<b>49</b>
2.1.1	Contact crabot / manchon	49
2.1.2	Bobine de boîte moyenne gamme	49
2.1.3	Motorisation hybride	50
2.1.4	Observations microscopiques	50
2.1.5	Conclusions sur les phénomènes d'usure	52
<b>2.2</b>	<b>État de l'art sur les méthodes de dimensionnement à l'usure</b>	<b>52</b>
<b>2.3</b>	<b>Point de vue adopté pour la démarche</b>	<b>54</b>
<b>2.4</b>	<b>Méthode dans le cas général</b>	<b>54</b>
2.4.1	Phase 1 : détermination de l'enveloppe globale de chargement	54
2.4.2	Phase 2 : transition d'échelle : global / local	54
2.4.3	Phase 3 : essais d'usure représentatifs sur le STS	55
2.4.4	Phase 4 : simulation numérique de l'usure sur le STS	55
2.4.5	Phase 5 : simulation numérique de l'usure sur le composant	55
2.4.6	Phase 6 : essais de validation	56
<b>2.5</b>	<b>Méthode dans les cycles industriels</b>	<b>56</b>
2.5.1	Cycle de développement d'un produit chez PSA	57
2.5.2	Intégration de la méthode dans le cycle en V	57
	Prise en compte de l'environnement	58
	Analyse fine du composant	58
	Essais de validation	58
	Situations à matériaux différents	58
2.5.3	Cohérence entre les étapes	59
<b>2.6</b>	<b>Articulation des cas industriels dans le cas général</b>	<b>59</b>

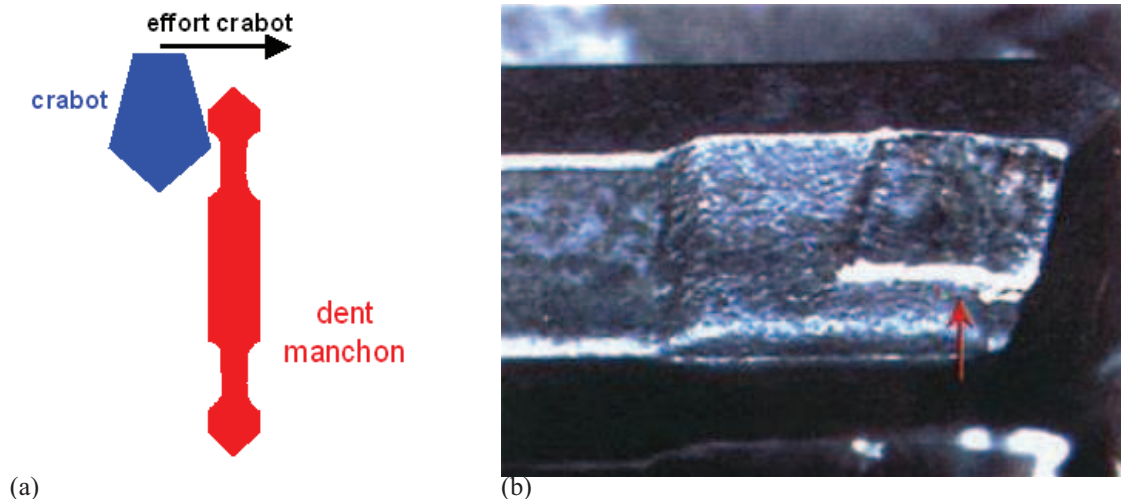
---

Dans ce chapitre, nous présentons la méthode de dimensionnement proposée pour traiter les problèmes d'endommagement en usure dans les systèmes de transmission soumis à des sollicitations de fretting. Dans un premier temps, la méthode de dimensionnement dans le cas général d'un problème nouveau sera exposée. Ensuite, le cycle de développement d'un produit chez PSA sera présenté. Enfin, une intégration de la méthode de dimensionnement, dans le processus de développement d'un produit chez PSA, sera envisagée. Nous discuterons des différents modes de réponse possibles selon la situation d'usure observée et la capitalisation de données expérimentales disponibles.

### 2.1 Endommagements en usure : cas des liaisons cannelées

#### 2.1.1 Contact crabot / manchon

Lors du développement d'une boîte de vitesse à six rapports, c'est tardivement lors des essais de validation que des phénomènes d'usure sont apparus sur le manchon d'appareillage du crabot de la 6<sup>e</sup> vitesse. En effet, dans la zone d'anti-lâcher, le contact devenait surfacique après usure alors qu'il était linéique à l'état neuf. La figure 2.1(a) illustre le contact initial. En phase appareillée, le crabot est plaqué contre la dent du manchon par un effort normal. La cinématique en fonctionnement consiste en un glissement de la dent du manchon contre le crabot. Au fur et à mesure, le glissement engendre une usure et un contact surfacique (figure 2.1(b)). L'usure provoque, après un certain temps, la perte non désirée de la fonction anti-lâcher puisque cette dernière assure la préservation de l'enclenchement de la vitesse.

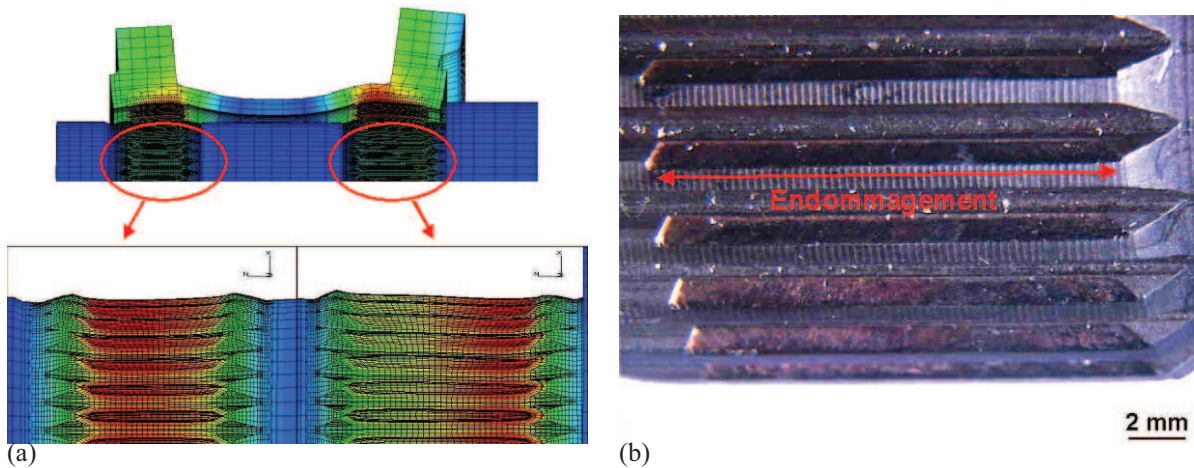


**Figure 2.1.** (a) Description schématique du contact entre le crabot et le manchon. (b) Observation à la loupe binoculaire de l'endommagement après essai.

#### 2.1.2 Bobine de boîte moyenne gamme

La bobine 3/4 de la boîte moyenne gamme est une pièce monobloc composée du pignon récepteur de 3<sup>e</sup> et de 4<sup>e</sup> vitesses. Elle est montée sur l'arbre par l'intermédiaire de deux liaisons cannelées serrées sur flanc. Lors des essais d'endurance des dentures et des roulements, du fretting usure a été observé sur les flancs des cannelures. Fonctionnellement, cette usure entraîne une prise de jeu entre l'arbre et les pignons et peut déboucher sur des "bruits de boîte". La tenue

mécanique des pièces est aussi en péril dès lors que l'épaisseur de la dent n'est plus suffisante pour supporter la charge.



**Figure 2.2.** (a) Calculs par éléments finis sur la bobine. Le pignon de 4<sup>e</sup> vitesse est centré sur la cannelure alors que celui de 3<sup>e</sup> est décentré. (b) Observation à la loupe binoculaire de l'endommagement sur la cannelure de 3<sup>e</sup> vitesse sous la bobine.

Les contraintes et déformations, obtenues par un calcul de contact par éléments finis (figure 2.2(a)), ont mises en évidence que la forme de la bobine a des conséquences directes sur les zones de localisation des chargements. Par ailleurs, les résultats montrent que la liaison cannelée la plus sensible aux endommagements en usure est celle située sous le pignon de 3<sup>e</sup> vitesse. La raison principale est le fait que le pignon récepteur n'est pas centré par rapport à la cannelure. Un point particulier ressort : le déplacement relatif le plus néfaste est celui qui intervient suivant la direction longitudinale des flancs. Le résultat en termes d'endommagement est présenté sur la figure 2.2(b). Une marche creusée dans les flancs côté tirage (flancs sur lesquels s'applique le couple) apparaît. Les dents sont toutes endommagées sur la photo et il semblerait de manière symétrique.

### 2.1.3 Motorisation hybride

Ce paragraphe donne lieu à la situation la plus critique. La motorisation hybride fait intervenir une machine électrique qui s'intercale entre les cinq vitesses de la boîte classique et l'embrayage. Cette machine électrique est reliée à l'arbre primaire par l'intermédiaire d'une liaison cannelée.

Lors des premières versions de la motorisation hybride, des phénomènes d'usure ont été observés durant les essais de validation. Les endommagements, sur les flancs de la liaison cannelée arbre primaire / machine électrique, apparaissent sous la forme de particules rougeâtres éjectées en grande quantité de la zone de contact (figure 2.3).

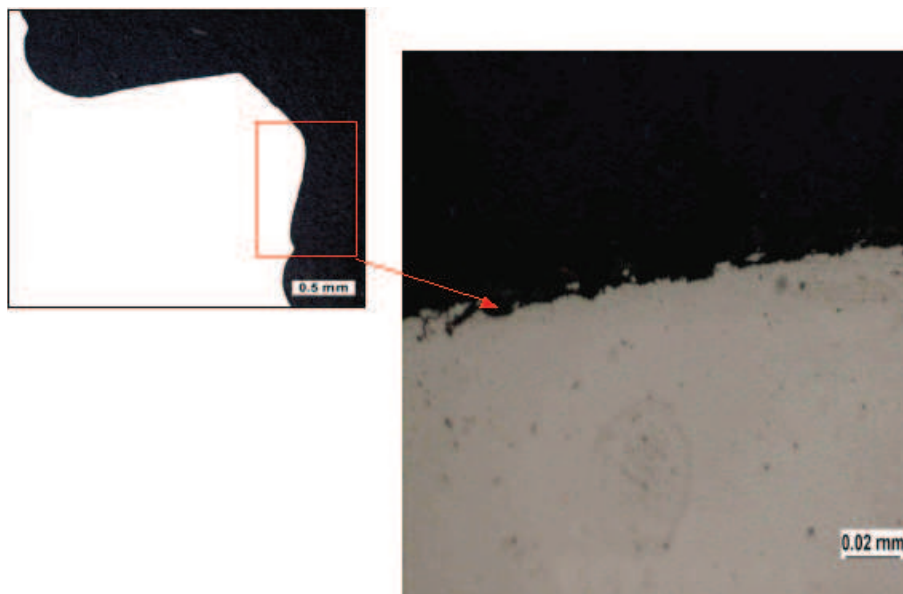
### 2.1.4 Observations microscopiques

La figure 2.4 présente les aspects microscopiques de cet endommagement. Cette photo est représentative des endommagements observés sur les cannelures après essais de validation et d'endurance. Le résultat est une marche creusée dans le flanc de cannelure qui ne laisse pas de doute sur les phénomènes rencontrés qui sont caractérisés par une usure abrasive.

## 2.1. Endommagements en usure : cas des liaisons cannelées



**Figure 2.3.** Aperçu des endommagements sur la liaison cannelée de la motorisation hybride.



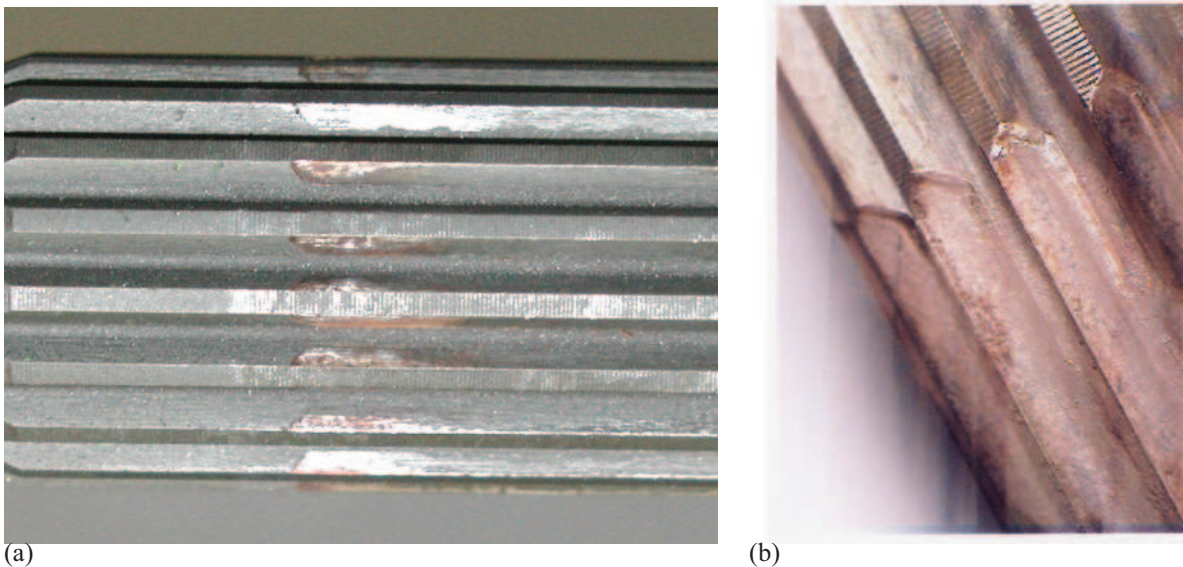
**Figure 2.4.** Observations microscopiques au niveau d'un flanc de cannelure en coupe.

### 2.1.5 Conclusions sur les phénomènes d'usure

Les phénomènes d'usure peuvent intervenir suite à plusieurs causes ayant attrait à la conception du système. Ces causes peuvent être regroupées sous deux catégories :

- les causes dynamiques qui sont associées à des caractéristiques variant dans le temps (efforts d'engrènement variant en valeur et en position, ...);
- les causes statiques qui sont associées à des caractéristiques figées dans le temps (positions des axes de rotation des deux pièces figées par les fixations, ...).

Nous rappelons les observations sur la liaison cannelée de la motorisation hybride. Des particules rougeâtres sont éjectées du contact et un endommagement important des flancs est observé (figure 2.5). Il semble que les processus d'endommagement soient très complexes. En effet, selon le temps d'essais ou de fonctionnement, les flancs sont soit creusés sur les bords du contact soit endommagés sur la longueur du flanc.



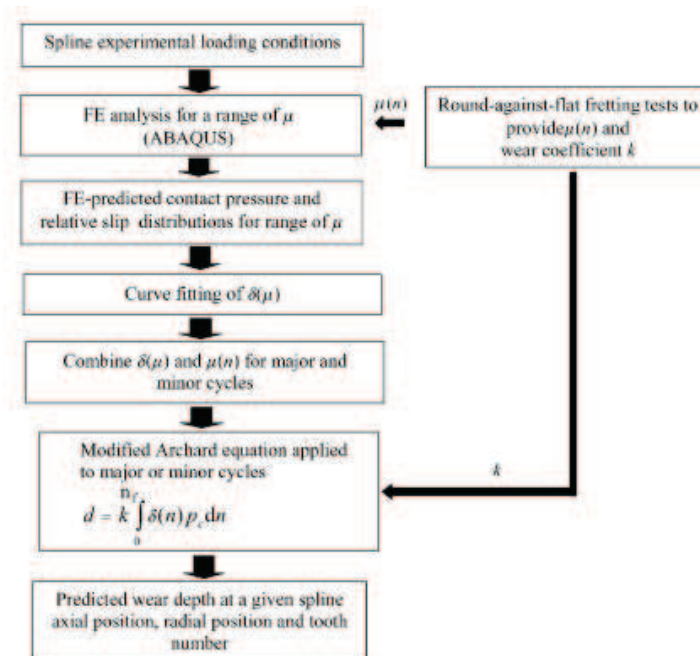
**Figure 2.5.** (a) Forme de l'endommagement sur les flancs de cannelure après un faible temps de fonctionnement (env. 110 h). (b) Forme de l'endommagement sur les flancs de cannelure après un délai de fonctionnement beaucoup plus long (env. 550 h).

La motorisation hybride est une voie importante de développement pour les futurs véhicules. Il est donc important de traiter les problèmes qui peuvent y apparaître. De plus, l'observation des endommagements sur les flancs du système cannelé laisse présager d'une variété de comportement. Ainsi, le développement de la méthode de dimensionnement à l'usure dans les systèmes de transmission se fonde sur cette application.

## 2.2 État de l'art sur les méthodes de dimensionnement à l'usure

Nous voulons développer une méthode de dimensionnement à l'usure dans les systèmes de transmission. Dans le chapitre 1 sur l'état de l'art, nous avons fait un inventaire exhaustif des travaux concernant l'usure. Parmi cet inventaire, nous avons mentionné les travaux de Ratsimba et al. [90] à deux reprises : dans la partie expérimentale et dans la partie numérique. L'ensemble de leurs travaux s'inscrit dans un contexte de prédiction de l'usure dans les liaisons cannelées.

La démarche de prédiction de l'usure qu'ils proposent est rappelée sur le synopsis de la figure 2.6.



**Figure 2.6.** Synopsis de la démarche de prédiction de la durée de vie d'une liaison cannelée en usure (d'après Ratsimba et al. [90])

La démarche est constituée de quatre étapes majeures dont une étape de validation. La première étape concerne les essais expérimentaux à partir desquels sont extraites les conditions de chargement pour la deuxième étape ainsi que les profils d'usure pour la validation finale. La deuxième étape est l'utilisation d'un modèle de la liaison cannelée maillé en éléments finis qui sert de base pour la prédiction de la durée de vie en usure. En parallèle de cette deuxième étape, une étape d'essais expérimentaux est réalisée. Celle-ci concerne un contact simple cylindre / plan qui permet d'extraire l'évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles et le coefficient d'usure de la loi d'Archard. Toutes ces étapes sont mises en commun pour effectuer une prédiction de la profondeur usée maximale pouvant apparaître sur la liaison cannelée et les résultats sont comparés aux profils usés expérimentaux.

Cette méthode est une première approche intéressante dans le dimensionnement à l'usure pour les systèmes de transmission. Un intérêt de leur approche est de ne pas simuler le processus d'usure sur la liaison cannelée et de prédire l'usure à partir de la géométrie initiale bien que cela reste une hypothèse. La démarche qu'ils proposent est fondée sur un cheminement expérimental puisqu'un certain nombre d'essais sont effectués au préalable des calculs numériques. Cependant, ils ne donnent pas d'indication sur l'origine des caractéristiques du contact simple et leur lien avec le système réel en termes de géométrie. Le chargement est lui corrélé au système réel. De même, ils ne mentionnent pas d'étude concernant l'impact de l'environnement sur les sollicitations subies par la liaison cannelée d'intérêt.

## 2.3 Point de vue adopté pour la démarche

L'usure est un endommagement provoqué par des variables locales. Ces sollicitations locales sont influencées par l'environnement agissant sur la forme des sollicitations et par la géométrie du système et les concentrations de contraintes qui en résultent. Pour le genre de pièces étudiées, deux possibilités de comportement existent : soit la pièce reste "saine" durant son utilisation, soit elle s'endommage. Dans le second cas, deux types de mécanismes sont à considérer : initiation puis propagation des phénomènes d'usure. Un critère d'endommagement adapté doit différencier ces mécanismes en fonction des applications visées. L'objectif de la démarche de dimensionnement est de considérer le système étudié dans son environnement pour en déduire les sollicitations locales responsables de l'endommagement en usure. Les sollicitations locales donnent lieu à une cinétique d'usure particulière. Une fois la cinétique locale déterminée, il est possible, en utilisant un critère adapté, de prédire la pérennité de la pièce durant toute la durée de vie du véhicule.

Nous remarquons dès lors que dans la méthode de dimensionnement, plusieurs étapes vont apparaître avec un degré de précision et de connaissance du processus croissant.

## 2.4 Méthode dans le cas général

Dans cette section est présentée la démarche complète de dimensionnement telle qu'elle apparaîtrait dans un cas totalement nouveau. Nous entendons par là, un cas dans lequel, seule l'architecture du système est connue ; les caractéristiques techniques des pièces sont laissées au libre choix du concepteur. Les deux points importants sont le développement d'outils permettant au concepteur d'accélérer le développement des pièces de transmissions et l'amélioration de la robustesse du développement en anticipant sur les points de défaillance.

### 2.4.1 Phase 1 : détermination de l'enveloppe globale de chargement

Cette phase sera développée dans le chapitre 3. Il s'agit d'estimer les sollicitations vues par le système réel étudié en considérant l'environnement dans lequel il évolue. Pour cela, nous utilisons un modèle de la boîte de vitesse (BV) complète, maillé en éléments finis de types poutre. Ce modèle sera exposé dans le chapitre 3. Les paramètres les plus influents sur le comportement du système étudié sont considérés. L'objectif est de déterminer l'enveloppe des sollicitations les plus pénalisantes à l'échelle globale (torseur statique et torseur cinématique) en tenant compte des valeurs de paramètres comprises dans l'espace des défauts admissibles (figure 2.7). Pour déterminer cette zone, nous nous appuyerons sur les plans des pièces constituant la boîte de vitesse ainsi que sur les normes définies par ailleurs.

### 2.4.2 Phase 2 : transition d'échelle : global / local

L'enveloppe des sollicitations globales subies par le système réel étant calculée, il paraît nécessaire de comprendre les mécanismes locaux conduisant à l'endommagement. De ce fait, une transition globale / locale est opérée. Cette opération est présentée en détail dans la section 4.5. Les sollicitations locales sont calculées en considérant un modèle du composant sensible maillé avec des éléments finis volumiques. De ce fait, la géométrie des pièces est bien représentée et le modèle fait entrer en jeu les surfaces de contact par lesquelles transitent le couple entre les deux parties. L'avantage de tenir compte des surfaces de contact physiques est la possibi-

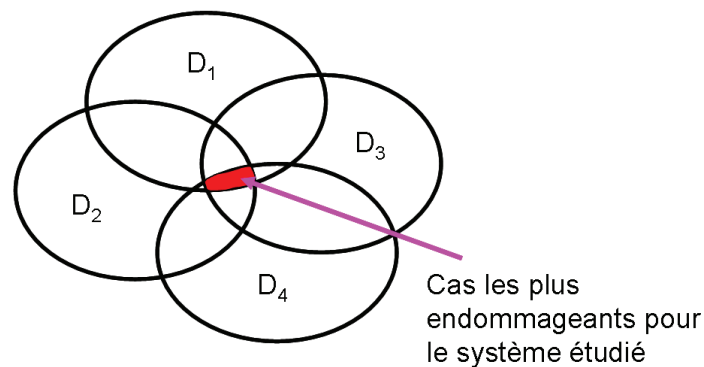


Figure 2.7. Espace des défauts admissibles dans la BV.

lité de remonter aux mécanismes provoquant l'usure. L'inconvénient majeur est l'augmentation drastique des temps de calcul par rapport à ceux de l'étape 1 (2.4.1).

### 2.4.3 Phase 3 : essais d'usure représentatifs sur le STS

Les calculs en éléments finis volumiques permettent de déterminer les variables locales contrôlant l'usure ainsi que leurs répartitions et leurs valeurs. À partir des résultats issus des cas les plus sollicitants et connaissant le comportement du composant endommagé, des essais expérimentaux sont définis sur des échantillons dont la forme et le matériau sont identiques à ceux du contact réel (voir le chapitre 5). Pour ces essais, nous sommes capable de piloter les variables locales responsables de l'endommagement. De là, il est donc possible d'analyser et de comprendre les mécanismes d'usure et de développer les lois d'usure propres au couple de matériaux en contact. Ainsi, la cinétique d'usure est mise en évidence. Elle traduit, à l'échelle des échantillons, la durée de vie en conditions réelles. Les échantillons seront rappelés par la dénomination : STS pour Système Tribologique Simple.

### 2.4.4 Phase 4 : simulation numérique de l'usure sur le STS

Les conditions aux limites, propriétés des matériaux et formes des échantillons sont représentatives du cas réel de l'étape 3 (2.4.3). Ces caractéristiques sont considérées pour la simulation numérique de l'usure sur le STS. Cette phase est explicitée dans le chapitre 6. La simulation a pour principal objectif de simplifier la résolution du problème d'endommagement sur le modèle du composant par la détermination des états caractéristiques sur le STS. Effectivement, c'est non seulement la connaissance de la durée de vie sur le STS mais aussi la détermination des états caractéristiques de la structure qui vont nous permettre de développer un critère global d'endommagement. Ce que nous mentionnons par états caractéristiques représente les états asymptotiques en termes de champs de contraintes et de profils géométriques usés obtenus sous des sollicitations typiques du système étudié.

### 2.4.5 Phase 5 : simulation numérique de l'usure sur le composant

La simulation de l'usure sur le composant se fonde sur les états caractéristiques de la structure déterminés dans l'étape 4 (2.4.4) et sur la cinétique d'usure déterminés sur le STS (étape 3 2.4.3). Ici, le principal objectif est de comprendre l'évolution de la structure réelle sous les effets d'endommagement en usure. Plusieurs possibilités peuvent être envisagées :

- la structure ne s'endommage pas ;



- la structure tend vers un état stationnaire en usure ;
- la structure tend vers un état d’usure catastrophique.

De cette compréhension, un critère global peut être proposé en tenant compte des états limites de structures soumises à ce type d’endommagement. La phase 5 est détaillée dans le chapitre 7.

#### 2.4.6 Phase 6 : essais de validation

Les essais de validation sont effectués sur un banc représentatif du composant réel (voir le chapitre 8). Ce banc d’essai fait intervenir les deux pièces constituant la transmission. Les modes de pilotage correspondent aux conditions aux limites des calculs effectués dans les étapes 2 et 5 (sections 2.4.2 et 2.4.5). Dans le cadre de la démarche de dimensionnement présentée ici, les essais de validation viennent confirmer que le composant se comporte comme prévu lors de la conception. En outre, dans le cadre de la thèse, nous utilisons les essais de validation pour vérifier que les tendances simulées – de la structure soumise à cet endommagement – sont cohérentes avec le comportement physique. De plus, ils permettent de valider le critère global d’endommagement proposé.

Sur la figure 2.8, nous présentons le schéma récapitulatif de la démarche de dimensionnement proposée dans un cas général d’une structure nouvelle à concevoir sans connaissances spécifiques préalables.

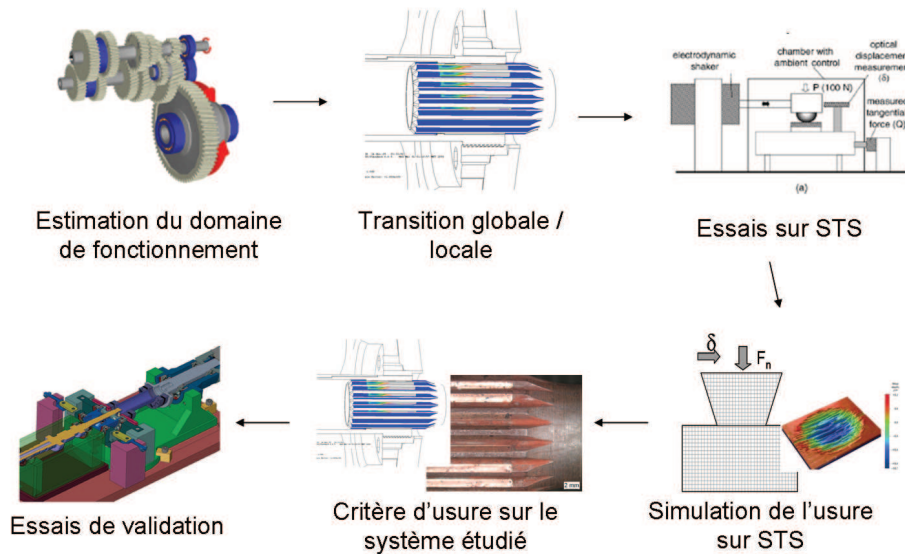


Figure 2.8. Schéma des étapes de la démarche de dimensionnement exposée dans la section 2.4.

## 2.5 Méthode dans les cycles industriels

Dans la partie précédente, nous nous sommes placés dans un cas général. Il représente la situation vierge, coïncidant avec le cadre de la thèse : aucune donnée n’est connue, seule la conception des pièces existe. Nous avons donc explicité toutes les étapes d’un processus de dimensionnement tel qu’il serait envisagé. Ici, il s’agit de proposer la méthode de dimensionnement dans un contexte industriel où certaines caractéristiques sont connues au préalable. La

démarche est donc simplifiée lorsqu'une reconduction partielle d'une étude antérieure est effectuée. Les outils développés dans le cas général sont en partie repris et réorganisés pour s'intégrer dans le cycle de développement d'un produit comme il est utilisé chez PSA.

### 2.5.1 Cycle de développement d'un produit chez PSA

Le développement d'un produit chez PSA suit la logique du cycle en V. Les différentes étapes du cycle sont rappelées sur le schéma de la figure 2.9. Le cycle de développement démarre par

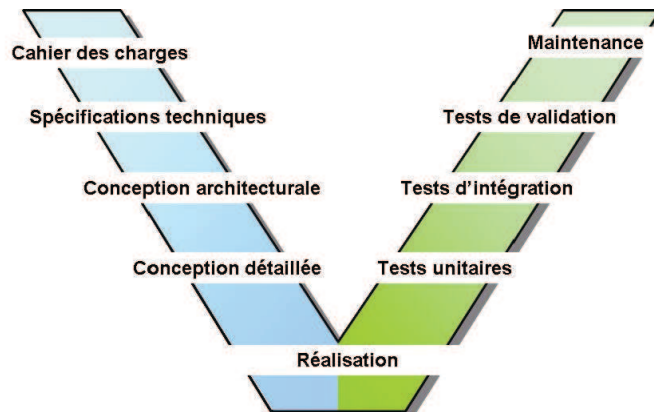


Figure 2.9. Différentes étapes du cycle de développement d'un produit chez PSA.

une étape de rédaction du cahier des charges. Puis viennent les étapes de conception du véhicule, des organes le constituant et des sous-systèmes constituant les organes. La conception du véhicule se fait de manière descendante et par ce processus, le développement d'un ensemble tient compte de l'environnement dans lequel il évolue. À la suite de la conception, viennent les étapes de validation des différentes parties constituant le véhicule séparément et assemblées. À l'inverse des étapes de conception, les étapes de validation se font de manière ascendante : elles commencent par la validation d'un système élémentaire pour remonter au véhicule complet. De cette façon, la mauvaise conception d'une pièce ou d'un organe est très vite identifiée. Le mauvais fonctionnement d'un système engendre sa reconception. Donc, plus la validation est à un stade avancé, plus l'impossibilité d'intégrer un organe dans son environnement sera coûteuse. En effet, cela nécessitera de revoir la conception de tout l'environnement de l'organe en question et plus ce dernier tiendra une place importante dans le véhicule, plus l'environnement sera large. De ce fait, l'une des principales limites de ce type de modèle de développement est la probabilité non négligeable de devoir reconcevoir l'intégralité du produit si des endommagements sont constatés et n'ont pas été anticipés.

Dans ce contexte, il est rédhibitoire de ne pas avoir de méthodes robustes aidant à la conception et permettant d'éviter ce genre de failles. Chez PSA, des filières de conception sont développées pour les endommagements en fatigue mais aucune démarche n'est disponible pour l'usure.

### 2.5.2 Intégration de la méthode dans le cycle en V

Le concepteur doit être en mesure de garantir la faisabilité et la validité du produit qu'il propose notamment lorsque celui-ci est soumis à des situations potentiellement endommageantes. Ainsi, aux différentes étapes du processus de dimensionnement, des aides à la décision doivent être fournies.

### ***Prise en compte de l'environnement***

En accord avec le cycle en V, la première étape du dimensionnement prend en compte l'environnement du système étudié. Il s'agit des calculs en éléments finis de type poutre regroupés dans la phase 1 (présentée dans la partie 2.4.1). A ce stade du dimensionnement, l'opérateur tient compte des cahiers des charges et des normes définissant l'environnement et la pièce étudiée. Il détermine l'enveloppe globale de chargement existant sur le système de transmission analysé. À la fin de cette étape, il est déjà possible de discriminer les cas rédhitoires, par exemple, les cas dans lesquels l'endommagement est inévitable. Dans ce cas, le concepteur a deux choix :

- le risque d'endommagement n'est pas jugé important et il poursuit l'analyse à une échelle plus fine,
- il reconsidère la conception en ayant au préalable identifié les pièces ou situations responsables en s'appuyant sur les leviers de conception principaux identifiés en phase 1 (2.4.1).

### ***Analyse fine du composant***

Si le concepteur opte pour le premier choix du paragraphe 2.5.2, alors il peut considérer l'enveloppe des sollicitations globales et intégrer les résultats à un modèle en éléments finis volumiques de la pièce étudiée (phase 2 présentée dans la partie 2.4.2). L'étude des sollicitations locales est effectuée sur ce modèle. Dans une situation à matériaux caractérisés (phase 3 et phase 4), le concepteur en déduit les valeurs des variables locales d'endommagement et peut estimer la viabilité du système soumis à l'usure à l'aide du critère d'endommagement développé dans la phase 5 (partie 2.4.5). Le concepteur peut ainsi vérifier si le composant s'use ou non. Dans le premier cas, il devra estimer si la proportion est inférieure ou supérieure aux spécifications.

### ***Essais de validation***

Si, d'après les critères, la structure s'use dans des proportions acceptables, les essais de validation viennent finaliser la démarche. Ils visent à vérifier que les prédictions numériques sont bien cohérentes avec la situation de vie du composant étudié. Les essais de validation ont été décrits succinctement dans la phase 6 (partie 2.4.6).

La figure 2.10 présente le cycle en V pour le dimensionnement à l'endommagement considéré dans le cas où les caractéristiques du contact sont déjà connues d'une autre étude.

### ***Situations à matériaux différents***

La méthode de dimensionnement dépend des caractéristiques du couple de matériaux en contact. Une étape supplémentaire qui ne fait pas partie intégrante de la démarche consiste à caractériser les matériaux en contact. La caractérisation utilise comme données d'entrée, les sollicitations locales déterminées en phase 2 (partie 2.4.2). Des essais sur STS sont effectués lors de la phase 3 (comme explicité dans la partie 2.4.3). Nous en déduisons les caractéristiques du couple en contact en termes de comportement au frottement et de cinétiques d'usure. Ensuite, la simulation de l'usure sur le STS permet de déterminer les états caractéristiques du contact. Une campagne d'essais sur tous les couples de matériaux, soumis à des sollicitations du même type, pourrait être envisagée comme c'est déjà le cas en fatigue, de manière à capitaliser les données matériaux.

## 2.6. Articulation des cas industriels dans le cas général

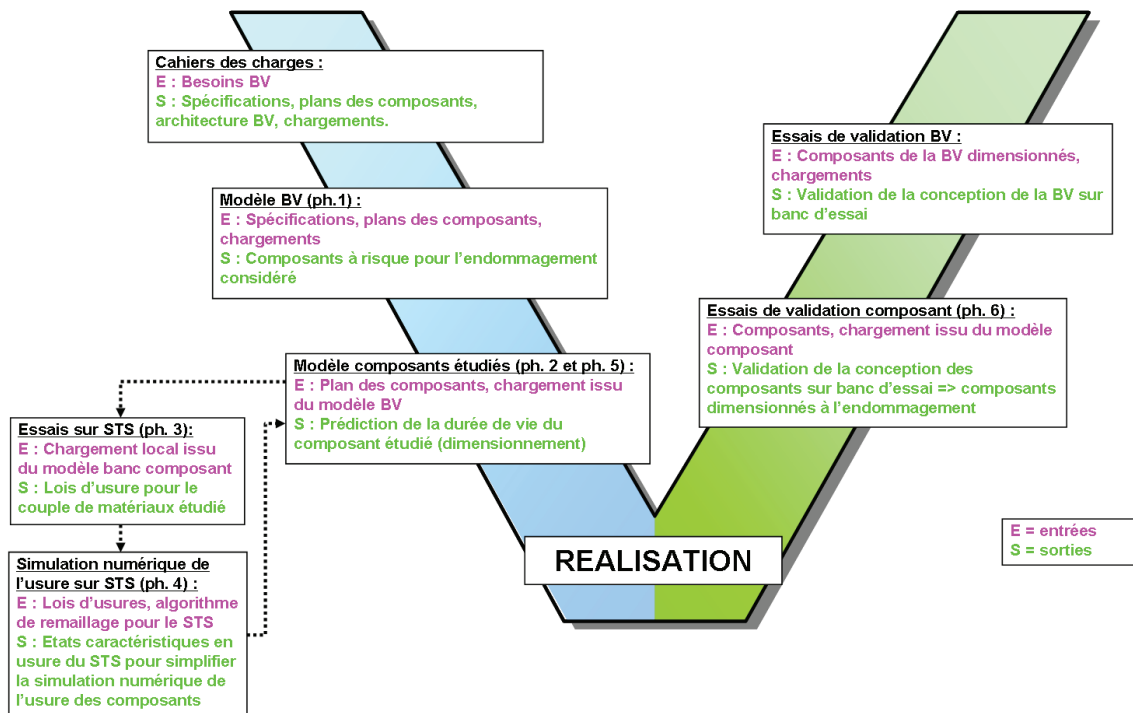


Figure 2.10. Cycle de dimensionnement à l'endommagement en usure, pour le cas établi.

### 2.5.3 Cohérence entre les étapes

Les outils (bancs d'essais, modèles numériques) permettant d'accomplir le cycle de dimensionnement sont indépendants. Ils ont un comportement qui leur est propre. Ainsi, les mesures effectuées pour l'étude des composants peuvent dépendre du comportement des outils. Il est donc essentiel d'assurer une interdépendance entre les étapes de la méthode de dimensionnement en s'affranchissant au mieux des effets liés aux éléments constitutifs du modèle numérique ou expérimental utilisé pour conserver uniquement les données liées aux composants.

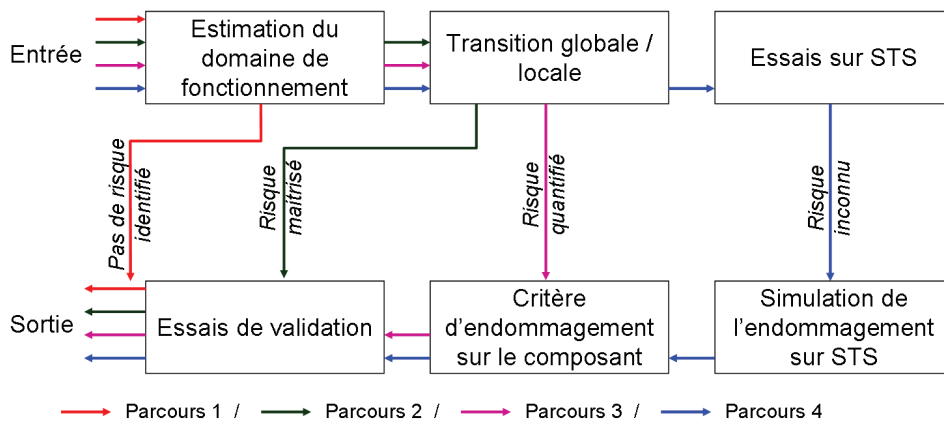
## 2.6 Articulation des cas industriels dans le cas général

Comme expliqué dans la section 2.5, le dimensionnement des composants à l'endommagement étudié peut être validé à divers instants du cycle de développement. La figure 2.11 présente les différents parcours de validation selon les besoins et les résultats obtenus aux étapes successives. Nous pourrions appeler cette figure le cycle "en Bet".

Nous remarquons que quatre parcours peuvent être envisagés en termes de nature de risque d'endommagement des composants à dimensionner.

Le parcours 1 représente le cas dans lequel, pour tous les composants, aucun risque n'est identifié. Le concepteur peut directement passer à l'étape de validation de la boîte de vitesse complète. Le parcours 2 traduit un cas de risque maîtrisé. Certains composants sont soumis à des sollicitations pouvant provoquer de l'usure. Le domaine des variables locales responsables de l'endommagement est identifié et la capitalisation des données nous permet d'anticiper sur le comportement réel.

Le parcours 3 considère un cas où le risque est quantifié. Comme dans le cas du parcours 2, une



**Figure 2.11.** Récapitulatif des différents modes de dimensionnement en fonction du cas d'étude.

analyse fine des composants sensibles est effectuée et en complément, le critère d'endommagement global permet de caractériser la durée de vie du système.

Le parcours 4 revient à effectuer la totalité du cycle "en Bet", ce qui correspond aux phases décrites dans la section 2.4. En effet, si aucune capitalisation n'existe, le dimensionnement doit suivre l'ensemble des phases. Le risque est ici inconnu.

## **Deuxième partie**

### **Développement de la méthode de dimensionnement dans le cas général**



## **Chapitre 3**

# **Détermination de l'enveloppe globale de chargement**



## Sommaire

---

<b>3.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>65</b>
<b>3.2</b>	<b>Modèle de la boîte de vitesse</b>	<b>66</b>
3.2.1	Présentation du logiciel Romax	66
3.2.2	Objectifs du modèle	66
3.2.3	Description du modèle	67
	Les composants modélisés	67
	Modélisation des carters et du stator	68
	Écarts de positionnement	69
3.2.4	Conditions aux limites	69
<b>3.3</b>	<b>Détermination des réponses admissibles</b>	<b>71</b>
3.3.1	Plans d'expériences	71
	Présentation de la démarche	71
3.3.2	Cas étudiés et plan de Taguchi	71
	Inventaire des paramètres étudiés	71
	Type de table et ordonnancement	72
	Valeurs des paramètres étudiés	72
3.3.3	Réponses étudiées	72
<b>3.4</b>	<b>Résultats et analyses</b>	<b>74</b>
3.4.1	Résultats obtenus d'après le plan d'expérience	74
	Influence des paramètres	74
	Réglages optimaux des paramètres	75
	Validation des résultats du plan d'expérience	76
3.4.2	Réponses en énergies	76
	Besoin d'une réponse en énergie	76
	Résultats sur les énergies globales	77
<b>3.5</b>	<b>Conclusion</b>	<b>78</b>

---

## 3.1 Introduction

Pour qu'une méthode de dimensionnement à l'usure soit appliquée, il est nécessaire d'apprécier la proportion d'usure pouvant potentiellement apparaître. La connaissance de la sensibilité de la pièce à l'usure passe par l'estimation du chargement effectivement subi. Pour cela, il est impératif de prendre en compte l'environnement de la pièce qui est le principal acteur de ce phénomène.

La prise en compte de l'environnement impose de connaître la définition des pièces de la boîte de vitesse et de considérer une liste couvrant l'ensemble des caractéristiques qui pourraient potentiellement intervenir dans les défaillances. Il s'agit de considérer un modèle numérique de la boîte de vitesse intégrant les éléments constitutifs d'intérêt.

À partir d'une liste exhaustive des caractéristiques du système complet et connaissant les domaines de fonctionnement de la boîte de vitesse, une enveloppe des sollicitations maximales admissibles par chaque liaison cannelée (à l'échelle globale) peut être proposée et ainsi, il est possible d'extraire les zones sensibles à l'endommagement en usure.

Le modèle de la boîte de vitesse se veut relativement complet dans la mesure où il doit être très proche du système réel en termes de comportement mécanique. Sa fidélité vis-à-vis du système réel induit d'apporter de nombreuses caractéristiques qui influenceront, toutes plus ou moins, la réponse mécanique des ensembles étudiés.

Ainsi, quantifier l'effet de chacune des caractéristiques impose un temps de calcul important qui peut être réduit en faisant les bonnes hypothèses, en ne retenant que les propriétés influentes à l'ordre un et en utilisant des méthodes de quantification simples et robustes.

La quantification passe par la mise en place d'une série de calculs balayant les domaines d'existence de chacune des variables intervenant dans le problème. Il est possible d'effectuer des tirages aléatoires (méthode de Monte Carlo [10]) ou de considérer uniquement les bornes des variables de conception (plans d'expériences plus conventionnels [18]).

Dans l'étude présentée dans ce chapitre, dans un premier temps nous détaillerons le modèle de la boîte de vitesse considéré. Dans un deuxième temps, nous expliciterons la démarche employée pour balayer l'essentiel des cas de sollicitations apparaissant sur la boîte de vitesse en un temps réduit. Enfin, nous nous consacrerons à la présentation des résultats et à une discussion sur leur pertinence.

## 3.2 Modèle de la boîte de vitesse

Nous utilisons un modèle de la boîte de vitesse (BV) maillé en éléments finis de poutre dans l'hypothèse de Bernouilli-Euler à l'aide du logiciel Romax.

### 3.2.1 Présentation du logiciel Romax

Romax est un logiciel d'aide à la conception des systèmes de transmission. Il peut être utilisé dans tous les domaines faisant intervenir des transmissions de puissance par l'intermédiaire de pignons ou de cannelures. En ce qui concerne l'étude, l'application visée est la boîte de vitesse pour la transmission hybride de première génération complètement modélisée. Comme nous l'avons vu dans la section 1.8.2, les outils pour la modélisation des boîtes de vitesse sont de deux sortes : outils numériques ou outils mixtes analytico-numériques. Romax fait partie de la deuxième catégorie.

Il permet de calculer le torseur des efforts et le distributeur des vitesses dans les éléments de la boîte de vitesse. Par là, la puissance est calculée. Ce logiciel s'appuie sur une description simplifiée des éléments en une dimension déformable. À partir des données géométriques et des matériaux, les raideurs et les moments d'inertie sont calculés. Les éléments normalisés de la boîte de vitesse ont chacun un modèle associé :

- les arbres sont des poutres déformables ;
- les roulements sont paramétrés par des raideurs particulières aux nœuds auxquels ils sont positionnés. Les roulements ont un comportement non linéaire en fonction du déplacement. Pour le contact bille / bague, un modèle analytique est utilisé ;
- les engrenages sont modélisés par un torseur d'efforts au nœud considéré. Le contact entre dents est défini de façon analytique ;
- les carters de la boîte de vitesse sont définis par condensation (voir la section 3.2.3).

Les arbres sont modélisés en éléments finis de poutre ce qui permet de calculer les sollicitations locales à partir du torseur d'efforts.

Les modèles analytiques ou semi-analytiques (contact de Hertz) sont utilisés pour caractériser le comportement du contact. Enfin, des modèles normalisés ont été introduits pour le calcul de la tenue des composants à la fatigue.

### 3.2.2 Objectifs du modèle

Le modèle de poutre de la boîte de vitesse simulée à l'aide du logiciel Romax, a pour principal objectif de fournir les bornes du domaine de sollicitations en termes de torseur des efforts et de distributeur des vitesses sur chacun des éléments constitutifs et en particulier sur les liaisons cannelées.

Pour estimer l'enveloppe des sollicitations, il faut :

- définir correctement les pièces du modèle à l'aide des plans de la boîte de vitesse étudiée ;
- ne considérer que les pièces ayant une influence notable sur le comportement mécanique de la liaison cannelée ;
- connaître les couples injectés en entrée de la boîte de vitesse ;
- lister de façon exhaustive les défauts et jeux de fonctionnement intervenant dans la boîte de vitesse ;

De plus, cette étude doit être compatible avec le contexte industriel. Ceci induit l'alliance entre un temps d'étude relativement faible et une précision suffisamment importante.

Les calculs avec le logiciel Romax nous fournissent les variables représentatives de la sol-

licitation intervenant au niveau de la liaison cannelée. En l'occurrence, il s'agit d'étudier en fonction des défauts et jeux intervenant dans la boîte de vitesse, les valeurs des torseurs statiques et cinématiques. Le point final est la connaissance du positionnement et des valeurs des défauts maximisant les quantités mécaniques (forces et déplacements). Il est intéressant aussi d'étudier l'effet des différents défauts et jeux sur les valeurs des torseurs et d'en extraire des leviers de conception.

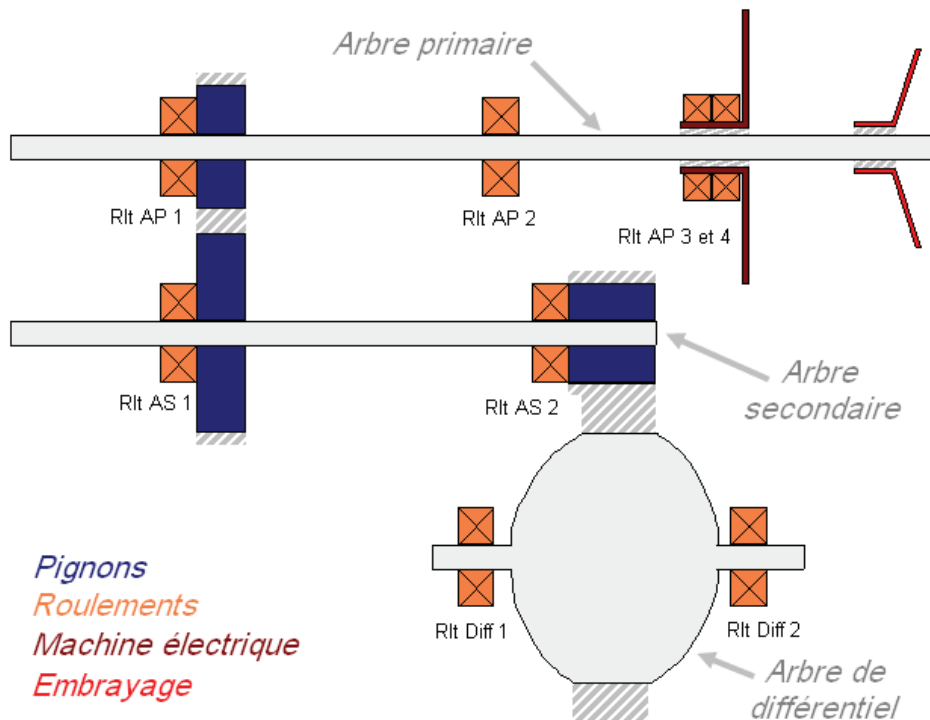
### 3.2.3 Description du modèle

#### *Les composants modélisés*

Le modèle de la boîte de vitesse est composé de trois parties principales :

- l'arbre primaire
- l'arbre secondaire
- le différentiel

La boîte de vitesse est représentée schématiquement sur la figure 3.1.



**Figure 3.1.** Schéma de principe de la boîte de vitesse, en prise sur le 4<sup>e</sup> rapport, modélisée avec le logiciel Romax.

Sur chaque arbre se trouvent deux paliers qui matérialisent la liaison entre les carters de la boîte de vitesse et la boîte de vitesse. Sur ces paliers sont fixés les roulements. Sur l'arbre primaire (AP) apparaissent deux autres paliers correspondant à la liaison entre l'arbre primaire et le vilebrequin d'une part et à la liaison entre l'arbre primaire et la machine électrique (MEL) d'autre part. L'arbre primaire présente un état hyperstatique d'ordre élevé car les degrés de liberté bloqués par les paliers sont au nombre de 20 sur les 24 disponibles. Les degrés de liberté ainsi bloqués ne sont pas associés à une rigidité infinie. Nous verrons comment introduire les raideurs les plus adaptées à ces composants dans la section suivante.

À ces trois parties s'ajoutent la modélisation des engrenages qui permet d'introduire les efforts d'engrènement à l'interface entre les différents arbres. La liaison entre les engrenages et les arbres est supposée parfaite, c'est-à-dire qu'aucun jeu de fonctionnement n'est introduit à l'interface.

Les roulements sont modélisés à l'aide des modèles semi-analytiques (Hertz) proposés par les fournisseurs de roulement. Des jeux de fonctionnement sont pris en compte en accord avec les spécifications de conception.

L'ensemble des caractéristiques des composants sont reprises à l'aide des plans et des normes définies par les fournisseurs de roulements entre autres.

### ***Modélisation des carters et du stator***

Pour que le modèle soit suffisamment précis, il nécessite la prise en compte de la raideur des carters de la boîte de vitesse ainsi que du stator et du carter de la machine électrique. La démarche la plus adaptée pour en tenir compte consiste à condenser les raideurs des carters et du stator dans un modèle numérique annexe.

*Principe de la condensation* Les roulements positionnés sur les différents arbres sont logés dans les carters de la boîte de vitesse et de la machine électrique. Il y a quatre carters liés entre eux par l'intermédiaire de vis de serrage. Le stator est collé au carter de la machine électrique. Le carter d'embrayage est pour sa part lié au moteur.

L'objectif est ici de condenser la raideur des carters aux roulements afin de tenir compte de ces pièces sans avoir à calculer leur déformation. L'idée générale de la condensation de la matrice des raideurs est de réduire le nombre de degrés de liberté du problème traité et de ne considérer uniquement que les interfaces avec le système d'intérêt.

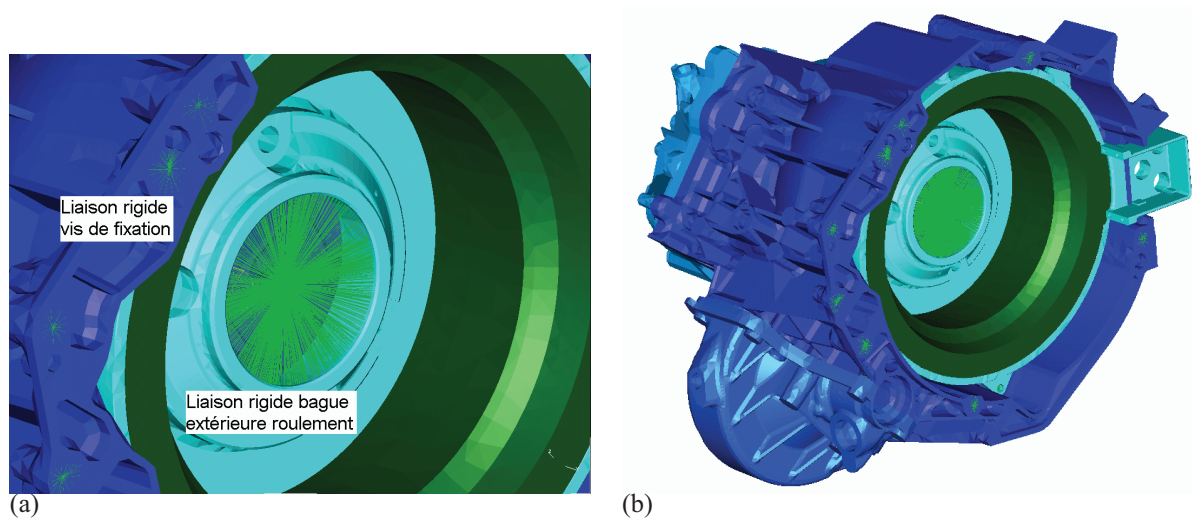
*Modèle proposé, conditions aux limites et matériaux* Un modèle tridimensionnel des carters et du stator, maillé en tétraèdres et pavés linéaires, est effectué. Les liaisons entre les différents carters sont décrites à l'aide d'éléments de poutre infiniment rigides positionnés aux points de serrage (voir figure 3.2(a)). Le carter d'embrayage est lié au moteur à l'aide de vis de fixation et, dans le modèle, nous considérons que le moteur est fixe et nous négligeons les effets d'inertie. Ainsi, les conditions aux limites au niveau des vis de fixation avec le moteur sont du type encastrement (voir figure 3.2(a)). Le stator est lié rigidement à son carter en certaines zones de son périmètre pour décrire le collage entre les deux pièces.

Par ailleurs, chaque logement de bague extérieure, sur les carters, est lié rigidement au point central du roulement auquel il est associé. Donc la raideur des carters est directement condensée au centre des roulements et projetée sur les bagues extérieures. Cette liaison rigide est illustrée sur la figure 3.2(a).

Les matériaux ont un comportement élastique linéaire. Pour les carters, le matériau est un aluminium de module de Young 70 GPa et de coefficient de Poisson 0,3. Le stator est en acier de module de Young 210 GPa et de coefficient de Poisson 0,29.

Nous pouvons voir sur la figure 3.2(b), le modèle complet des carters et du stator.

*Résultats de la condensation* La condensation s'effectue numériquement et donne naissance à une nouvelle matrice de raideur. Cette dernière est pleine et symétrique et contient 36 valeurs par roulement. La condensation crée en chaque point de condensation (centre des roulements), une matrice symétrique de raideur 6\*6 liant les 6 ddl de ces nœuds (3 translations et 3 rotations) aux efforts induits par les carters.



**Figure 3.2.** (a) Liaison rigide au niveau des vis de fixation et du logement de la bague extérieure d'un roulement.  
(b) Modèle de CAO des carters et du stator de la boîte de vitesse étudiée.

### *Écarts de positionnement*

*Définition* Les écarts de positionnement sont des défauts angulaire ou de coaxialité qui interviennent au niveau des deux liaisons entre la boîte de vitesse et les éléments extérieurs :

- la liaison arbre primaire / machine électrique ;
- la liaison arbre primaire / vilebrequin.

Les écarts de positionnement pouvant intervenir sont provoqués par le désaxage qui résulte de la liaison de chacune des pièces incriminées à des organes différents (boîte de vitesse, machine électrique et moteur). Des défauts de fixation provoquent un mauvais parallélisme des pièces. Les effets dynamiques comme le balourd de la machine électrique ont aussi une incidence sur la dégradation du fonctionnement.

Sur la liaison arbre primaire / vilebrequin, les écarts de positionnement ne sont actifs qu'en position embrayée.

*Modélisation* Les défauts apparaissent par un écart au positionnement nominal des pièces les unes par rapport aux autres.

L'écart angulaire et les écarts à la coaxialité sont modélisés par des roulements infiniment rigides. Nous introduisons des jeux entre la bague intérieure et la bague extérieure de sorte que l'arbre primaire soit déplacé d'une quantité correspondant à l'écart modélisé.

#### **3.2.4 Conditions aux limites**

Dans le tableau 3.1, nous faisons l'inventaire des conditions aux limites intervenant pour chaque arbre.

L'axe de rotation de la boîte de vitesse est l'axe  $z$ . Trois couples, appliqués autour de cet axe, apparaissent dans le tableau. Il s'agit des deux couples moteurs qui peuvent être appliqués en entrée, soit par l'embrayage soit par la machine électrique. Le couple inertiel associé à la couronne de différentiel (roue) est le couple obtenu en sortie de la boîte de vitesse.

Tableau 3.1. Conditions aux limites du modèle de la boîte de vitesse.

Arbre primaire		Arbre secondaire			Différentiel			
Composant	Cinématique	Effort	Composant	Cinématique	Effort	Composant	Cinématique	Effort
Roulement 1	$T_x, T_y, T_z,$ $R_x, R_y$		Roulement 1	$T_x, T_y, T_z,$ $R_x, R_y$		Roulement 1	$T_x, T_y, T_z,$ $R_x, R_y$	
Roulement 2	$T_x, T_y, T_z,$ $R_x, R_y$		Roulement 2	$T_x, T_y, T_z,$ $R_x, R_y$		Roulement 2	$T_x, T_y, T_z,$ $R_x, R_y$	
Roulement 3	$T_x, T_y, T_z,$ $R_x, R_y$		Pignon récepteur		$F_x, F_y, F_z$	Couronne de pont		$F_x, F_y, F_z,$ $C_z$
Machine électrique	$T_x, T_y, T_z,$ $R_x, R_y$	$C_z$	Couronne de pont		$F_x, F_y,$ $F_z$			
Embrayage	$T_x, T_y, T_z,$ $R_x, R_y$	$C_z$						
Pignon moteur		$F_x, F_y,$ $F_z$						

### 3.3 Détermination des réponses admissibles

Comme nous l'avons constaté dans la section 3.2.4, de nombreux défauts existent dans la BV. Afin de les prendre en compte pour déduire l'enveloppe globale de chargement sans pour autant accroître le nombre de calculs, nous utilisons une démarche simplificatrice.

#### 3.3.1 Plans d'expériences

##### *Présentation de la démarche*

Un plan d'expérience complet induit d'effectuer  $2^n$  essais avec  $n$  le nombre de paramètres, à deux valeurs d'intérêt chacun. Dans ce cas, toutes les interactions entre les paramètres sont étudiées. Ce nombre d'essais est rédhibitoire pour une étude à l'échelle industrielle.

Le principe d'orthogonalité permet d'éviter l'introduction de biais dans le plan d'expérience. L'orthogonalité est vérifiée lorsqu'un paramètre  $B$  apparaît autant de fois à ses deux niveaux pour le calcul de l'effet de  $A$ . Sinon, un biais serait introduit dans le calcul de l'effet de  $A$ . À partir de cette notion découle les plans fractionnaires dans lesquels, le nombre d'essais est réduit en confondant l'effet de certaines interactions qui sont considérées comme peu influentes. Le nombre d'essais peut, de cette manière, être réduit jusqu'à un certain point. Une condition doit toutefois être vérifiée : le nombre d'expériences doit être au minimum égal au nombre de ddl du modèle.

Il est ainsi possible de diminuer le nombre d'expériences tout en ayant de nombreux paramètres à tester.

En s'inspirant des plans fractionnaires, Taguchi [20] propose des tables d'expériences orthogonales permettant de tester les paramètres et interactions désirées. Les tables d'expériences développées sont utilisables pour des paramètres à deux niveaux, trois niveaux ou à des niveaux quelconques. Toutes les interactions, n'étant pas prises en compte, vont venir grossir les valeurs des effets des paramètres auxquels elles sont aliasées.

La démarche de Taguchi est bien adaptée aux cas dans lesquels l'intérêt porte sur l'effet des paramètres sans se préoccuper des causes.

#### 3.3.2 Cas étudiés et plan de Taguchi

##### *Inventaire des paramètres étudiés*

Tous les paramètres étudiés sont associés à des jeux fonctionnels de conception. Ils sont au nombre de douze. Nous en faisons la liste dans le tableau 3.2 en les regroupant par thèmes :

**Tableau 3.2.** Inventaire des défauts et des caractéristiques de conception de la boîte de vitesse.

Jeux cumulés de la BV		Défauts de positionnement		Moteur	BV
roulements	liaisons cannelées	liaison étudiée	embrayage		
axiaux	radiaux	de coaxialité	de coaxialité	couple	Raideur
radiaux		angulaire			des carters
internes					

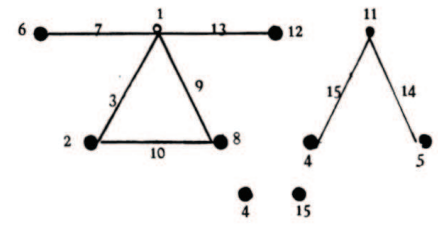


**Type de table et ordonnancement**

Nous avons maintenant mis en évidence les paramètres importants à prendre en compte. Il y a douze paramètres et deux niveaux pour chacun d'entre eux. La cotation fonctionnelle du plan en conception fait apparaître leur valeur nominale et leur dérive maximale admissible en fabrication.

Le choix se porte sur une table  $L_{16}$  qui permet de calculer l'effet de 15 paramètres à l'aide de 16 essais. L'organisation de la table est présentée sur la figure 3.3(a). L'affectation des paramètres dans la table est soumis à des contraintes de temps (réduire la fréquence des changements de niveau pour les paramètres dont l'application est complexe) et aux relations combinatoires existant entre les colonnes et résumées sur le graphe linéaire de la figure 3.3(b).

Essai \ Paramètre	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2
4	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1
5	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2
6	1	2	2	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1
7	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	1	1
8	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	1	1	2	2
9	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
10	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1
11	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1
12	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	1	2	1	2
13	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1
14	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2
15	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	1	2
16	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	1	2	2	1



(a) Variation des niveaux des paramètres en fonction des essais. (b) Graphique linéaire représentant les relations combinatoires entre les colonnes.

**Valeurs des paramètres étudiés**

Chaque paramètre est quantifiable et a deux niveaux qui sont les valeurs maximales et minimales. La valeur minimale est nulle pour la plupart des paramètres. Nous appellerons défauts admissibles de ces paramètres, les écarts au nominal acceptés en conception. Dans le tableau 3.3, nous donnons les valeurs maximum et minimum atteintes pour chaque défaut, relativement au jeu maximal autorisé de l'ordre de la centaine de micron. De plus, nous précisons la position de ces défauts dans la table  $L_{16}$ .

Remarque : dans le tableau 3.3, les appellations rlt 1, rlt 2 et rlts 3 et 4 font référence aux roulements de l'arbre primaire visibles sur la figure 3.1. Les roulements de type 3 et 4, à une rangée, sont à billes. Les roulements 1 et 2 sont à rouleaux coniques. Dans les jeux radiaux des roulements 3 et 4, nous intégrons les jeux internes (RIC) et les jeux externes entre les bagues extérieures et le stator. Les abréviations BE et BI sont respectivement la bague extérieure et la bague intérieure d'un roulement.

Nous remarquons que tous les paramètres pris en compte ne traitent que de l'arbre primaire. En effet, nous avons montré (voir annexe A.2.2) que les défauts apparaissant sur les autres arbres n'ont pas d'influence sur les résultats étudiés.

**3.3.3 Réponses étudiées**

Quatre réponses sont considérées dans le plan de la section centrale de la liaison cannelée. Il s'agit des deux composantes du torseur d'effort : l'effort tranchant et le moment fléchissant. Leurs variables duales sont également prises en compte : la flèche et la courbure. L'objectif est de déterminer le maximum des quatre réponses.

### 3.3. Détermination des réponses admissibles

**Tableau 3.3.** Valeur et position des différents paramètres composant le plan d'expérience.

Paramètre	Valeur min.	Valeur max.	Position
Tilt fixation AP / MEL	0°	0,013°	B
Excentration fixation AP / MEL	0	0,619	K
Position AP / V	0	0,371	E
Jeux cannelures AP / MEL	0,131	0,505	A
Jeu axial rlt 1 BE / Carter	0	1	F
Jeu axial rlt 2 BE / Carter	0	1	O
Jeu axial rlts 3 et 4 BI / AP	0	0,210	J et L
Jeu radial rlt 1 BE / Carter	0	0,233	D
Jeu radial rlt 2 BE / Carter	0	0,233	M
Jeu radial rlts 3 et 4 BE / Carter	0	0,161	G et H

Théoriquement, dans la section centrale de la liaison cannelée, la direction du maximum de l'effort tranchant est aussi celle du maximum de la flèche. De la même manière, la direction du maximum de la courbure est aussi celle du maximum du moment fléchissant. De même, le sens du maximum de la flèche ou de la courbure est le minimum respectivement de l'effort tranchant ou du moment fléchissant. La validité de ces hypothèses est étudiée en détail dans l'annexe A.2.2.

Ces hypothèses étant vérifiées, à partir de ces quatre réponses, nous pouvons également étudier les énergies globales emmagasinées par le système. Ces énergies sont définies par les produits des variables duales, dans la section centrale  $S(s)$  considérée orthogonale à la direction de rotation :

$$- E_{tr} = T(s) v(s)$$

$$- E_{fl} = M(s) \theta(s)$$

avec  $s$ , l'abscisse curviligne sur l'AP,  $M(s)$  et  $T(s)$  respectivement le moment fléchissant et l'effort tranchant à l'abscisse considérée, et  $v(s)$  et  $\theta(s)$  la flèche et la courbure à l'abscisse considérée.

L'objectif est de déterminer le maximum des deux produits précédemment définis au niveau de la cannelure ( $s$  est fixé).

### 3.4 Résultats et analyses

En règle générale, l'exploitation d'un plan d'expérience passe par un test de Fisher qui traduit la significativité des paramètres en fonction de leur variance. Ici, le plan est fortement fractionné et pour une colonne considérée, il devient difficile de juger si le paramètre est significatif. Son effet sur les réponses est confondu avec d'autres paramètres ainsi qu'avec des interactions d'ordre 1 ou supérieur. L'intérêt de l'étude est d'estimer correctement l'enveloppe globale des sollicitations introduites sur la liaison cannelée. Une estimation de la significativité des paramètres n'est donc pas requise.

#### 3.4.1 Résultats obtenus d'après le plan d'expérience

##### *Influence des paramètres*

Ce paragraphe concerne la mise en évidence des paramètres les plus influents et leurs origines ainsi que les réglages optimaux des paramètres. Les réglages optimaux sont ceux qui permettent de maximiser les réponses.

Les résultats sont obtenus pour les quatre réponses étudiées. La contribution des paramètres aux résultats est calculée à partir des effets. Une valeur moyenne des contributions est calculée sur les cinq vitesses pour faciliter l'interprétation tout en conservant les tendances observées.

Les paramètres choisis dans l'étude expliquent 95% des contributions quelle que soit la réponse donc leur prise en compte est justifiée. Les 5% restants sont à attribuer au résidu constitué du bruit (variation aléatoire et non maîtrisable) et des interactions aliasées avec certains des paramètres étudiés. Ainsi, nous fixons une limite de 5% afin de juger si la contribution d'un paramètre est négligeable ou non. De cette manière, nous pouvons estimer les paramètres les plus influents.

Les résultats sont présentés sur la figure 3.4.

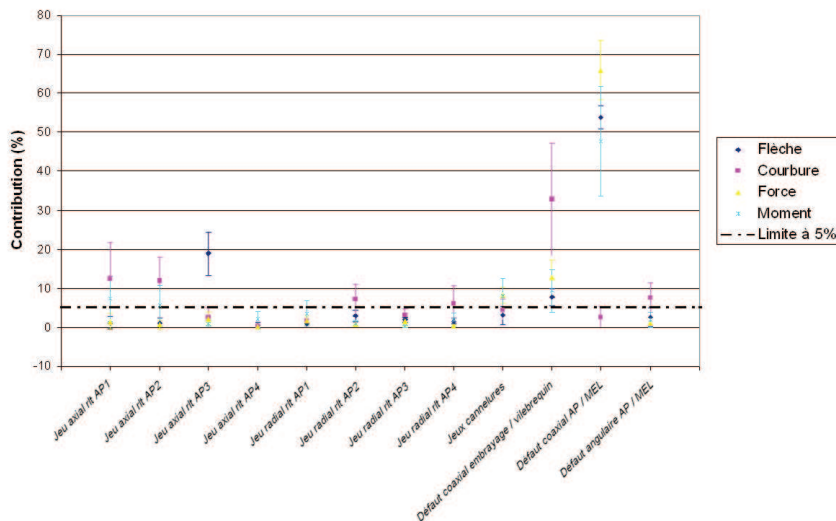


Figure 3.4. Contribution de chaque paramètre pour les réponses étudiées.

Les barres d'erreur correspondent à un écart-type. L'écart-type traduit la variation de la contribution du paramètre selon le rapport de BV engagé.

Ce qui est remarquable en premier lieu est le faible nombre de paramètres qui représente une contribution non négligeable (supérieure à la limite de 5% fixée). Cette observation est valable quelle que soit la réponse considérée. Les autres observations sont listées ci-dessous :

- les deux défauts de coaxialité sont les paramètres les plus influents ;
- le défaut intervenant sur la liaison arbre primaire / vilebrequin est le seul qui a un impact non négligeable sur toutes les réponses ;
- la courbure est un cas particulier qui est sensible à la moitié des paramètres ;
- les jeux dans la liaison cannelée joue un rôle important pour la force et le moment ;
- les résultats sont plus dispersés autour de la moyenne pour le moment et la courbure.

D’après les principaux résultats, nous pouvons conclure que la courbure de l’arbre primaire varie beaucoup d’un essai à l’autre et d’un rapport à l’autre contrairement à la flèche qui semble plus constante.

Les défauts qui ont un impact direct sur la liaison cannelée (jeux dans les cannelures, écart de coaxialité entre l’AP et la MEL, ...) sont les plus influents. Ce résultat est cohérent. Les interactions ont une faible influence sur les réponses. De plus, la valeur du résidu est très faible. Ainsi, nous pouvons considérer que les tables de Taguchi sont tout à fait adaptées à ce genre d’étude.

### Réglages optimaux des paramètres

Nous considérons les douze paramètres du modèle. Pour maximiser les réponses, il faut cumuler les parties positives des effets qui sont associées à un niveau de chaque paramètre. Dans ce paragraphe, nous présentons les niveaux des paramètres permettant de maximiser les réponses. Les réglages correspondent à la principale tendance sur tous les rapports. Les résultats sont présentés sur la figure 3.5. Les points au-dessus de certaines barres précisent les cas pour lesquels les réglages optimaux étaient différents pour une partie minoritaire des rapports.

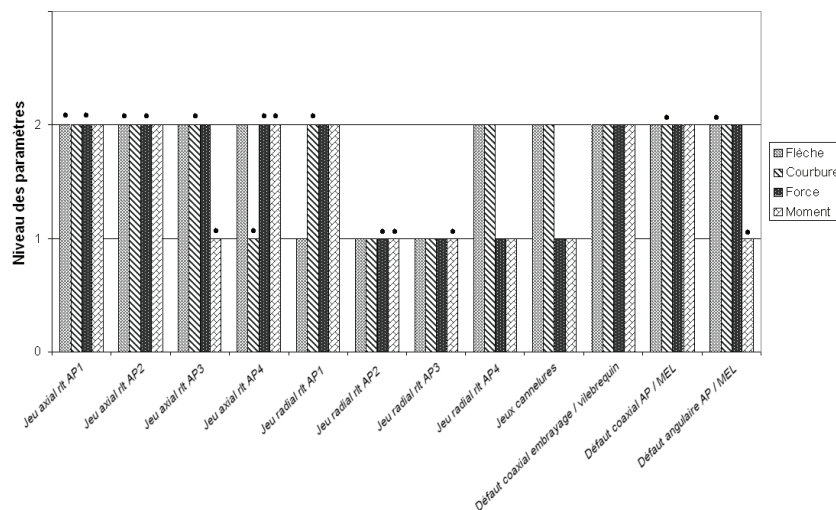


Figure 3.5. Réglage optimal pour l’obtention des réponses maximales.

La majorité des paramètres sont au niveau 2 donc à leur valeur maximale. Un point intéressant à noter est le comportement du paramètre qui correspond aux jeux dans les cannelures. Le réglage optimal est le niveau 2 pour la flèche et la courbure tandis que c’est le niveau 1 pour la force et le moment. En effet, le niveau 2 accentue les jeux dans les cannelures donc l’AP a plus de liberté pour se déformer. À l’inverse, des jeux dans les cannelures faibles contraignent l’arbre primaire et sa réponse correspond à une augmentation de la force et du moment.

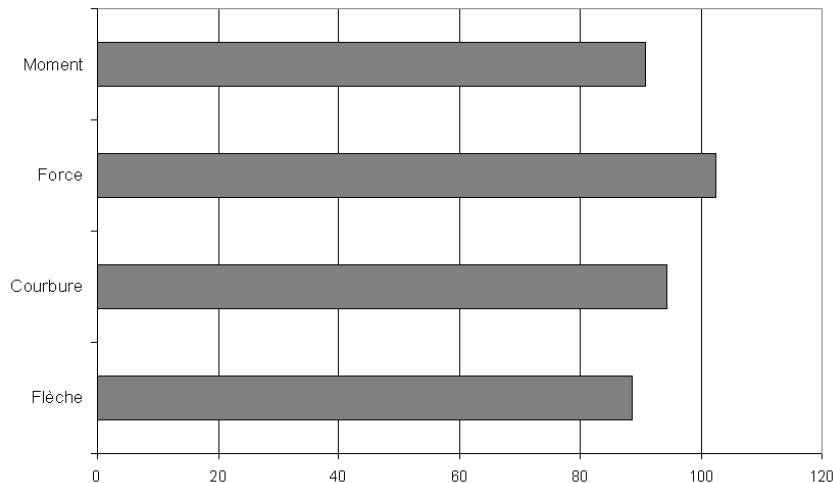
Ainsi, nous constatons que la table de Taguchi fournit des résultats cohérents bien que les plans soient fortement fractionnés. Des leviers de conception sont ainsi mis en exergue, à l’aide

d'une étude fine du comportement de la pièce vis-à-vis des paramètres. Dans le chapitre 4, nous montrons que le travail des forces de frottement est une fonction croissante de l'énergie potentielle introduite dans les cannelures. Par ailleurs, nous remarquons ici que les paramètres les plus influents sont à leur valeur maximale lorsque la réponse recherchée est maximale. Donc plus les défauts ont une valeur importante, plus le travail des forces de frottement est grand et plus la dissipation par usure est élevée. Pour réduire la dissipation par usure, il faut donc diminuer les valeurs des paramètres. Ce plan d'expérience permet de connaître les paramètres de conception influents mais aussi leur influence relative.

Ainsi, dans notre cas d'étude, les paramètres les plus influents sont les écarts de coaxialité entre l'AP et la MEL et entre l'AP et le vilebrequin.

### ***Validation des résultats du plan d'expérience***

Les réponses maximales théoriques sont données par le cumul des effets positifs. Elles sont normalement supérieures à celles obtenues par les essais. Pour la validation, un essai supplémentaire est effectué pour chaque réponse sur le rapport qui la maximise. Les quatre essais sont faits sur la base des réglages optimaux des paramètres. Ensuite, la réponse maximale théorique et la réponse d'après les réglages optimaux sont comparées. Les rapports sont regroupés dans la figure 3.6.



**Figure 3.6.** Rapport entre les réponses maximales théoriques et les réponses issues des réglages optimaux (en %).

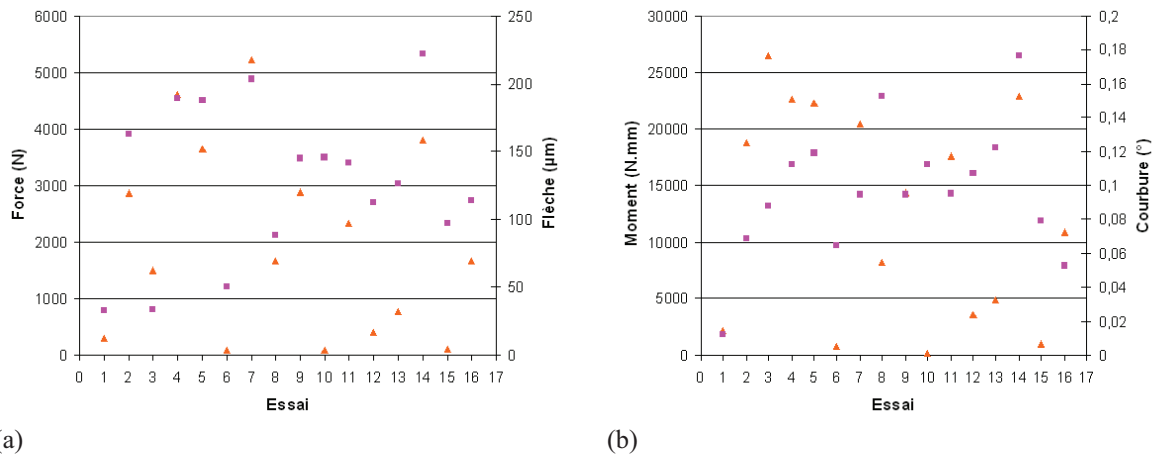
Les rapports sont proches de 100% donc nous concluons que le modèle proposé avec les réglages optimaux est robuste. La différence observée est liée aux bruits et aux effets des interactions non prises en compte et aliasées avec les paramètres du modèle. La différence n'excède pas 12% et elle est la plus forte pour la flèche.

### **3.4.2 Réponses en énergies**

#### ***Besoin d'une réponse en énergie***

Les énergies sont définies à l'aide des produits des variables en forces et en déplacements. La figure 3.7 présente les tendances moyennes des réponses en plaçant sur un même graphique les variables duales pour chaque essai. Les tendances moyennes sont représentatives du comportement pour tous les rapports bien que selon les essais, les dispersions sont plus ou moins grandes entre les rapports.

### 3.4. Résultats et analyses



**Figure 3.7.** (a) Répartition des flèches (□) et des forces (△) et (b) des courbures (□) et des moments (△) sur chacun des essais, moyennées sur tous les rapports.

Sur les deux graphiques, les conclusions sont les mêmes. Dans la majorité des cas, les déplacements importants sont associés à des forces faibles et inversement. Il y a donc interdépendance entre les variables duales. Cependant, dans certains essais (exemple : essai 4 figure 3.7(a) ou essai 9 figure 3.7(b)), nous notons des valeurs importantes ou réduites pour les deux variables.

Trois arguments nous portent à l'utilisation de variables énergétiques pour déterminer les bornes de l'enveloppe globale de sollicitation :

- les variables énergétiques sont conservatives et consistentes avec l'utilisation de modèles en éléments finis ;
- les résultats issus des quatre réponses traduites en énergies sont comparables ;
- la relation entre les variables duales n'est pas simple à traduire (cf figure 3.7) et il n'est pas dit que la prise en compte d'une seule des variables assure une bonne estimation de l'enveloppe de sollicitations.

#### Résultats sur les énergies globales

Le critère définissant l'enveloppe globale des sollicitations  $\mathcal{E}$  est le suivant :

$$\mathcal{E} \in [0 ; \max(T(s) v(s))] \cup [0 ; \max(M(s) \theta(s))] \quad (3.1)$$

avec  $s$  coordonnée curviligne fixée et  $T$ ,  $M$ ,  $v$  et  $\theta$ , respectivement l'effort tranchant, le moment fléchissant, la flèche et la courbure.

Ainsi, en recherchant les valeurs répondant à ce critère pour les deux couples de variables duales, nous obtenons les résultats regroupés dans le tableau 3.4.

**Tableau 3.4.** Valeurs des énergies maximales d'après le plan d'expérience.

Variable d'énergie	essai	rapport	valeur (mJ)
$E_{tr}$	7	rapport 2	1225,8
$E_{fl}$	14	rapport 1	128,4

Les énergies maximales sont obtenues pour des rapports dont les efforts d'engrènement sont proches de la liaison cannelée. Les essais correspondants font intervenir les trois défauts B,

E et K définis dans la liste des paramètres (tab. 3.3). Enfin, la valeur de l'énergie associée au moment fléchissant est environ dix fois plus faible que celle associée à l'effort tranchant. Il semblerait donc que les paramètres influençant la courbure de la liaison cannelée soient moins sollicitant que ceux modifiant sa flèche. Ce résultat n'est pas aberrant au vue des conclusions sur les paramètres influençant les flèches et les courbures (cf paragraphe 3.4.1). La valeur de l'énergie répondant au critère sur l'ensemble  $\mathcal{E}$  est :

$$\boxed{E_g = 1225,8 \text{ mJ}} \quad (3.2)$$

### 3.5 Conclusion

Le plan d'expérience défini à l'aide d'une table de Taguchi a permis d'extraire l'enveloppe globale des sollicitations intervenant sur la liaison cannelée d'intérêt. Les résultats pour les quatre réponses ont été validés à l'aide d'essais complémentaires. Cette validation a confirmé la robustesse du modèle.

L'utilisation des variables énergétiques pour définir les bornes du domaine de sollicitation a donné lieu à une meilleure prise en compte des tendances de chaque variables duales.

Certaines améliorations pourraient être envisagées, notamment par l'utilisation d'une table de Taguchi  $L_{32}$ . De cette manière, nous pourrions prendre en considération trois niveaux pour chaque paramètre. En effet, dans l'étude, les paramètres ont chacun deux niveaux et les conclusions données pour les résultats impliquent une hypothèse de monotonie du comportement entre les deux niveaux. Il se peut que le comportement présente un extremum entre les deux niveaux.

Une étude plus complète induit de développer des plans d'expériences avec un tirage aléatoire sur les valeurs de chaque paramètre (Monte Carlo). L'étude effectuée dans ce chapitre est l'une des prémices à une démarche de ce type qui affine les contours de l'enveloppe de chargement et améliore la connaissance des leviers de conception. Dans ce cas, l'estimation de l'ensemble  $\mathcal{E}$  serait encore plus convaincante.

# **Chapitre 4**

## **Transition d'échelle : global / local**



## Sommaire

---

<b>4.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>81</b>
<b>4.2</b>	<b>Modèle en éléments finis volumiques de la liaison cannelée</b>	<b>82</b>
4.2.1	Description des chargements	82
4.2.2	Caractéristiques du modèle	82
	Géométrie	82
	Matériau	84
<b>4.3</b>	<b>Comportement sous un chargement en couple pur</b>	<b>85</b>
4.3.1	Aspect global	85
4.3.2	Aspect local	85
<b>4.4</b>	<b>Comportement sous un chargement en excentricité et en mésalignement</b>	<b>87</b>
4.4.1	Aspect global	87
4.4.2	Aspect local	88
	Boucles de débattement	88
	Cartographie des pressions normales	88
	Résultats bibliographiques	89
<b>4.5</b>	<b>Démarche d'équivalence pour une transition globale / locale</b>	<b>91</b>
4.5.1	Exposé de la démarche	91
4.5.2	Corrélation et valeur cible	91
4.5.3	Interprétation de la courbe de chargement en excentricité	91
4.5.4	Résultats obtenus : corrélation calculs / essais	92
<b>4.6</b>	<b>Conclusion</b>	<b>93</b>

---

## 4.1 Introduction

Dans la méthode de dimensionnement, la compréhension des mécanismes et sollicitations, donnant lieu aux endommagements sous la forme d'usure, est impérative. Pour cela, il y a deux possibilités.

La première possibilité est d'effectuer des essais expérimentaux sur un modèle typique du système réel comme l'ont fait certains auteurs de la littérature [49, 113]. Cette démarche est longue et fastidieuse mais permet de discriminer les cas d'apparition de l'usure. Cette démarche permet aussi d'estimer une durée de vie approximative correspondant à un cas de chargement du système réel.

La seconde possibilité consiste à utiliser un modèle numérique de liaison cannelée soumis à des chargements simples et compatibles avec ceux apparaissant dans la boîte de vitesse. Il est possible de considérer une grande quantité de cas de chargements, discriminer les cas d'apparition de l'usure et faire directement le lien entre les variables locales intervenant dans les phénomènes d'usure et les variables globales associées au chargement. En revanche, il est difficilement envisageable d'estimer une durée de vie de la liaison cannelée sans développements complémentaires. Dans la littérature, une étude de ce type a été effectuée par Medina et al. [63] bien que celle-ci soit restreinte à quelques cas de chargements et s'attache essentiellement à l'étude du comportement local.

Pour l'étude, nous adoptons la seconde démarche. Dans une première section, nous présentons le modèle volumique de la liaison cannelée utilisé pour le dimensionnement à l'usure. Les cas de chargements, les conditions aux limites ainsi que les caractéristiques mécaniques du modèle sont explicitées. Dans un deuxième temps, les résultats des simulations numériques sont étudiés d'un point de vue global et local et des tendances de comportement sont établies. Enfin, nous proposons une démarche d'équivalence pour appliquer une transition d'échelle entre le modèle de la boîte de vitesse et celui de la liaison cannelée.

## 4.2 Modèle en éléments finis volumiques de la liaison cannelée

Dans ce paragraphe, nous présentons le modèle employé ainsi que les conditions aux limites représentatives des chargements globaux qui engendrent les phénomènes d'endommagement observés. Le modèle est constitué de l'arbre primaire de la BV et du manchon de la machine électrique.

### 4.2.1 Description des chargements

Plusieurs études sur le système réel [49, 63] ont montré que les phénomènes d'endommagement sont intimement liés aux défauts de positionnement pouvant intervenir entre les deux pièces constituant la liaison cannelée.

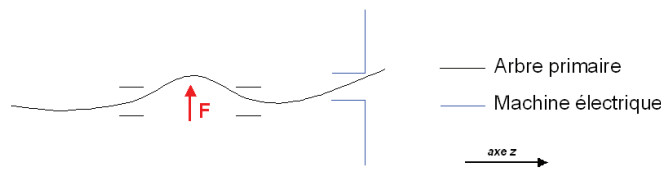


Figure 4.1. Illustration de la non coïncidence des axes de rotation de l'arbre primaire et de la machine électrique.

Une liaison cannelée parfaite est libre en translation suivant la direction de rotation. Dans une situation plus réaliste, les axes de rotation des deux pièces (machine électrique et arbre primaire) ne sont pas coïncidents (figure 4.1). Cet écart se traduit par un torseur cinématique dont les six composantes sont associées à des chargements particuliers (équation 4.1).

$$\left\{ \begin{array}{cc} T_x & R_x \\ T_y & R_y \\ T_z & R_z \end{array} \right\} \quad (4.1)$$

Les deux translations  $T_x$  et  $T_y$  sont équivalentes par symétrie cylindrique. La translation suivant l'axe  $z$  est libre conformément au concept de la liaison cannelée. Les rotations  $R_x$  et  $R_y$  sont équivalentes par symétrie cylindrique et la rotation  $R_z$  est associée au couple transmis.

De ce constat, il ressort que deux défauts schématisent le comportement réel de la liaison cannelée :

- Un défaut d'excentricité avec les translations  $T_x$  et  $T_y$  non nulles. Ce défaut est caractérisé par un écart à la coaxialité entre l'axe de rotation de la machine électrique et l'axe de rotation de l'arbre primaire.
- Un défaut de mésalignement associé à des rotations  $R_x$  et  $R_y$  non nulles. Le défaut de mésalignement se définit par un écart angulaire entre l'axe de rotation de la machine électrique et l'axe de rotation de l'arbre primaire.

Ces deux chargements sont schématisés sur la figure 4.2.

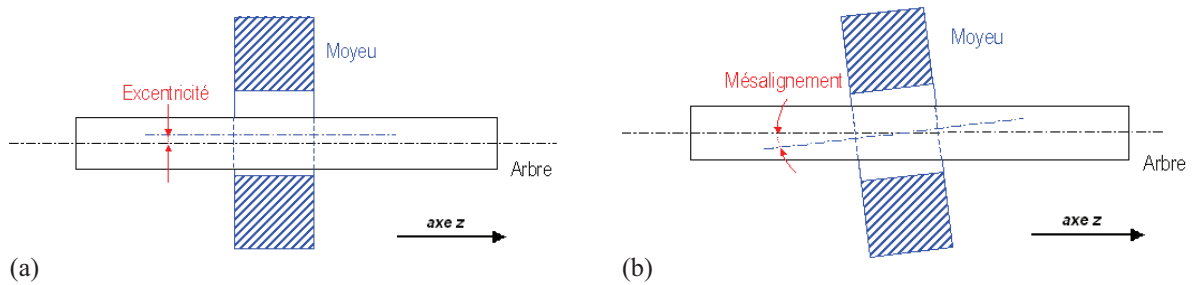
### 4.2.2 Caractéristiques du modèle

#### Géométrie

Le modèle employé (figure 4.3(a)) est représentatif du banc d'essai composant qui sera présenté dans le chapitre 8. Il est constitué de deux pièces :

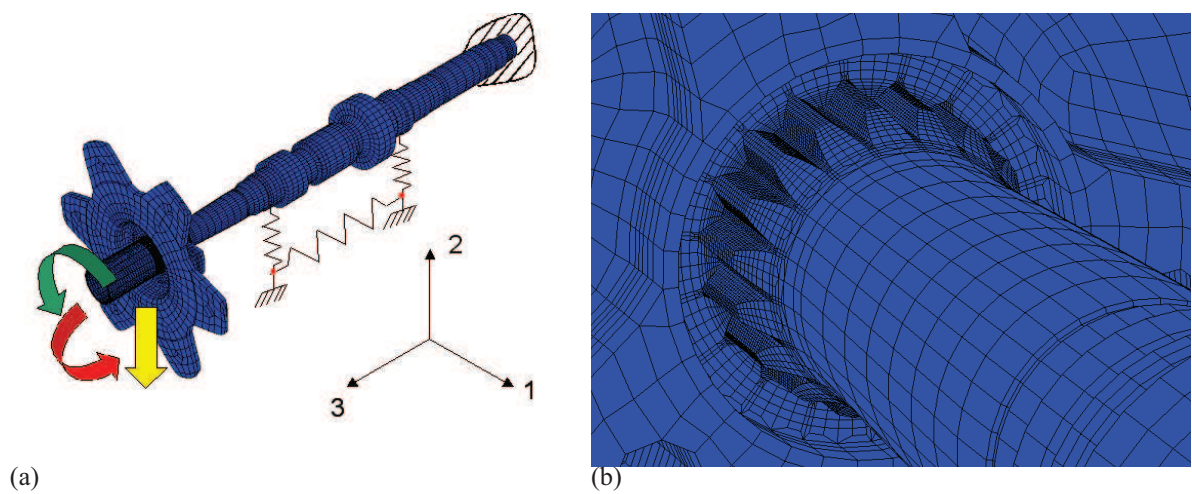
- l'arbre primaire de la boîte de vitesse employée pour le projet hybride de première génération ;

#### 4.2. Modèle en éléments finis volumiques de la liaison cannelée



**Figure 4.2.** (a) Écart de coaxialité entre les axes de rotation de l'arbre et du moyeu. (b) Écart angulaire entre les axes de rotation de l'arbre et du moyeu.

– le manchon sur lequel est fixée la machine électrique.



**Figure 4.3.** (a) Le modèle employé pour étudier la liaison cannelée arbre primaire / moyeu de machine électrique. (b) Liaison cannelée du modèle du banc composant.

C'est un modèle qui compte environ 220 000 nœuds dont l'essentiel est localisé dans la zone de la liaison cannelée. Cette dernière compte 18 dents pour chaque partie (mâle et femelle). Deux surfaces de contact, une pour chaque flanc, sont considérées pour chacune des dents soit 72 surfaces de contact au total.

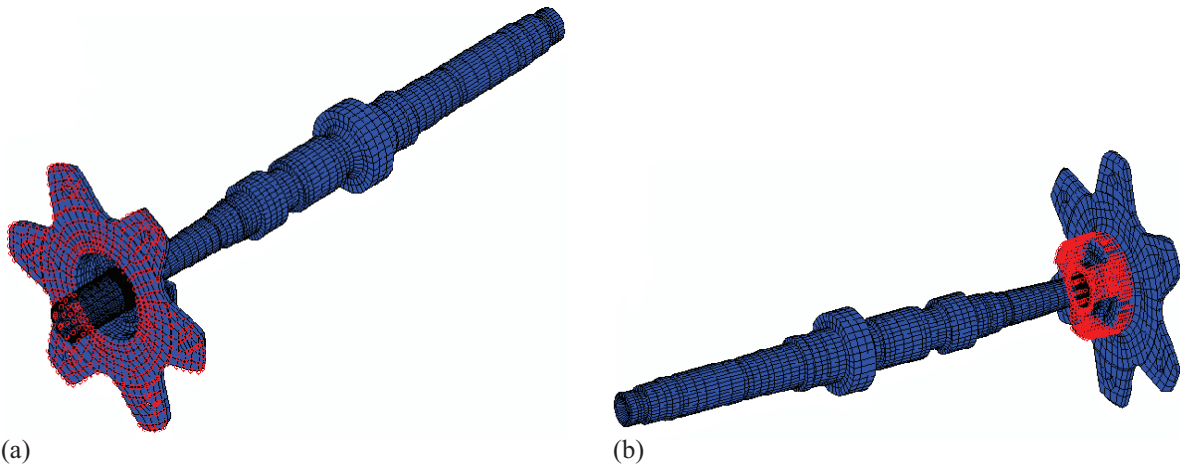
La figure 4.3(b) illustre cette liaison. Les flancs sont droits suivant la longueur et en développante de cercle suivant la hauteur.

Les chargements sont de trois types :

- un couple  $C$  de 130 N.m autour de l'axe de rotation ( $z$ ) (flèche verte sur la figure) ;
- un défaut de mésalignement  $M$  de  $3^\circ$  autour de l'axe  $x$  (flèche rouge sur la figure) ;
- un défaut d'excentricité  $E$  de 3 mm suivant l'axe  $y$  (flèche jaune sur la figure).

En plus de ces trois chargements, le modèle est encastré sur toute la section située à l'opposé de la liaison cannelée. Par ailleurs, le carter est représenté par sa matrice de raideur, obtenue par une méthode de condensation statique, à l'interface entre le carter et l'arbre, à savoir les roulements. Ces derniers sont modélisés par des couplages cinématiques appliqués entre les nœuds de la bague extérieure de chaque roulement et un nœud maître pris sur l'axe de rotation, au centre du roulement. Deux autres couplages cinématiques sont considérés sur le manchon. Un couplage sur la partie extérieure du côté de l'embrayage (figure 4.4(a)) et un couplage sur le contour extérieure de la partie massive du côté de la BV (figure 4.4(b)). Le moment est appliqué à partir du premier couplage. L'excentricité et le mésalignement sont appliqués à l'aide des deux

couplages cinématiques. Les modes d'application des chargements sont conformes à ceux du banc composant.



**Figure 4.4.** (a) Couplage cinématique pour l'application du couple. (b) Couplage cinématique complémentaire pour l'application des chargements en déplacement.

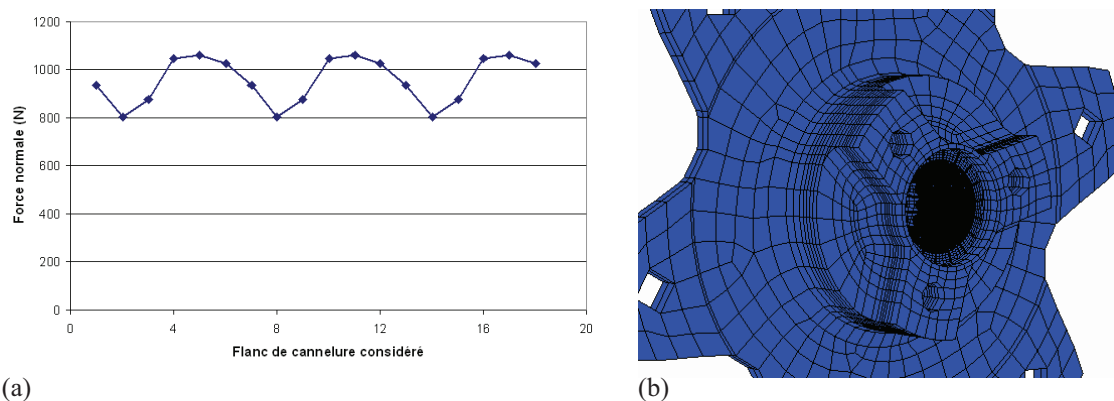
### *Matériau*

Le matériau constitutif du modèle du banc composant est un acier de module de Young  $E = 210$  GPa et de coefficient de Poisson  $\nu = 0,3$ . La loi de comportement est élastique linéaire. Le coefficient de frottement est  $\mu = 0,2$ .

## 4.3 Comportement sous un chargement en couple pur

### 4.3.1 Aspect global

La figure 4.5(a) présente les résultats sur la répartition du chargement par flanc en contact. La valeur de la force normale est équivalente tous les 120°. Cette symétrie s'explique par la variation des raideurs des dents en fonction de leur position sur l'arbre. En effet, le manchon de la machine électrique est constitué de zones massives et de zones plus minces (figure 4.5(b)). Nous constatons que ce sont les dents situées sous les zones massives qui sont les plus chargées.

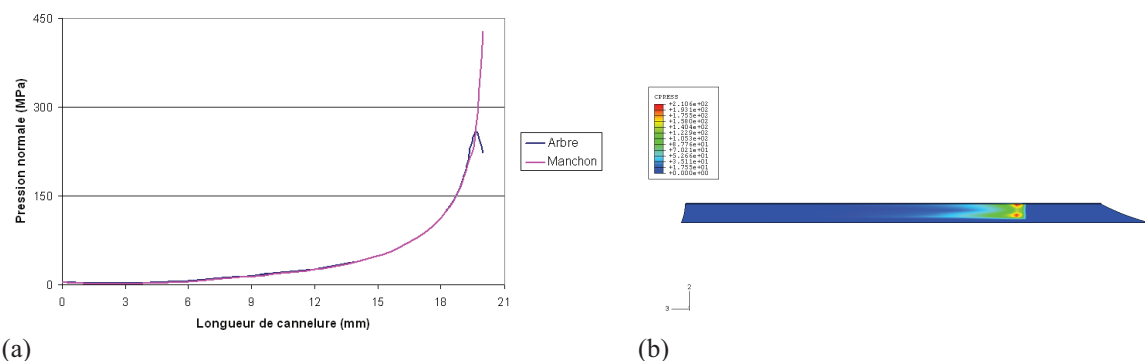


**Figure 4.5.** (a) Répartition de l'effort normal par flanc de cannelure sous couple. (b) Forme du manchon influençant la valeur de l'effort normal transmis sous couple.

### 4.3.2 Aspect local

Concernant le chargement local, la répartition de la force normale n'est pas homogène sur le flanc de cannelure. Deux points sont à souligner :

- suivant la longueur de cannelure, la pression normale est localisée sur le bord du côté de la boîte de vitesse et tout le flanc est en contact (figure 4.6(a)) ;
- suivant la hauteur de cannelure, des pics de pression sont observés sur les bords, ce qui s'apparente à un contact du type poinçon sur plan (figure 4.6(b)).



**Figure 4.6.** (a) Répartition de l'effort normal sur la longueur de cannelure sous l'application d'un couple. (b) Cartographie du champ de pression normale sur un flanc de la liaison cannelée.

Sans changement de rapport de la boîte de vitesse, il n'y a pas de décollement des flancs en contact et le phénomène de microglissements est uniquement lié aux variations de la vitesse de

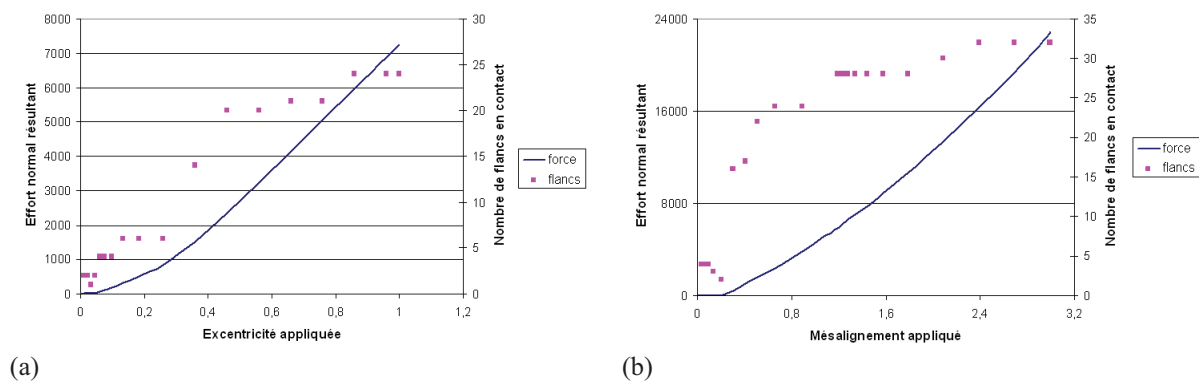
rotation de l'arbre primaire. Sous la seule action d'un couple constant, aucun glissement relatif n'apparaît entre les parties mâle et femelle. Il n'y a donc pas de phénomène conduisant à de l'usure sur les cannelures. Cette constatation est compatible avec l'expérience de PSA dans la conception des boîtes de vitesse.

## 4.4 Comportement sous un chargement en excentricité et en mésalignement

### 4.4.1 Aspect global

La courbe de la figure 4.7(a) présente la relation entre l'effort normal résultant et l'excentricité appliquée lors de la mise en chargement (le couple n'est, dans ce cas, pas imposé). L'effort normal est obtenu par intégration des pressions normales sur toutes les surfaces de contact à chaque instant du chargement. L'observation principale est le fait que l'évolution du chargement n'a pas une dépendance linéaire à l'excentricité appliquée. Elle est caractérisée par trois phases : le rattrapage de jeu, la flexion de l'arbre sans arc-boutement et la flexion de l'arbre avec arc-boutement. Sur le même graphique sont tracés le nombre de dents en contact en fonction de la valeur d'excentricité. Nous remarquons une augmentation brutale du nombre de dents en contact entre 0,2 mm et 0,4 mm d'excentricité qui correspond à la transition entre la flexion de l'arbre et l'arc-boutement. Si nous rapportons l'effort normal au nombre de dents en contact, la relation devient linéaire. Ainsi, la forme de la courbe de l'effort normal en fonction de l'excentricité est intimement liée au nombre de dents en contact, elle est linéaire par morceaux. Les trois phases de chargement sont distinguées plus précisément dans l'annexe B.

La courbe de la figure 4.7(b) qui illustre le comportement sous mésalignement présente elle aussi une non-linéarité. Le mésalignement induit deux phases, le rattrapage de jeu et l'arc-boutement.



**Figure 4.7.** Évolution de l'effort normal résultant et du nombre de dents en contact en fonction (a) de l'excentricité appliquée (b) du mésalignement appliqué.

Nous remarquons que les deux chargements donnent lieu à un comportement sensiblement équivalent que reflète l'évolution de l'effort normal en fonction du défaut appliqué. Dans les deux cas, le rattrapage de jeu est une phase très réduite qui ne fait pas intervenir de déformations. Le nombre de flancs en contact est bien corrélé avec les changements de pente observés dans la mise en chargement.

Un calcul en corps rigide permet d'évaluer la valeur du rattrapage de jeu maximal pouvant intervenir sans déformation sous un chargement en excentricité. La valeur est de  $37 \mu\text{m}$ , ce qui est relativement faible. Le rattrapage de jeu ne peut pas être la seule origine des phénomènes d'usure observés.

Étant donné que les deux chargements (mésalignement et excentricité) donnent lieu à un comportement équivalent, nous nous focalisons, dans le reste du chapitre, sur l'étude du comportement en excentricité.



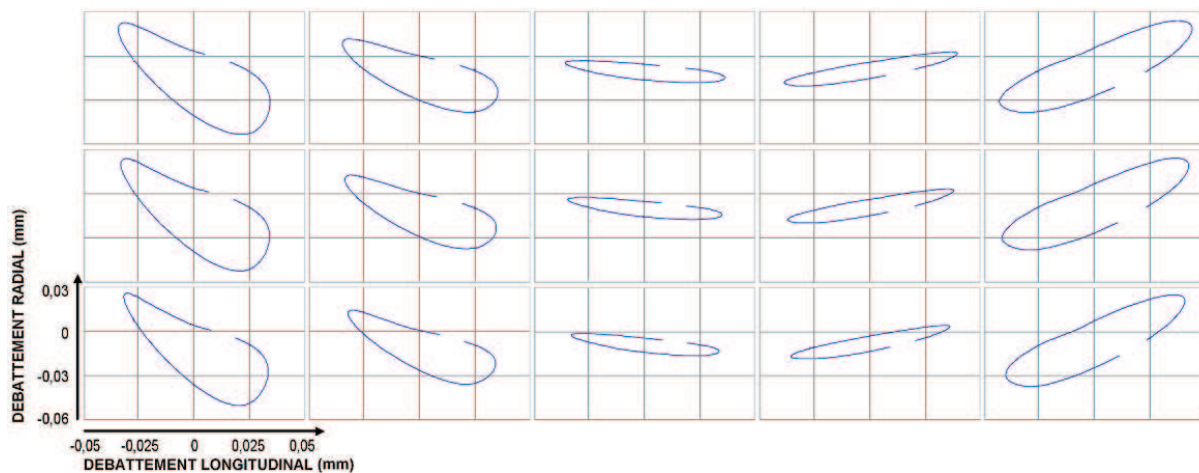
#### 4.4.2 Aspect local

##### *Boucles de débattement*

Le principe consiste à observer la forme des boucles de débattement en fonction de la position sur le flanc de cannelure pour une rotation complète de la liaison cannelée. Nous distinguons les boucles de débattement des boucles de glissement. Les premières donnent la cinématique en faisant abstraction des instants de contact. Les secondes tiennent compte du contact. La figure 4.8 illustre les boucles de débattement en fonction de la position sur la hauteur et sur la longueur de cannelure.

*Hauteur de cannelure* Nous considérons selon la hauteur, les deux positions extrêmes et la position centrale pour cet exemple. En fonction de la position sur la hauteur de cannelure, la forme des boucles de débattement est identique et la différence de débattement est très faible voire inexistante.

*Longueur de cannelure* Nous considérons cinq positions selon la longueur de cannelure. Les débattements ont une composante radiale et longitudinale. Ils sont relativement faibles, l'amplitude maximale est de l'ordre de  $90 \mu\text{m}$  suivant la direction longitudinale.



**Figure 4.8.** Évolution des boucles de débattements pour une rotation en fonction de la position sur le flanc.

Les boucles de débattement présentent un basculement qui apparaît au passage d'une position particulière sur la longueur de cannelure. Cette position dépend de la valeur d'excentricité appliquée et de la phase de chargement dans laquelle se situe le système. Au point de basculement, le débattement est constitué d'une composante essentiellement longitudinale. Cette dernière est pilotée par la valeur de l'excentricité. Pour l'excentricité appliquée ici, le débattement est plus fort du côté de la boîte de vitesse (à gauche sur l'illustration) que du côté de l'embrayage. La limite étant l'instant où le chargement est symétrique. Dans ce dernier cas, les boucles sont équivalentes de part et d'autre du centre.

Il est à noter que les débattements ne reflètent pas exactement l'énergie dissipée par frottement puisqu'ils ne dépendent pas des instants de contact.

##### *Cartographie des pressions normales*

Nous présentons sur la figure 4.9 la répartition du champ de pression normale sur un flanc au cours d'une rotation complète de la liaison cannelée. La répartition est découpée en 18 pas de

#### 4.4. Comportement sous un chargement en excentricité et en mésalignement

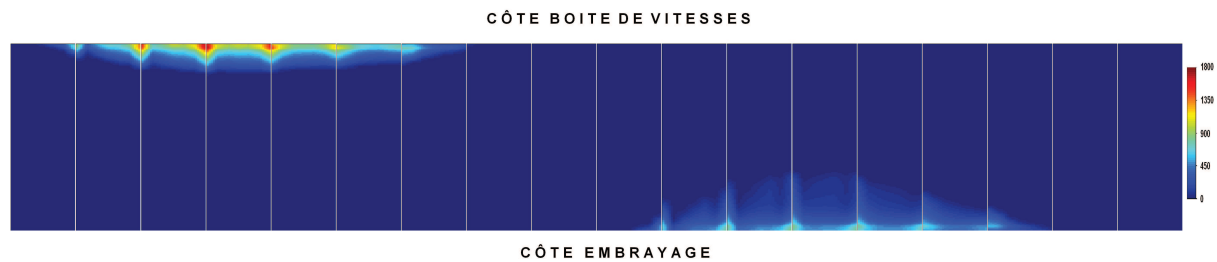


Figure 4.9. Répartition du champ de pression normale sur un flanc au cours d'une rotation complète.

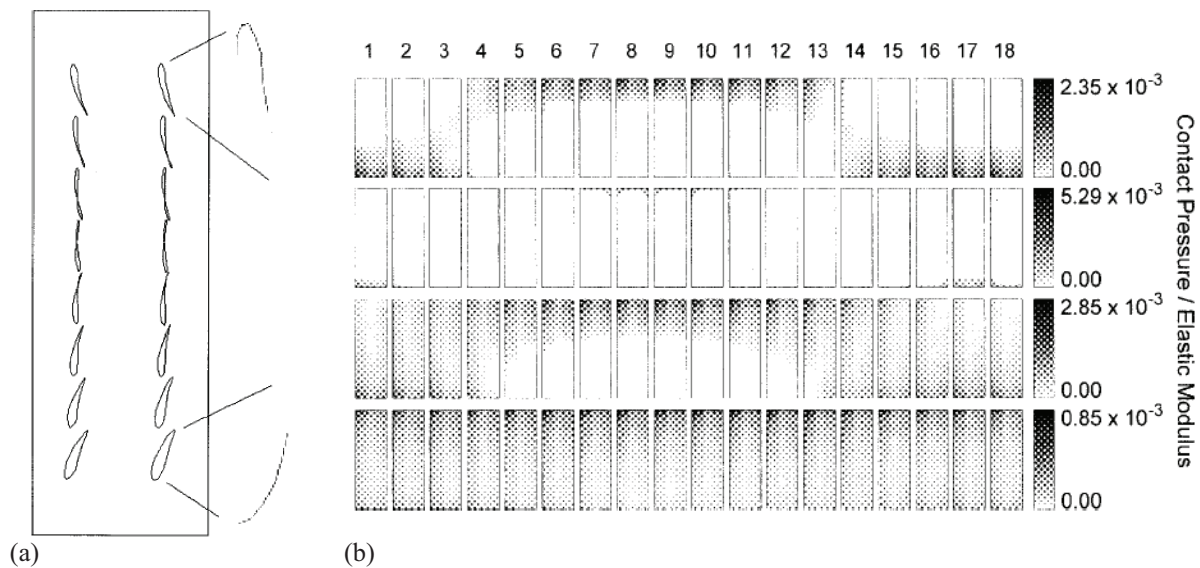


Figure 4.10. Résultats obtenus par Medina et al. [63] concernant (a) le débattement à l'interface de contact (b) la distribution du champ de pression pour différentes valeurs de couple et de mésalignement.

discretisation. L'observation des champs de pression met en évidence le glissement qui n'apparaît qu'aux instants de contact.

Lors de la rotation, le champ de pression est localisé sur les bords du flanc. Il alterne entre le bord du côté de la boîte de vitesse et le bord du côté de l'embrayage. L'observation des cartographies en continu donne une idée de la cinématique. La localisation se dessine sous la forme de deux arcs de cercle pouvant s'apparenter au mouvement d'une pagaie. La zone centrale de chaque flanc présente un champ de pression nul au cours de la rotation.

#### Résultats bibliographiques

Une étude a été effectuée sur le même principe par Medina et al. [63].

Ils ont utilisé un modèle de liaison cannelée maillé en éléments de frontière et ils ont appliqué un chargement avec mésalignement. Les résultats qu'ils obtiennent sont présentés en termes :

- des boucles de débattement sur une rotation complète en fonction de la position sur la longueur et la hauteur de cannelure (figure 4.10(a)) ;
- des champs de pression normale au cours de la rotation (figure 4.10(b)).

Ils sont cohérents avec ceux obtenus dans l'étude. Les auteurs observent un basculement des boucles de débattement au passage d'un point particulier sur la longueur de cannelure. Les boucles de débattement sont équivalentes en fonction de la position sur la hauteur de cannelure. Toutefois, ils précisent que les boucles présentées ne reflètent pas le glissement car la moitié du

débattement est associée à une valeur de pression faible ou nulle.

Les pressions normales sont nulles au centre du flanc et se localisent sur les bords de façon alternative au cours de la rotation. Ils constatent une différence de répartition du champ de pression selon la valeur du mésalignement et du couple appliqué. Plus le mésalignement est fort, plus la pression est localisée sur les bords. Cependant, une différence apparaît entre les répartitions qu'ils obtiennent et celles de la figure 4.9. La forme de la répartition correspond à deux arcs de cercle mais leur convexité est de signe opposé. Ce changement de signe est sans doute lié à la géométrie des flancs (courbure de la hauteur et angles d'attaque).

## 4.5 Démarche d'équivalence pour une transition globale / locale

Une équivalence en termes d'énergie potentielle globale peut s'établir entre le modèle de la BV et le modèle de la liaison cannelée. Elle permet de projeter le chargement déduit du modèle de la boîte de vitesse sur le modèle de la liaison cannelée via l'optimisation faite dans le chapitre 3. Le tout s'intègre dans la démarche de dimensionnement.

### 4.5.1 Exposé de la démarche

Les deux modèles ont des raideurs différentes du fait de divers paramètres numériques et de conception. Les raideurs propres, des éléments utilisés et celles introduites par les conditions aux limites, influent sur le comportement de la liaison cannelée étudiée.

L'objectif est de déterminer une variable permettant de faire correspondre le modèle volumique et le modèle de poutre.

Une équivalence en termes de déplacements ou d'efforts ne répond pas complètement à cet objectif car ces variables ne sont pas explicitement dépendantes de la raideur des modèles. En revanche, l'énergie globale est un bon critère pour l'équivalence car son écriture fait intervenir la raideur des modèles.

Sur le modèle du banc d'essai, la seule sollicitation introduite est le déplacement au niveau du manchon de la liaison cannelée. Nous pouvons réduire le domaine d'étude des modèles éléments finis à la zone de la liaison cannelée.

### 4.5.2 Corrélation et valeur cible

À partir des calculs sur le modèle de la BV, nous obtenons la valeur de l'énergie globale maximale introduite dans la liaison cannelée  $E_{lc_{max}}^p$  et le sens du chargement associé. La corrélation s'effectue sur la valeur maximale de l'énergie mais l'orientation du chargement associé n'est pas conservée car elle n'a pas d'influence.

Considérons l'application  $f : u \rightarrow E_{lc}^v$ , avec  $u$  l'ensemble des déplacements imposés au manchon de la liaison cannelée et  $E_{lc}^v$  l'énergie introduite dans la liaison cannelée du modèle volumique. Nous vérifions que l'application  $f$  est bijective.

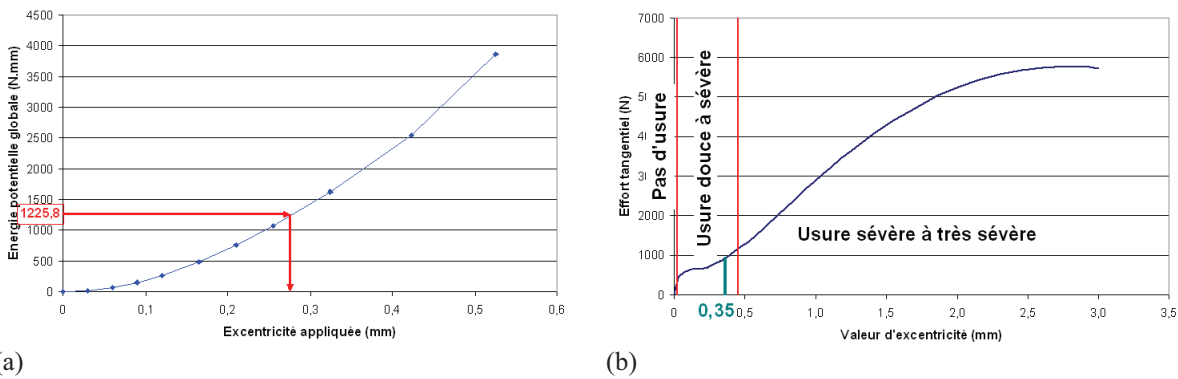
L'objectif pour la corrélation entre les deux modèles est d'atteindre l'énergie cible issue du modèle de la BV. Pour cela, nous cherchons  $E_{lc_{max}}^p$  sur la fonction  $f$ . De cette recherche découle un déplacement à imposer au modèle du banc composant afin d'obtenir une équivalence en énergie.

Remarque : *cette démarche est réciproque. Il est aussi possible de l'employer dans le sens inverse, c'est-à-dire du banc composant vers la boîte de vitesse. Ceci étant, la relation est plus difficile à établir dans ce sens car le chargement est plus complexe, il fait intervenir de nombreuses variables et donne lieu à la recherche de la solution (énergie maximale) dans un ensemble plus vaste.*

### 4.5.3 Interprétation de la courbe de chargement en excentricité

Dans le cas présent, le chargement sur le modèle du banc composant est appliqué sous la forme d'une excentricité.

Nous présentons sur la figure 4.11(a), l'évolution de l'énergie globale en fonction de l'excentricité appliquée. Le comportement est non linéaire et cette non linéarité est associée aux différentes phases de chargement exposées dans la section 4.4.1. Par la démarche d'équivalence proposée, nous reportons l'énergie issue du modèle de poutre sur le graphique et nous obte-



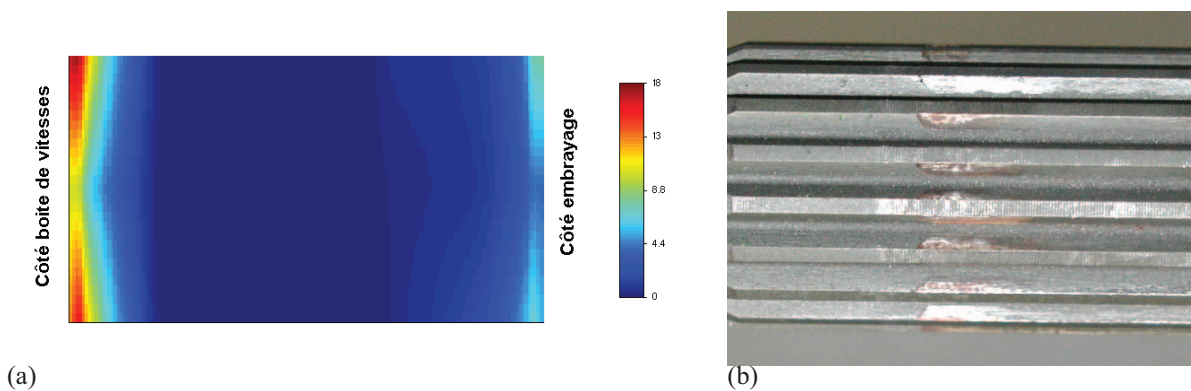
**Figure 4.11.** (a) Énergie globale dans la liaison cannelée en fonction de l'excentricité appliquée (pour le modèle du banc composant). (b) Positionnement de l'excentricité issue du principe d'équivalence sur la courbe de l'effort tangentiel.

nous le chargement équivalent. Pour être conservatif, nous prendrons une excentricité un peu supérieure à celle obtenue ( $E = 0,35$  mm).

En reportant la valeur de l'excentricité considérée sur le graphique de l'évolution de l'effort tangentiel (figure 4.11(b)), nous remarquons que le résultat obtenu se situe dans la partie supérieure de la phase de flexion de l'arbre, près de la transition avec l'étape d'arc-boutement. Le régime d'usure initial associé est plutôt sévère. L'étude de la corrélation entre les régimes d'usure et les chargements en excentricité appliqués est présentée en annexe B.

#### 4.5.4 Résultats obtenus : corrélation calculs / essais

Un comparatif qualitatif des zones de localisation de l'usure est effectué entre les calculs et les essais. La figure 4.12(a) illustre la répartition des densités d'énergie dissipées par frottement au cours des premiers tours de la liaison cannelée. Étant donné que l'usure est proportionnelle à la densité d'énergie dissipée par frottement, cette cartographie permet de visualiser les zones d'usure. La figure 4.12(b) quant à elle correspond aux zones usées sur la partie mâle d'une liaison cannelée après un faible nombre d'heures d'essais. D'un point de vue qualitatif, les calculs prédisent correctement la localisation de l'usure sur les bords des flancs. Au centre, il n'y a pas de contact et donc pas d'énergie dissipée.



**Figure 4.12.** (a) Densité d'énergie dissipée par frottement au cours des premiers cycles de chargement pour l'excentricité équivalente. (b) Endommagements en usure sur une liaison cannelée réelle après un faible nombre d'heures d'essais (les zones usées sont rougeâtres).

Remarque : *Cette conclusion sur la localisation des zones usées est compatible avec l'étude*

*faite par Ratsimba et al. [90].*

## 4.6 Conclusion

Les résultats ont été présentés d'un point de vue global et local pour le couple et les défauts de positionnement. Les chargements en excentricité et en mésalignement présentent un comportement global équivalent. La différence tient au nombre d'étapes de chargement. Les boucles de débattement et les champs de pression normale ont été présentés pour une rotation complète de la liaison cannelée. La complexité du chargement de l'interface a été établie en fonction de la valeur du défaut de positionnement appliqué.

Nous avons clairement mis en évidence **la corrélation qui existe entre l'effort tangentiel, la longueur glissée et l'usure** (voir annexe B pour plus de détails). L'effort tangentiel augmente à partir du moment où une flexion de l'arbre apparaît. C'est lorsque la flexion de l'arbre intervient que les glissements à l'interface deviennent non négligeables. En effet, la longueur glissée augmente à mesure que le défaut de positionnement croît. Étant donné que le glissement et l'effort tangentiel sont des facteurs d'ordre 1 dans l'énergie dissipée par frottement, plus ils sont importants, plus l'usure est grande. Dans l'étape d'application du couple, il n'y a pas de mouvement relatif à l'interface de contact donc il n'y a pas d'usure possible.

En conclusion, pour qu'il y ait usure dans les cannelures, il faut qu'un défaut de mésalignement et/ou de coaxialité préexiste. Et, plus cette dissymétrie est importante, plus la cinétique d'usure sera grande. Selon la phase de chargement dans laquelle se situe le système, la surface de contact effective durant la rotation sera plus ou moins faible et entraînera une variation de la vitesse d'usure.

Les résultats observés, concernant le comportement local lors de l'application d'un défaut de positionnement, complètent ceux obtenus par d'autres auteurs sur des structures comparables.

En outre, nous avons proposé une relation d'équivalence entre les variables mécaniques obtenues sur le modèle de la liaison cannelée et celles obtenues sur le modèle de la boîte de vitesse. Cette relation d'équivalence est fondée sur l'énergie globale qui dépend explicitement de la raideur des éléments utilisés dans les modèles.



## **Chapitre 5**

### **Essais d'usure représentatifs sur le Système Tribologique Simple**



## Sommaire

---

<b>5.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>97</b>
<b>5.2</b>	<b>Protocole expérimental</b>	<b>98</b>
5.2.1	Présentation du banc d'essai	98
5.2.2	Les échantillons	99
	Le matériau	99
	La géométrie et le contact	100
	La conception des échantillons	101
5.2.3	Les essais	102
	Préparation des échantillons	102
	Variables de pilotage et conditions communes	102
	Le plan d'expérience	102
5.2.4	Représentativité des essais	103
	Influence de la rugosité	103
	Contraintes résiduelles	104
	Angles d'attaque	105
	Cinématique du glissement	105
<b>5.3</b>	<b>Exploitation des résultats</b>	<b>106</b>
5.3.1	Étude du comportement du contact	106
	Détermination des frontières des régimes de glissement	106
	Réponse du contact	107
5.3.2	Démarche statistique pour l'analyse de la réponse du contact en régime de glissement mixte	109
	Distribution gaussienne	109
	Prédictivité des mesures	110
<b>5.4</b>	<b>Résultats et analyse des essais expérimentaux</b>	<b>111</b>
5.4.1	Articulation de la démarche statistique dans les lois d'usure envisagées	111
	Volume usé	111
	Profondeur usée	112
5.4.2	Lois de comportement proposées	112
	Volume usé	112
	Profondeur usée	113
5.4.3	Comparaison entre les deux régimes de glissement	114
	Bilan des lois d'usure	114
<b>5.5</b>	<b>Conclusion</b>	<b>117</b>

---

## 5.1 Introduction

La liaison cannelée étudiée subit des sollicitations de fretting et des endommagements importants en usure. La méthode de dimensionnement passe par une transition d'échelle qui consiste à effectuer des mesures d'usure locale en considérant un chargement représentatif du système global. Le chargement global tient compte de l'environnement de la liaison cannelée (chapitre 3). Les bornes des variables locales pilotant l'usure sont obtenues par une démarche d'équivalence (section 4.5).

Les essais expérimentaux sur "Système Tribologique Simple" (STS) ont pour objet de déterminer une durée de vie du couple de matériaux en contact représentative des conditions réelles. Les trois points suivants jouent en grande partie le rôle de représentativité : l'environnement, les propriétés mécaniques et l'interface. Les trois catégories sont interdépendantes. Un environnement représentatif passe par la prise en compte d'une température de fonctionnement équivalente et du type de lubrification. Ici, la température est celle de la cloche d'embrayage dans laquelle il n'y a pas de lubrification. Les propriétés mécaniques sont dépendantes du processus de fabrication ainsi que des traitements thermomécaniques de la pièce. Les liaisons cannelées sont roulées puis subissent un traitement thermomécanique de carbo-nituration. Enfin, il faut que l'interface de contact soit bien représentée. L'interface est dépendante de la rugosité et de la géométrie. La rugosité dépend des matériaux et le type de lubrification agit sur le frottement. La liaison cannelée ne subit pas d'usinage. Ainsi, la rugosité est fournie par le processus de fabrication. Par ailleurs, le fait qu'il n'y ait pas de lubrification provoque un frottement sec et les débris piégés dans le contact vont modifier la cinétique d'usure. La géométrie est définie par la forme du contact et des angles d'attaque particuliers qui vont influencer la cinétique d'usure. Nous nous attacherons également à définir correctement une taille d'échantillons pour le STS, permettant de limiter les effets de bords qui fausseraient les résultats. En effet, il est montré [37] que la taille du contact est un facteur déterminant du processus tribologique. Aussi, l'une des originalités de cette recherche est d'étudier la cinétique d'usure non seulement pour des pressions de contact équivalentes mais aussi pour des aires de contact similaires à celles impliquées dans le système industriel.

Une fois les conditions réelles correctement définies et prises en compte dans la mesure du possible, une loi d'usure représentative du système réel est développée. Celle-ci tient compte des sollicitations locales intervenant dans la liaison cannelée en termes de glissements et de contraintes à l'interface. Elle permet de connaître en tout point de l'interface et selon le chargement, la vitesse d'usure existante. En outre, l'étude du comportement de l'interface est effectuée afin de comprendre les phénomènes apparaissant dans le système réel. De là des solutions palliatives peuvent être envisagées.

Le chapitre se divise en trois sections. Dans un premier temps, nous introduisons le banc d'essai, les échantillons et le plan d'expérience considérés pour les essais sur le STS. Ensuite, nous proposons une démarche d'exploitation des résultats compte tenu des observations sur le comportement du contact. Enfin, nous présentons les résultats. Des lois d'usure sont déterminées. Un comparatif entre les différents régimes de glissement est effectué. Une étude de la représentativité vis-à-vis du système réel est réalisée.

## 5.2 Protocole expérimental

### 5.2.1 Présentation du banc d'essai

Les essais ont été effectués au Laboratoire de Tribologie et de Dynamique des Systèmes (LTDS) de l'Ecole Centrale Lyon dans l'équipe "Fretting Fatigue et Usure" de S. Fouvry avec les conseils bienveillants de K. Kubiak et C. Mary.

Le schéma de principe du banc d'essai est illustré sur la figure 5.1.

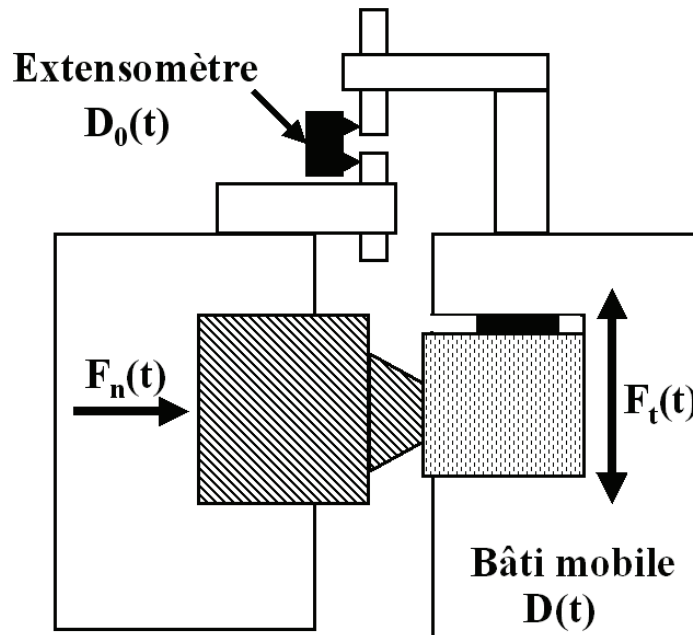


Figure 5.1. Schéma de principe du banc d'essai employé pour effectuer les essais sur STS.

Il est composé de deux parties. Une partie est liée à un bâti fixe (côté gauche de la figure) et une partie mobile est liée à un vérin (à droite de la figure). Le vérin impose un déplacement tangentiel unidirectionnel au support mobile qui permet, lors de l'essai, de créer le débattement à l'interface. Une vis de serrage s'appuyant sur un capteur d'effort permet d'appliquer la force normale qui est constante dans le temps. Le débattement tangentiel est piloté par un extensomètre. Un capteur d'effort permet d'enregistrer la valeur de l'effort tangentiel. D'autre part, il y a la possibilité d'isoler la zone de travail afin d'imposer une température supérieure à l'ambiante.

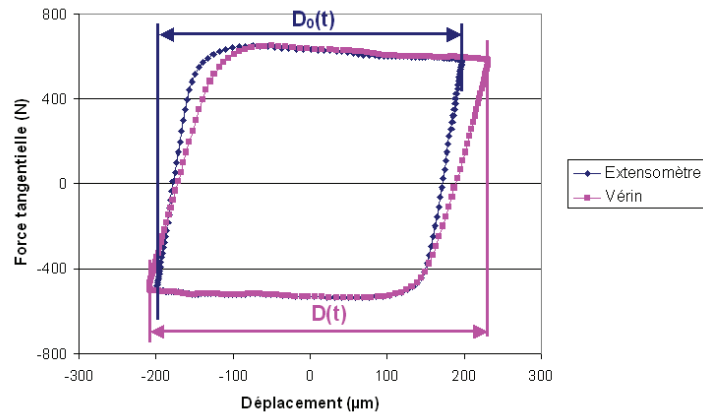
Les spécifications du banc d'essai sont les suivantes :

- Effort normal applicable : entre 300 N et 6000 N.
- Débattement sur vérin :  $\pm 1 \mu\text{m}$  à  $\pm 1 \text{ mm}$ .
- Débattement de l'extensomètre :  $\pm 1 \mu\text{m}$  à  $\pm 500 \mu\text{m}$ .
- Plage du capteur d'effort tangentiel :  $\pm 5000 \text{ N}$ .
- Température imposable : entre  $20^\circ\text{C}$  et  $450^\circ\text{C}$ .

Deux boucles de fretting sont comparées sur la figure 5.2. Sur l'une, le débattement est tracé à partir des données de l'extensomètre positionné près du contact. Sur la seconde, le débattement est tracé d'après le déplacement du vérin, mesuré au niveau du vérin hydraulique. La raideur  $K$  est obtenue d'après la pente des zones de croissance et de décroissance de l'effort tangentiel.

La raideur de la boucle tracée d'après les données de l'extensomètre est plus grande. L'extensomètre étant placé dans le même plan que le contact, le débattement tangentiel qu'il enregistre

## 5.2. Protocole expérimental



**Figure 5.2.** Boucles de fretting tracées d'après les données du vérin ou de l'extensomètre.

rend mieux compte de la raideur du contact. Le débattement enregistré par le vérin est, pour sa part, sensible à la raideur du montage. L'essai étant asservi à la mesure de l'extensomètre, l'amplitude de débattement au niveau du vérin est sensiblement plus importante. Nous observons en revanche que l'ouverture du cycle est équivalente pour un effort tangentiel nul. Ceci est conforme aux attentes car lorsque l'effort tangentiel est nul, l'effet de la complaisance du montage est inexistant.

Les données enregistrées à partir du cycle de sollicitation sont la force normale  $F_n$ , le débattement tangentiel  $\delta$ , le glissement tangentiel  $\delta_0$ , la force tangentielle  $F_t$  et l'énergie dissipée instantanée  $E_u$ . L'énergie dissipée du cycle est déduite de l'intégration de la boucle de fretting sur un cycle de sollicitation. La fréquence d'enregistrement de ces variables est réglable.

### 5.2.2 Les échantillons

Dans cette partie, nous allons définir, de façon précise, les informations relatives aux échantillons. Le principal objectif est de représenter au mieux le système réel. Ceci passe par une géométrie et un matériau équivalent.

#### *Le matériau*

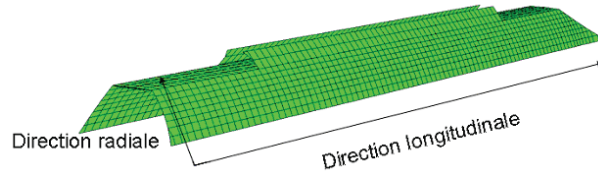
Les deux pièces de la transmission sont en acier 27CrMo4 standard. La composition est définie dans le tableau 5.1. La dureté initiale est de 265  $H_v$ . Le matériau subit un traitement de carbo-nitruration (enrichissement en carbone et en azote) sur une profondeur de 260  $\mu\text{m}$ . La dureté dans la zone carbo-nitrurée est mesurée par filiation et elle est située autour de 650  $H_v$ . Cette dureté correspond à une limite à rupture supérieure à 2 GPa.

**Tableau 5.1.** Composition chimique de l'acier 27CrMo4 utilisé pour les essais (en %). Les deux lignes de valeurs correspondent à la fourchette de pourcentage pour chacun des éléments.

C	Mn	Ni	Cr	Mo	Cu	Ti	Al	Si	S	P
0,23	0,60	$\leq 0,3$	0,90	0,20	$\leq 0,40$	$\leq 0,010$	0,015	0,010	0,025	$\leq 0,025$
0,31	0,90		1,20	0,30			0,040	0,040	0,040	

### La géométrie et le contact

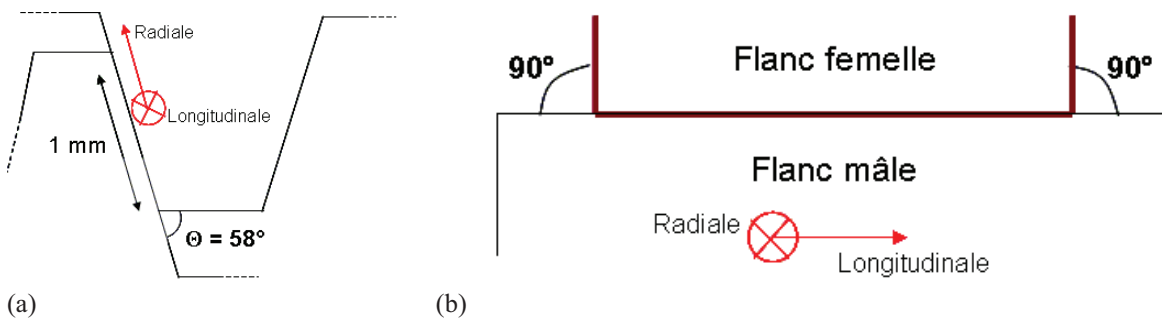
Le contact flanc sur flanc est défini par deux directions comme illustré sur la figure 5.3.



**Figure 5.3.** Définition des deux directions de contact des cannelures.

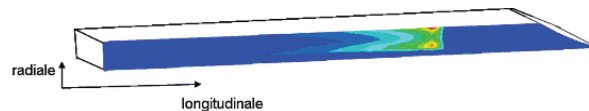
Les cannelures sont à flancs droits suivant la direction longitudinale et en développante de cercle suivant la direction radiale. Deux angles caractérisent la géométrie du contact. Ils sont tous les deux définis d'après les angles d'attaque dessinés par l'interface entre les deux parties de la liaison cannelée.

Ces angles sont illustrés sur la figure 5.4. Ils ont une importance non négligeable pour reproduire correctement la cinématique de glissement du contact réel.



**Figure 5.4.** (a) Angle suivant la direction radiale et (b) angle suivant la direction longitudinale intervenant dans le contact réel.

Le profil du champ de pression est déterminé d'après les calculs éléments finis volumiques effectués sur la liaison cannelée. Il est visible sur la carte des iso-pressions normales (figure 5.5). Le profil a la forme d'une agrafe avec deux maxima situés aux deux extrémités du contact suivant la direction radiale. Le profil de pression normale s'estompe sur la longueur du flanc ce qui se traduit par une diminution de la profondeur d'indentation.



**Figure 5.5.** Champ de pression obtenu sur le contact réel en tout point de l'interface.

Le champ de pression réel est du type poinçon sur plan comme illustré sur la figure 7.1 de la section 7.2.3 sur laquelle sont comparés le champ de pression d'un contact poinçon sur plan théorique [47, 68] à celui de la liaison cannelée suivant la direction radiale.

La différence de forme du profil de pression normale est liée à la faible discrétisation du modèle volumique de la liaison cannelée.

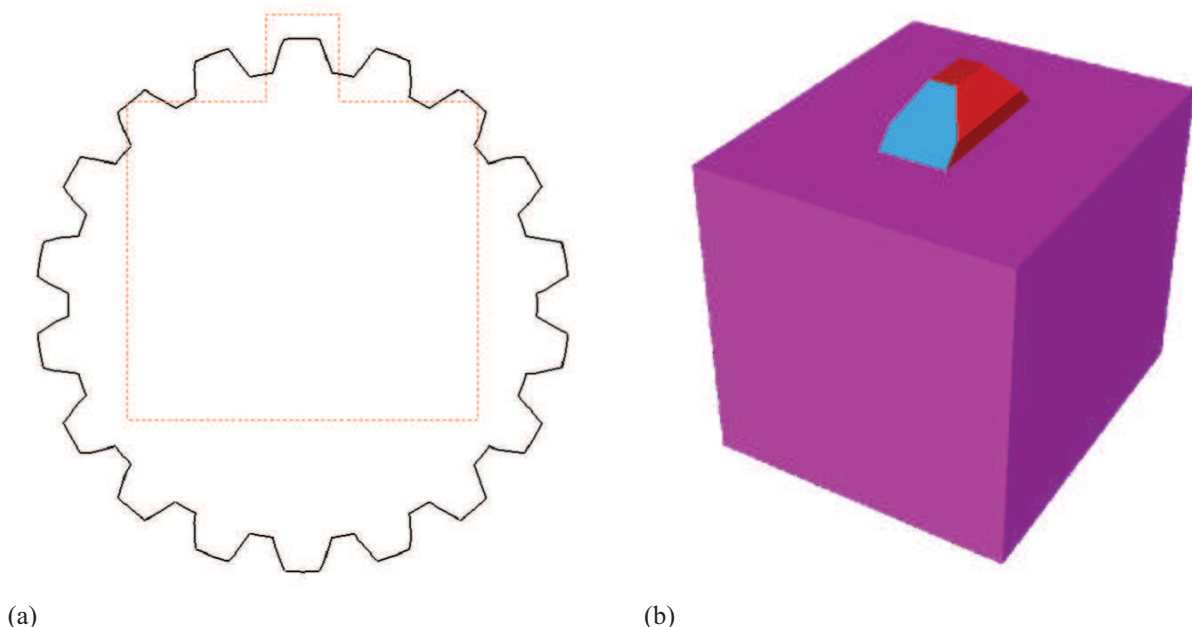
La modélisation analytique du champ de pression réel nécessite de considérer une succession de poinçons à force normale décroissante en fonction de la position longitudinale sur la liaison cannelée.

### *La conception des échantillons*

*Besoin pour les échantillons* Le contact réel présente, dans la direction longitudinale, un angle d'attaque de  $90^\circ$ . Néanmoins, lorsque la flexion de l'arbre primaire est présente, les dents de l'arbre primaire et celles du manchon sont partiellement en contact et le glissement à l'interface ne se fait plus avec un angle d'attaque de  $90^\circ$ . Dans la direction radiale, l'angle d'attaque est de  $58^\circ$ .

- De ce fait, trois types de poinçon sont considérés pour rendre compte de la géométrie réelle :
- des poinçons avec des angles d'attaque de  $45^\circ$  et  $90^\circ$  pour le glissement longitudinal ;
  - des poinçons avec un angle d'attaque de  $58^\circ$  pour le glissement radial.

*Mode de fabrication* L'ensemble des échantillons (poinçons et plans) est prélevé directement dans la masse de la liaison cannelée et le haut de la cannelure est utilisé pour le contact. Une fois usinés, les échantillons sont traités thermiquement selon le process de fabrication réel. Le mode de prélèvement est présenté sur la figure 5.6(a).



**Figure 5.6.** (a) Mode de prélèvement des échantillons dans la masse de la liaison cannelée. (b) Dessin CAO du poinçon avec un angle d'attaque de  $45^\circ$ .

La dimension du contact est de  $2 \text{ mm}^2$  afin de s'affranchir des effets de bords qui pourraient apparaître sur un poinçon de taille inférieure. Le résultat pour le poinçon avec un angle d'attaque de  $45^\circ$  est illustré sur la figure 5.6(b). Le poinçon est donc constitué d'une embase permettant de le fixer au support du banc d'essai. La partie frottante est située sur le haut.

L'essentiel a été fait de manière à se rapprocher le plus possible des caractéristiques réelles du contact. Malgré cela, certaines différences persistent. Nous nous attacherons à la discussion de ces différences dans la section 5.2.4.

*Quantités d'échantillons et caractéristiques* Au total, 60 poinçons sont usinés (et le nombre de plans correspondant). Les caractéristiques qui varient entre les poinçons sont la rugosité de la surface de contact créée par la rectification appliquée après l'usinage :

- l'état de surface de base donne une rugosité grossière et très peu représentative du système réel ;

- la rectification au fil donne une rugosité assez faible ;
- la rectification à la fraise donne une rugosité intermédiaire.

Une autre caractéristique est le traitement thermique qui est appliqué ou non. L'objectif initial pour ce point était de distinguer la transition entre le matériau traité et celui non traité lors des essais de fretting usure. Or après les premiers essais, nous avons abandonné l'étude de cet aspect car l'acier de base est tellement doux qu'il plastifie plus qu'il ne s'use. Par ailleurs il est probable que l'usure va induire par la suite un changement de la cinétique d'usure lorsque l'interface du contact atteindra le substrat non traité.

### 5.2.3 Les essais

#### *Préparation des échantillons*

Avant et après chaque essai, les échantillons sont nettoyés à l'acétone dans un bain d'ultrasons pour enlever toutes impuretés. Ils sont ensuite pesés puis passés au profilomètre. La mesure de masse permet d'estimer le volume usé. La mesure par profilométrie donne des informations locales sur la profondeur usée en tout point par exemple ou sur la rugosité moyenne avant et après essai.

#### *Variables de pilotage et conditions communes*

Tous les essais sont pilotés par un effort normal et un déplacement tangentiel. Les valeurs de ces variables sont explicitées dans le paragraphe suivant.

La fréquence de débattement est fixée à 15 hertz soit une fréquence moitié moindre que la fréquence de rotation moyenne de l'arbre primaire (environ 2000 tr/min). En première approximation, nous ferons l'hypothèse que la fréquence de débattement n'a pas d'influence sur le taux d'usure. Les essais se déroulent à une température représentative de celle de la boîte de vitesse : 150°C.

#### *Le plan d'expérience*

*Origines du chargement* Les résultats, issus des calculs sur le modèle EF volumique de la liaison cannelée, nous fournissent les valeurs des variables de pilotage des essais. Le calcul de référence, pris en compte pour l'obtention de ces valeurs, est celui déduit de la démarche d'équivalence en énergie présentée au paragraphe 4.5.

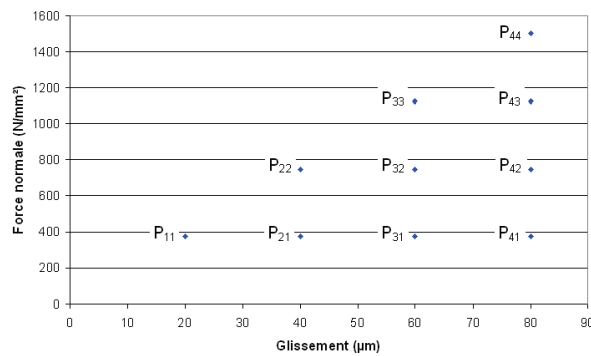
D'après le comportement du système réel que nous avons étudié au chapitre 4, nous considérons ce point comme la borne supérieure du plan d'expérience pour les essais STS.

*Obtention des points de fonctionnement* Les points de fonctionnement sont définis par une force normale et une amplitude de glissement. Quatre forces normales ( $F_{n_1}$  à  $F_{n_4}$  avec  $F_{n_1} < F_{n_4}$ ) et quatre amplitudes de glissement ( $\delta_{0_1}$  à  $\delta_{0_4}$  avec  $\delta_{0_1} < \delta_{0_4}$ ) sont considérées. Ces variables de pilotage donnent lieu à dix points de fonctionnement notés  $P_{ij}$  avec  $i$  la valeur de l'amplitude de glissement et  $j$  la valeur de la force normale,  $j \leq i$ .

Une fois la borne supérieure du plan d'expérience définie, les neuf autres points de fonctionnement se déduisent du premier en considérant une régression linéaire jusqu'à 0 à partir de la borne supérieure. Les dix points de fonctionnement sont présentés sur la figure 5.7. Une zone du graphique n'est pas exploitée dans la partie supérieure gauche. D'après les résultats du chapitre 7, au cours de l'usure, la force normale diminue tout comme le glissement ce qui conduit à ne pas retrouver dans le système réel de points avec un fort effort normal et un glissement faible.

Il est important de noter que le plan d'expérience est défini en termes de glissement. Les essais sur STS sont pilotés en débattement. Le débattement tient compte de la raideur du contact. Il

## 5.2. Protocole expérimental



**Figure 5.7.** Les dix points de fonctionnement du plan d’expérience construit à partir de la borne maximale déterminée numériquement.

faut donc introduire un réglage adéquat du débattement pour obtenir un glissement tel que celui désiré.

*Catégorisation des essais* Quatre essais à débattement variable sont considérés afin de déterminer les points de transition entre les différents régimes de glissement. Les quatre essais correspondent aux quatre forces normales du plan d’expérience (figure 5.7). Les points de fonctionnement pour ces essais sont notés  $P_{.1}$  à  $P_{.4}$ .

Les dix points de fonctionnement du plan d’expérience sont testés pour 100 000 cycles de fretting. Nous effectuons plusieurs essais de répétabilité sur trois des dix points en considérant 50 000 cycles de fretting au lieu des 100 000 initiaux. Les points de répétabilité sont  $\hat{P}_{41}$ ,  $\hat{P}_{22}$  et  $\hat{P}_{43}$ . Un essai supplémentaire de prédictivité est considéré sur le plan d’expérience initial. Cet essai est effectué pour le point de fonctionnement  $\hat{P}'_{22}$ . La fréquence d’échantillonnage des variables enregistrées est plus grande, ceci en vue de quantifier l’influence de la fréquence d’échantillonnage sur les résultats obtenus.

Nous faisons des essais de représentativité qui consistent à prendre des points de fonctionnement positionnés dans d’autres régimes de glissement et à comparer les comportements à l’usure. Les points de fonctionnement considérés<sup>1</sup> sont  $P_{160-1125}$ ,  $P_{145-1125}$  et  $P_{170-750}$ .

Enfin, trois essais complémentaires à caractère validant sont réalisés. Nous les appelons  $\tilde{P}_{44}$ ,  $\tilde{P}_{42}$  et  $\tilde{P}_{155-750}$ .

Les conditions de tous les essais sont résumées dans le tableau 5.2.

### 5.2.4 Représentativité des essais

Dans cette partie, nous parlerons de la représentativité des résultats des essais sur le STS vis-à-vis du système réel. Les points de divergence sont notamment l’état de surface, le mode d’usinage, les angles d’attaque et la cinématique de glissement. Pour les autres caractéristiques, les systèmes sont équivalents. Le process de fabrication des cannelures est réalisé de manière à ce que les flancs s’épousent parfaitement. De ce fait, le contact est conforme et la géométrie des essais sur STS est cohérente avec cette particularité.

#### *Influence de la rugosité*

La fabrication et l’utilisation des échantillons tels qu’ils sont définis ici posent des problèmes de représentativité de l’état de surface initial du flanc de cannelure. En effet, les dents de la liaison cannelée sont roulées ce qui leur confèrent une texture particulière. Dans le cas des

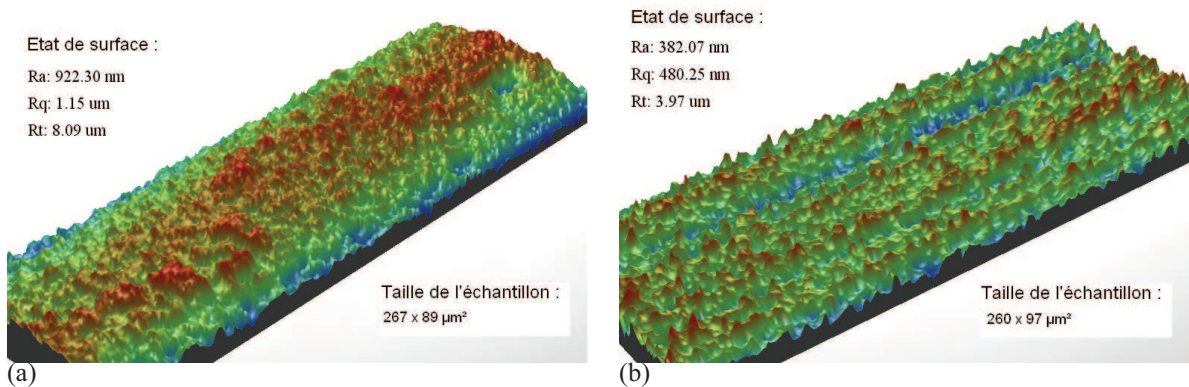
<sup>1</sup>notation  $P_{\delta_0-F_n}$



**Tableau 5.2.** Résumé des essais réalisés.

	Nombre d'essais	$F_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\delta_0$ ( $\mu\text{m}$ )	Nombre de cycles	$f_n$ (Hz)
Du plan	10	375 - 1500	10 - 40	100 000	1/1000
Répétabilité	3	375 - 1125	20, 40	50 000	1/1000
Prédictivité	1	750	20	50 000	1/30
Représentat.	3	750, 1125	145 - 170	100 000	1/1000
$\delta$ variable	4	375 - 1500	–	40 000	1/1000
Compléments	3	750, 1500	40, 155	25 000, 260 000	1/1000

essais sur STS, la rectification du haut de cannelure ne donnera pas exactement le même état de surface. La figure 5.8 présente l'état de surface du flanc après fabrication et celui du poinçon après rectification au fil. Le flanc a une rugosité moyenne  $R_a$  deux fois et demi supérieure à celle du poinçon et l'écart-type sur la rugosité est du même ordre de grandeur. Les deux rugosités moyennes sont très faibles (moins de  $1 \mu\text{m}$ ).

**Figure 5.8.** État de surface initial (a) du flanc et (b) du poinçon après rectification au fil.

Par ailleurs, des études [116] ont mis en évidence l'influence limitée de l'état de surface initial sur le comportement à l'usure au-delà des premiers cycles de fretting, notamment dans le cas des frottements secs. Or, nous nous intéressons dans cette étude à l'usure de la cannelure en régime permanent. Nous pouvons donc nous affranchir des paramètres d'usure lors du rodage du contact. Cela signifie que les résultats que nous obtiendrons ne nous donneront aucune information sur l'initiation du phénomène d'usure. Nous avons jugé cependant ce paramètre d'ordre 2. Pour vérifier cette hypothèse, nous avons réservé six éprouvettes (couple poinçon/plan) pour tester plusieurs états de surface différents pour un point de fonctionnement donné.

### Contraintes résiduelles

Comme nous l'avons précisé dans le paragraphe précédent, les liaisons cannelées sont roulées puis traitées thermiquement ce qui leur confère des contraintes résiduelles particulières. Les

échantillons poinçons et plans sont fabriqués, traités thermiquement puis rectifiés. Ainsi, il est difficile de s'assurer de l'équivalence des contraintes résiduelles entre les deux systèmes.

Toutefois, des traitements thermiques sont effectués après fabrication dans les deux cas et les traitements de carbo-nitruration suivis d'un refroidissement permettent de générer dans les deux systèmes, des contraintes résiduelles proches (contraintes de compression permettant d'améliorer leur résistance à la fatigue et à l'usure). La rectification, qui a lieu ensuite dans le cas des poinçons et des plans, modifie quelque peu l'état de contraintes et il est tout à fait envisageable que cette modification n'impacte qu'une faible zone au-dessous de la surface. Ainsi, nous pouvons estimer que la différence de comportement n'aura lieu que durant les premiers cycles de fretting. Cette hypothèse sera vérifiée en parallèle à celle concernant l'influence de l'état de surface.

### *Angles d'attaque*

Les angles d'attaque sur la liaison cannelée sont de  $90^\circ$  suivant la direction longitudinale et de  $58^\circ$  suivant la direction radiale. Il est possible que l'angle d'attaque ait une influence sur la cinétique d'usure. Cependant, lorsqu'un défaut de positionnement est présent sur la liaison cannelée et qu'il induit une flexion de l'arbre, l'angle d'attaque suivant la direction longitudinale devient différent (il diminue).

Les essais sur STS font intervenir plusieurs angles d'attaque afin de vérifier l'impact de ce paramètre sur la cinétique d'usure. Toutefois, il est difficile de représenter de manière précise les angles d'attaque réels à l'aide de ces échantillons. Si l'angle d'attaque influence la cinétique d'usure à l'ordre 1, alors il sera seulement possible d'estimer l'intervalle de cinétiques d'usure dans lequel évolue le système réel.

### *Cinématique du glissement*

Nous avons vu (section 4.4.2) que le contact sur le système réel n'est pas établi durant toute la rotation de la liaison. Les flancs sont en contact durant une demi rotation. Il s'opère donc un décollement lors de la rotation qui n'est pas modélisable avec le banc d'essai que nous utilisons. En effet, il faudrait, pour modéliser ce phénomène, avoir une force normale variable au cours du temps ce qui n'est pas envisageable à ce stade. Toutefois, il est à noter que le groupe DFI du LTDS développe actuellement un banc d'essai susceptible de modéliser ce type de phénomène.

Des études numériques comparatives entre le roulement avec glissement et le fretting ont été effectuées dans le domaine du fretting fatigue (régime de glissement partiel) [25]. Les auteurs rapportent l'effet bénéfique du roulement avec glissement (toutes proportions gardées) sur le comportement en fatigue. Ils constatent que l'effet de va-et-vient en fretting réduit les limites d'adaptation du fait de la nocivité de l'alternance du cisaillement. Ce type d'étude n'a jamais été effectué dans le cadre du fretting usure. Il serait donc intéressant de réaliser un travail dans ce sens. L'usure est liée à de la plasticité confinée à la surface de l'échantillon [116]. En suivant les résultats de Dang Van et Maïtournam, il est probable que la cinétique d'usure sans décollement soit supérieure à celle avec décollement.

Dans cette étude, nous ferons l'hypothèse que les cinétiques d'usure sont équivalentes dans les deux situations et que les quantités usées sont additives.

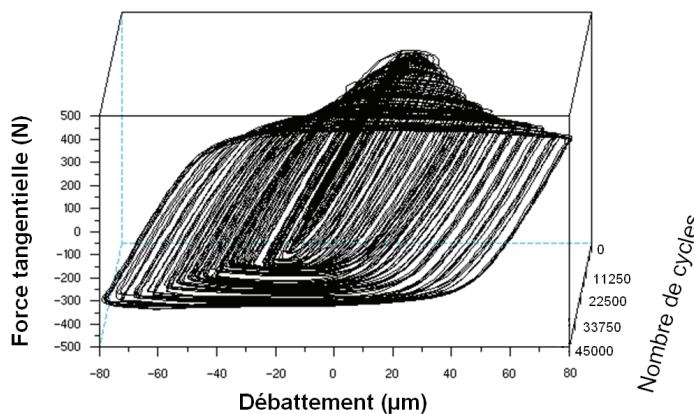
## 5.3 Exploitation des résultats

### 5.3.1 Étude du comportement du contact

L'objectif de ce paragraphe est de mettre en évidence le régime de glissement qui régit le comportement des points de fonctionnement du plan d'expérience.

#### *Détermination des frontières des régimes de glissement*

Afin de positionner les régimes de glissement dans le plan  $F_n \delta_0$ , des essais à débattement variable sont réalisés. Les essais à débattement variable consistent à garder une force normale constante et à augmenter progressivement l'amplitude de glissement. L'augmentation de  $\delta_0$  est effectuée par pas de  $5 \mu\text{m}$  et pour chaque pas de  $\delta_0$ , 1500 cycles de fretting sont réalisés. Quatre essais à débattement variable sont effectués pour les quatre forces normales du plan d'expérience. Une bûche de fretting pour un essai à débattement variable est illustrée sur la figure 5.9.



**Figure 5.9.** Exemple d'une bûche de fretting pour une force normale constante et un débattement variable.

La caractéristique principale est une augmentation de l'aire de la boucle de fretting à mesure que le débattement et la force tangentielle augmentent.

*Méthode de détermination* Pour déterminer les zones de transition entre les différents régimes de glissement, nous employons deux courbes de référence :

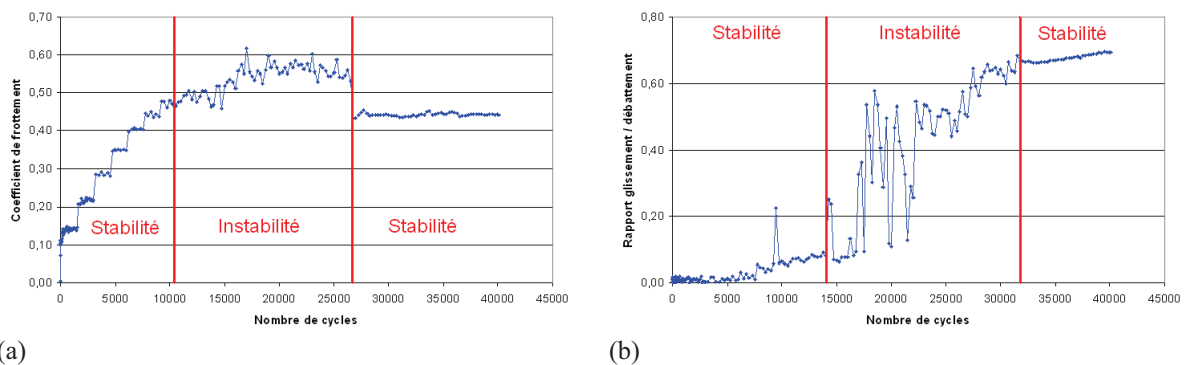
- l'évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles (figure 5.10(a)) ;
- l'évolution du rapport  $\delta_0/\delta$  en fonction du nombre de cycles (figure 5.10(b)).

Nous remarquons que le coefficient de frottement augmente par palier puis atteint la valeur au-delà de laquelle son évolution est très perturbée. Cette phase est associée à une instabilité du contact de type stick-slip (voir l'annexe C). L'instabilité disparaît après un certain palier laissant place à une chute caractérisée puis à un coefficient de frottement constant.

Le rapport  $\delta_0/\delta$  augmente progressivement au début de l'essai et de manière linéaire puis la zone d'instabilité déjà observée sur le coefficient de frottement apparaît. Au-delà d'un certain temps, l'instabilité disparaît au profit d'un comportement plus conventionnel avec un rapport  $\delta_0/\delta$  qui tend vers une valeur constante (0,7) caractéristique du régime de glissement total.

*Transitions et plan d'expérience* Dans le tableau 5.3, nous regroupons les valeurs des glissements pour les points de transition entre les différents régimes de glissement. À chaque force

### 5.3. Exploitation des résultats



**Figure 5.10.** Évolution (a) du coefficient de frottement et (b) du rapport glissement sur débattement durant un essai à débattement variable.

normale, nous constatons deux points de transition :

- un pour le passage entre le régime de glissement partiel et le régime de glissement mixte
- un pour le passage entre le régime de glissement mixte et le régime de glissement total.

**Tableau 5.3.** Valeurs des transitions entre régimes de glissement en fonction de la force normale.

Force normale (N)	glissement pour la transition partiel / mixte ( $\mu\text{m}$ )	glissement pour la transition mixte / total ( $\mu\text{m}$ )
375	5,3	52,3
750	9,2	122,4
1125	9,2	217,4
1500	12,1	258,1

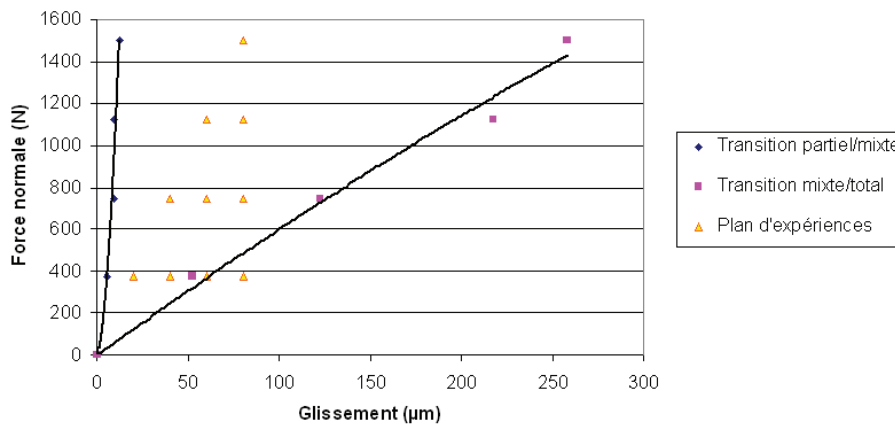
Nous notons que les glissements pour la transition entre le régime de glissement partiel et le régime de glissement mixte ne sont pas nuls. Cet état est lié à la présence de la zone de collage constituée au centre et de la zone de glissement qui est localisée sur les bords du contact.

Une série supplémentaire d’essais à débattement variable pourrait affiner les zones de transition entre les différents régimes de glissement.

À partir de ces points, nous traçons les frontières entre les régimes de glissement en considérant qu’à une force normale de nulle est associé un glissement nul. Sur le graphique de la figure 5.11 sont mis en regard le plan d’expérience et les frontières entre les régimes de glissement. Nous constatons que le plan d’expérience est situé dans la zone de glissement mixte. Nous avons vu dans le paragraphe précédent que ce régime de glissement s’accompagne d’un comportement d’instabilité prononcée de type stick-slip.

#### *Réponse du contact*

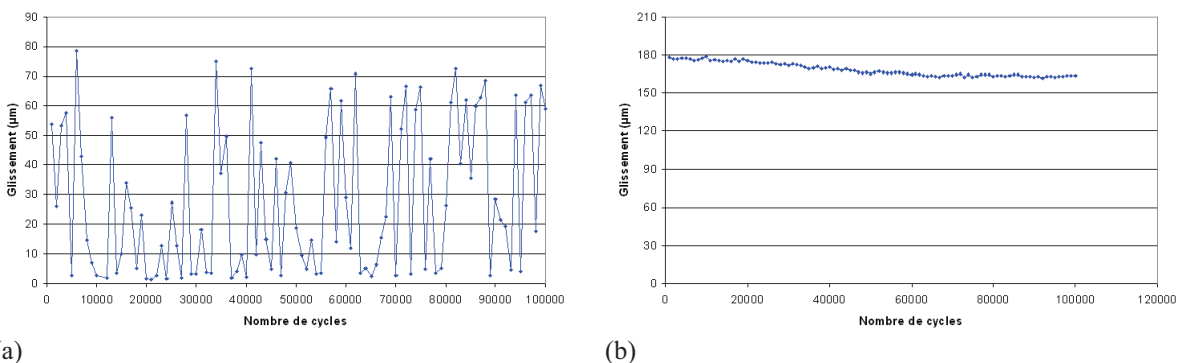
Dans ce paragraphe, les réponses globales sont comparées selon la zone de glissement considérée. Il s’agit donc de caractériser les comportements provoqués par la sollicitation de fretting au travers de la variable de glissement. Les deux régimes de glissement pris en compte sont le



**Figure 5.11.** Transitions entre les régimes de glissement et positionnement du plan d'expérience d'origine.

glissement mixte et le glissement total. La comparaison est faite sur la variable de glissement qui représente concrètement l'état du contact sous de telles sollicitations.

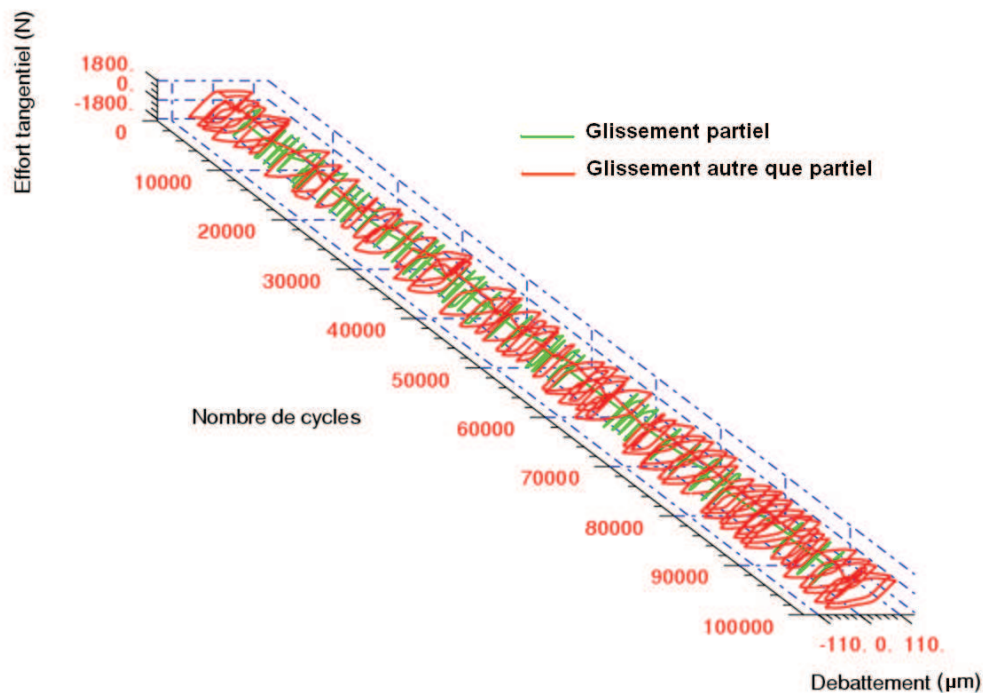
La figure 5.12 illustre la différence de comportement du contact.



**Figure 5.12.** Évolution du glissement à l'interface en fonction du nombre de cycles en régime de glissement (a) mixte et (b) total.

Nous constatons que la variable de glissement en régime de glissement total est stable tandis qu'elle est fortement perturbée en régime de glissement mixte. L'origine de cette perturbation est une instabilité de stick-slip. En effet, le contact oscille entre une situation en glissement partiel et une situation en glissement total, deux seuls régimes où son comportement est stable. La figure 5.13 illustre cette situation. La bûche de fretting est dissociée. En vert apparaissent les boucles de fretting en glissement partiel et en rouge les autres boucles. Les points de transition entre les domaines de glissement partiel et de glissement mixte (tableau 5.3) sont les critères qui permettent cette distinction.

Ce constat met en évidence un aspect supplémentaire : les variables de pilotage présentent une différence entre la valeur nominale appliquée à l'essai et la valeur observée. Les graphiques de la figure 5.12 montrent que ce phénomène est clairement lié à la réponse du contact. Le banc est massif et très rigide. De plus, la gamme de débattement dans laquelle apparaît l'instabilité est large. Il ne peut donc pas s'agir d'un des modes de résonance du banc d'essai. Il est donc nécessaire de prévoir une démarche d'exploitation. Celle-ci est présentée dans la section suivante.



**Figure 5.13.** Bûche de fretting en régime de glissement mixte avec séparation des boucles selon le régime d'appartenance.

### 5.3.2 Démarche statistique pour l'analyse de la réponse du contact en régime de glissement mixte

Avant de considérer la valeur moyenne et l'écart-type comme variables caractéristiques du signal enregistré, il est nécessaire de s'assurer que ce dernier suit une distribution gaussienne.

Deux moyens sont disponibles. Le premier moyen est qualitatif et a pour objectif de vérifier que la densité de probabilité suit une loi normale. Pour cela, nous comparons la distribution des variables de pilotage à une distribution gaussienne. Le deuxième moyen est semi-quantitatif et de par cette caractéristique, il est plus intéressant. C'est la méthode de la droite de Henry. Faisons l'hypothèse que  $y$  est une variable gaussienne avec une valeur moyenne  $\bar{y}$  et un écart-type  $\sigma$ . Si  $\gamma$  est une variable de loi normale centrée réduite, nous avons les égalités suivantes :

$$P(y < Y) = P\left(\frac{y - \bar{y}}{\sigma} < \frac{Y - \bar{y}}{\sigma}\right) = P(\gamma < t) = \Phi(t) \quad (5.1)$$

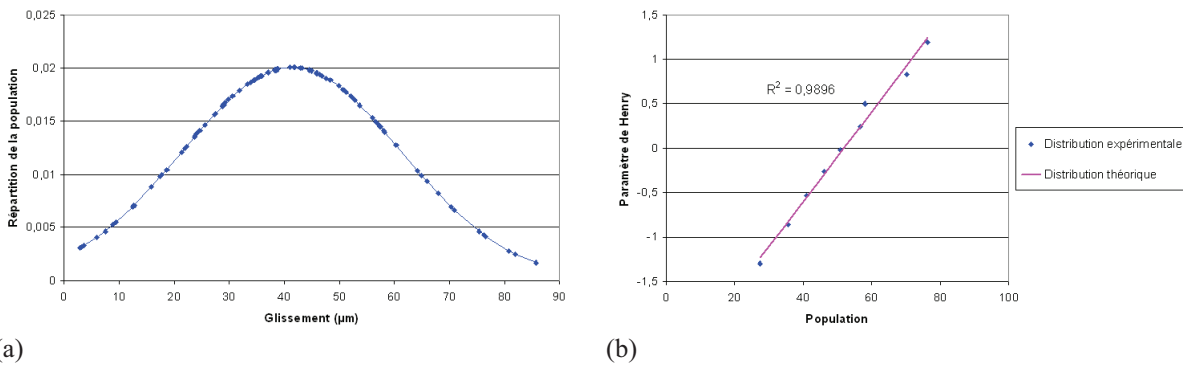
où  $t = \frac{Y - \bar{y}}{\sigma}$  et  $\Phi$  est la fonction de répartition pour la loi normale centrée réduite.

En d'autres termes, la variable étudiée est gaussienne si le couple  $(y_i, t_i)$  est aligné avec la droite  $t = \frac{Y - \bar{y}}{\sigma}$  ( $i$  appartient à l'ensemble des objets de l'échantillon).

Pour l'étude, l'estimation de bon alignement est basée sur la valeur du coefficient de régression. Si sa valeur proche de 1, alors l'approximation de la droite de Henry est raisonnable et l'hypothèse de distribution gaussienne est dans ce cas validée.

#### **Distribution gaussienne**

La figure 5.14 illustrent le comportement de la variable amplitude de glissement. D'un point de vue qualitatif, les distributions ressemblent à une distribution gaussienne. D'un point de vue quantitatif, nous remarquons qu'en accord avec la valeur du coefficient de régression de la

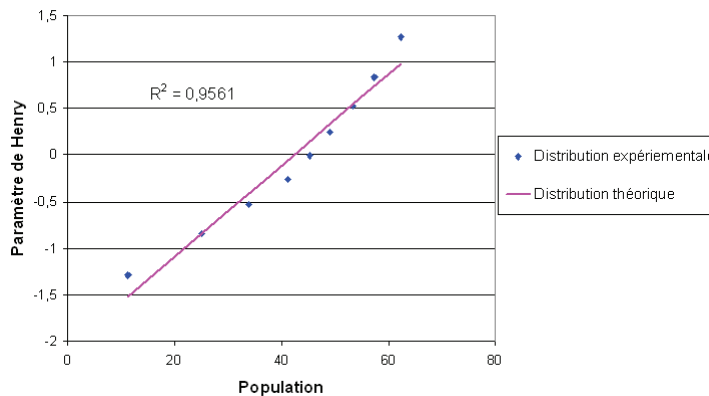


**Figure 5.14.** (a) Illustration de la distribution gaussienne calculée sur l'amplitude de glissement de l'essai  $P_{43}$ .  
 (b) Illustration de la méthode de la droite de Henry pour la même variable et le même essai.

droite de Henry, le glissement peut être considéré comme suivant une distribution gaussienne. Toutes les variables d'intérêt, utilisées pour développer les lois d'usure, ont un comportement équivalent sur toute la gamme d'essais effectués. De ce fait, dans le cas du glissement mixte, elles peuvent être assimilées à des variables gaussiennes.

**Prédictivité des mesures**

Nous considérons l'essai  $\hat{P}'_{22}$  pour lequel la fréquence d'enregistrement des variables est de 1/30. L'idée est de considérer un échantillon suffisamment important pour être représentatif de la population, ce qui est le cas ici ( $n > 30$ ). Les résultats sont fournis sur le graphique de la figure 5.15 pour la variable glissement.



**Figure 5.15.** Droite de Henry tracée pour le glissement de l'essai  $\hat{P}'_{22}$ .

L'hypothèse de distribution gaussienne est validée dans cette situation. La valeur moyenne est de  $37,9 \mu\text{m}$ . La distribution est très étalée autour de cette valeur. L'écart-type est de  $41,3 \mu\text{m}$ . Un comparatif avec la variable de glissement des essais au même point de fonctionnement ( $P_{22}$  et  $\hat{P}_{22}$ ) mais avec une fréquence d'échantillonnage 33 fois plus faible est effectué. Les résultats en termes d'écart-type sur le glissement sont sensiblement équivalents (respectivement  $35,4 \mu\text{m}$  et  $39,2 \mu\text{m}$ ). Nous estimons donc qu'une fréquence d'échantillonnage de 1/1000 est suffisante pour exploiter les données.

## 5.4 Résultats et analyse des essais expérimentaux

### 5.4.1 Articulation de la démarche statistique dans les lois d'usure envisagées

Tout d'abord, nous faisons l'hypothèse de loi d'usure linéaire. Nous retenons deux types de lois d'usure :

- une loi d'Archard ;
- une loi énergétique.

Les deux sont écrites d'un point de vue global et d'un point de vue local. Les définitions des deux lois ont été fournies dans le paragraphe 1.4.1. Dans les paragraphes qui suivent, nous nous attachons à préciser les lois dans le contexte de traitement statistique des données.

#### *Volume usé*

Les lois d'usure sont écrites comme suit :

la loi d'Archard :

$$V_u = \alpha N \bar{F}_n 4 \bar{\delta}_0 \quad (5.2)$$

la loi énergétique :

$$V_u = \beta \sum_{k=1}^N E_{u_k} \quad (5.3)$$

où  $N$  est le nombre de cycles,  $\bar{F}_n$  et  $\bar{\delta}_0$  sont respectivement la force normale moyenne et l'amplitude de glissement moyenne.  $E_{u_k}$  est l'énergie dissipée par frottement sur le  $k^{ieme}$  cycle de fretting.  $\alpha$  et  $\beta$  sont les coefficients d'usure. Le paramètre d'Archard est le produit  $4 N \bar{F}_n \bar{\delta}_0$ . On note que dans la loi d'Archard, nous ne faisons pas référence à la dureté du matériau qui est directement intégrée dans le paramètre  $\alpha$ .

L'énergie dissipée par frottement est l'aire de la boucle de fretting qui s'écrit :

$$E_{u_k} = \int_{\text{cycle } k} F_t \delta_0 dt \quad (5.4)$$

où  $F_t$  est la force tangentielle. Étant donné que les variables intervenant dans le modèle énergétique sont gaussiennes, la relation 5.3 peut s'écrire :

$$V_u = \beta \sum_{k=1}^N E_{u_k} = \beta N \bar{E}_u \quad (5.5)$$

La quantité usée  $V_u$  est le volume d'usure défini ci-dessous :

$$V_u = \frac{\|m_f - m_i\|}{\rho} \quad (5.6)$$

avec  $\rho$  la masse volumique,  $m_i$  et  $m_f$  les masses de l'échantillon aux instants initial et final.



### Profondeur usée

Les relations définies dans le paragraphe précédent sont divisées par la surface de contact finale  $S_{cf}$ . En considérant une distribution homogène de la densité d'énergie dissipée ou du travail d'Archard dans l'interface, nous pouvons postuler une description locale moyenne de l'usure telle que :

pour la loi d'Archard :

$$\frac{V_u}{S_{cf}} = \frac{1}{S_{cf}} (\alpha N \bar{F}_n 4 \bar{\delta}_0) \quad (5.7)$$

pour la loi énergétique :

$$\frac{V_u}{S_{cf}} = \frac{1}{S_{cf}} (\beta \sum_{k=1}^N E_{u_k}) \quad (5.8)$$

La quantité usée, résultant du volume usé par rapport à la surface de contact finale, est la profondeur usée moyenne définie de la manière suivante :

$$\frac{V_u}{S_{cf}} = \bar{h}_u = \frac{1}{S_{cf}} \int_S \|h_f - h_i\| dS \quad (5.9)$$

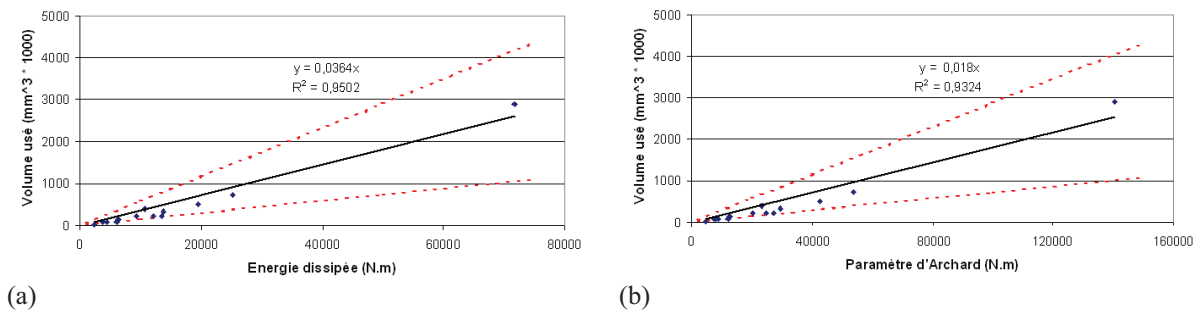
#### 5.4.2 Lois de comportement proposées

Dans cette section, nous présentons les lois de comportement obtenues dans l'hypothèse de linéarité. Les résultats sont présentés pour des points de fonctionnement en glissement mixte et pour des points en glissement total. Nous étudions également les limites de l'hypothèse de linéarité.

Pour toutes les lois d'usure présentées, le volume et la profondeur usés sont cumulés sur le poinçon et le plan de chaque essai.

#### Volume usé

*Points en glissement mixte* Les graphiques de la figure 5.16 présentent les lois d'usure d'après les modèles d'Archard et énergétique. Les points de fonctionnement employés pour ces essais sont :  $\hat{P}_{22}$ ,  $\hat{P}_{43}$ ,  $\hat{P}'_{22}$ ,  $\tilde{P}_{42}$  et  $\tilde{P}_{44}$  et tous les points du plan d'expérience sauf  $P_{41}$  et  $P_{31}$ .



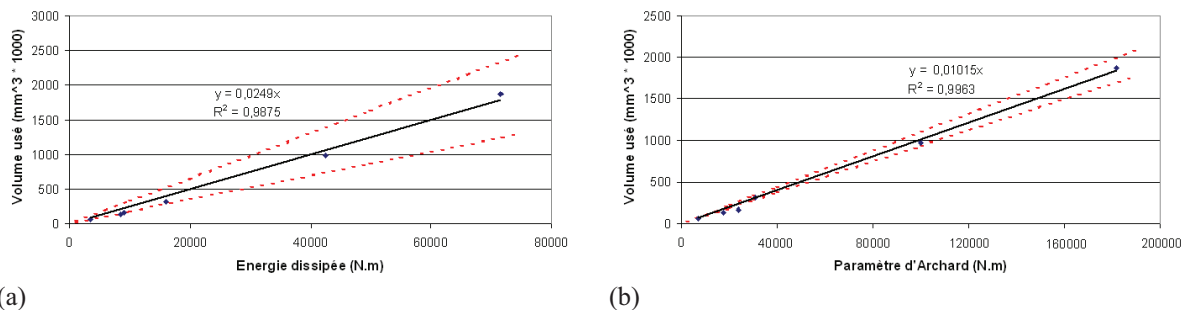
**Figure 5.16.** (a) Approche énergétique et (b) modèle d'Archard pour la loi d'usure en glissement mixte à l'échelle globale.

Les droites de régression estimées passent par l'origine. Que ce soit pour le modèle d'Archard ou le modèle énergétique, les relations avec le volume usé sont linéaires. Le coefficient de

#### 5.4. Résultats et analyse des essais expérimentaux

Pearson  $R^2$  qui juge la qualité de la régression est proche de 1, ce qui traduit un bon alignement des points sur la droite. Les deux droites rouges de part et d'autre de la droite de régression correspondent aux bornes des coefficients de régression ( $\alpha \pm \sigma_\alpha$  ou  $\beta \pm \sigma_\beta$ ). Dans les deux cas, le domaine de validité de la loi d'usure est assez large et nous remarquons que tous les points de fonctionnement sont compris dans ce domaine. Cependant, le domaine de validité est sans doute surestimé du fait qu'il prend en considération le maximum des écart-types sur tous les essais.

*Points en glissement total* Dans ce paragraphe, nous étudions le comportement du contact en glissement total. Les résultats sont illustrés sur la figure 5.17. Les points de fonctionnement considérés sont les points de représentativité,  $\tilde{P}_{155-750}$ ,  $P_{41}$ ,  $P_{31}$  et  $\hat{P}_{41}$ . La linéarité des lois est vérifiée et les coefficients de régression se rapprochent de 1 comparativement à ceux en glissement mixte.



**Figure 5.17.** (a) Approche énergétique et (b) modèle d'Archard pour la loi d'usure en glissement total à l'échelle globale.

Deux points sont à souligner :

- les coefficients d'usure sont inférieurs à ceux obtenus en glissement mixte ;
- les écart-types sont moins grands qu'en glissement mixte.

*Premier bilan* Les coefficients d'usure des lois en glissement mixte sont plus grands que ceux en glissement total ; ce qui laisse entendre un rendement énergétique d'usure plus important en glissement mixte qu'en glissement total. Cette particularité sera étudiée de manière plus précise dans la section 5.4.3. Il est probable que les processus physiques d'endommagement soient différents. Nous pouvons postuler un phénomène de fatigue du troisième corps durant les phases en glissement partiel [37].

Le domaine de validité des lois est plus restreint en glissement total car les variables pilotant l'énergie dissipée et l'usure sont beaucoup plus stables qu'en glissement mixte. Les écart-types sur les variables sont de ce fait bien plus faibles.

Compte tenu des résultats observés d'un point de vue global et notamment les mêmes tendances pour les résultats des deux modèles, nous nous focaliserons sur la loi obtenue d'après le modèle énergétique au niveau local.

#### *Profondeur usée*

Les lois d'usures obtenues avec le modèle énergétique pour les régimes de glissement total et de glissement mixte sont représentées sur la figure 5.18.

Les lois d'usure sont linéaires comme dans le cas global.

Les coefficients d'usure sont équivalents à ceux obtenus d'un point de vue global bien que les dispersions soient plus importantes. Les dispersions se retrouvent dans la valeur du coefficient

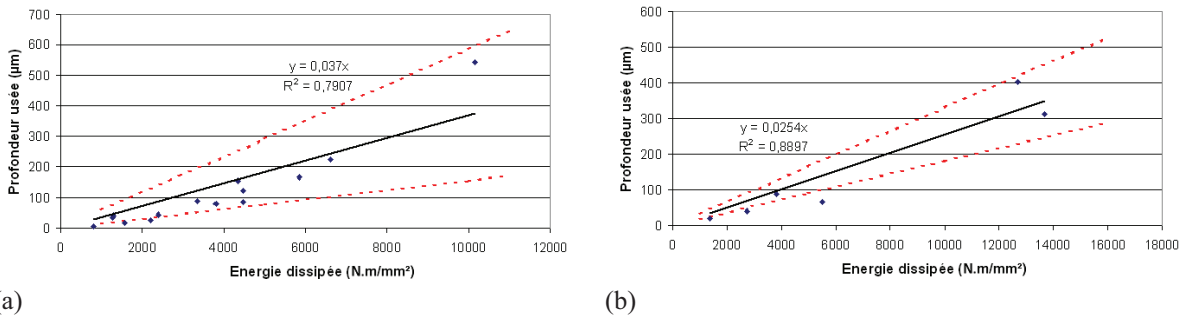


Figure 5.18. Loi d'usure locale (a) en glissement mixte et (b) en glissement total par l'approche énergétique.

de régression qui s'éloigne de 1 par rapport aux résultats globaux. Elles s'expliquent par la valeur de la surface de contact finale. La profondeur usée est moyennée sur l'ensemble de la surface de contact finale et tient compte des zones plus usées. En revanche, la surface de contact finale considérée est la projection de l'aire du poinçon sur un plan médian. De ce fait, les bords, qui sont plus usés pour les points à forte énergie dissipée, ne sont pas pris en compte. En d'autres termes, la surface de contact finale est sous-estimée dans certains cas ce qui engendre une dispersion plus grande.

### 5.4.3 Comparaison entre les deux régimes de glissement

#### Bilan des lois d'usure

D'après les résultats globaux et locaux, les lois d'usure sont bien différentes entre le glissement total (RGT) et le glissement mixte (RGM). Les résultats concernant les coefficients d'usure sont comparés dans le tableau 5.4<sup>2</sup>.

Tableau 5.4. Coefficients d'usure pour les lois en fonction du modèle, de l'échelle et du régime.

	Global			Local		
	RGT	RGM	RGT / RGM (%)	RGT	RGM	RGT / RGM (%)
$\alpha$	0,0102	0,0180	56,4	0,0107	0,0177	60,5
$\beta$	0,0249	0,0364	68,4	0,0254	0,0370	68,6

Les coefficients d'usure sont équivalents entre la loi locale et la loi globale pour un même régime de glissement. En revanche, à une même échelle, les coefficients d'usure sont différents entre les régimes de glissement. Ce phénomène se manifeste par la valeur du rapport glissement total / glissement mixte qui n'est pas égale à 100%.

Nous allons tenter de comparer les résultats obtenus par la loi d'Archard et ceux obtenus par la loi énergétique en calculant le rapport paramètre d'Archard / énergie dissipée (par cycle) (eq. 5.10) que nous nommons  $R_{AE}$ .

$$R_{AE} = \frac{4 F_n \delta_0}{E_u} = \frac{4 F_t \delta_0}{4 \mu_t F_t \delta_0} = \frac{1}{\mu_t} \quad (5.10)$$

<sup>2</sup> $\alpha$  : coefficient d'Archard eq. 5.2

$\beta$  : coefficient énergétique eq. 5.3

L'équation 5.10 fait apparaître la variable  $\mu_t$  qui est le coefficient de frottement tabulé.  $R_{AE}$  est proportionnel à  $\mu_t$  mais est aussi égal au rapport des deux coefficients d'usure. Ainsi :

$$\mu_t = \frac{\alpha}{\beta} \quad (5.11)$$

Ce résultat nous permet de quantifier un coefficient de frottement théorique obtenu d'après les lois d'usure et qui traduit le pouvoir dissipatif de chacun des régimes de glissement.

L'analyse de l'évolution du ratio  $F_t/F_n$  (figure 5.10(a)) montre que le coefficient de frottement en régime mixte est égal à  $\bar{\mu}_{RGM} = 0,55$  et se stabilise à  $\bar{\mu}_{RGT} = 0,46$  en régime de glissement total. L'ensemble des résultats est regroupé dans le tableau 5.5

**Tableau 5.5.** Coefficients de frottement théorique  $\mu_t$  et expérimental  $\mu_e$  selon le régime de glissement.

	$\mu_t$	$\mu_e$	$\mu_{res}$
RGM	0,49	0,55	0,06
RGT	0,41	0,46	0,05

La valeur  $\mu_{res}$  est à peu près constante quel que soit le régime de glissement. Cette valeur traduit la différence entre le coefficient de frottement expérimental et le coefficient de frottement théorique. La valeur expérimentale correspond à un maximum durant le cycle de fretting. La valeur théorique représente la moyenne durant le cycle de fretting. Cette dernière sera plus faible que  $\mu_e$ . La valeur  $\mu_t$  est équivalente au coefficient de frottement énergétique exprimé dans [34].

Nous appelons rendement énergétique en usure, le rapport entre la quantité usée et l'énergie dissipée par frottement. La comparaison entre les régimes de glissement confirme l'idée que le rendement énergétique de l'usure est plus élevé en glissement mixte. Nous montrons que le régime de glissement mixte présente un rendement énergétique d'usure environ 70% supérieur (Annexe C). Une particularité est donc clairement mise en évidence, le glissement mixte est plus dissipatif en usure que le glissement total. Cela suppose que les cycles en glissement partiel, bien que ne dissipant pas d'énergie, interviennent indirectement dans le processus d'usure. Une hypothèse qui rejoint les travaux de Fouvry et al. [37] est que les cycles en glissement partiel participent à la fatigue du troisième corps. Nous allons étudier cet aspect de manière approfondie dans la section C.2 à l'aide de deux séries d'essais. Nous retiendrons cependant que même si le rendement énergétique en usure est plus faible en glissement total, il n'en demeure pas moins que l'énergie dissipée en glissement total est supérieure du fait de l'amplitude de glissement plus importante. Ainsi, l'usure en glissement total est supérieure à l'usure en glissement mixte. Il faut donc distinguer l'usure qui, pour un nombre de cycles fixé, est plus importante en glissement total et le rendement énergétique d'usure qui correspond à un processus instantané (par cycle d'usure) et qui est supérieur en glissement mixte.

*Représentativité du plan d'expérience* Dans ce paragraphe, un comparatif qualitatif est effectué sur les débris d'usure en fonction du régime de glissement dans lequel se trouve le point de fonctionnement. Sur la figure 5.19(a) est mis en regard l'aspect des débris sur la liaison cannelée de la boîte de vitesse et ceux sur les essais effectués en glissement mixte. La coloration rougeâtre apparaît dans les deux cas. D'autre part, la figure 5.19(b) montre les débris récoltés à l'issue d'essais en glissement mixte et d'essais en glissement total. La différence de coloration

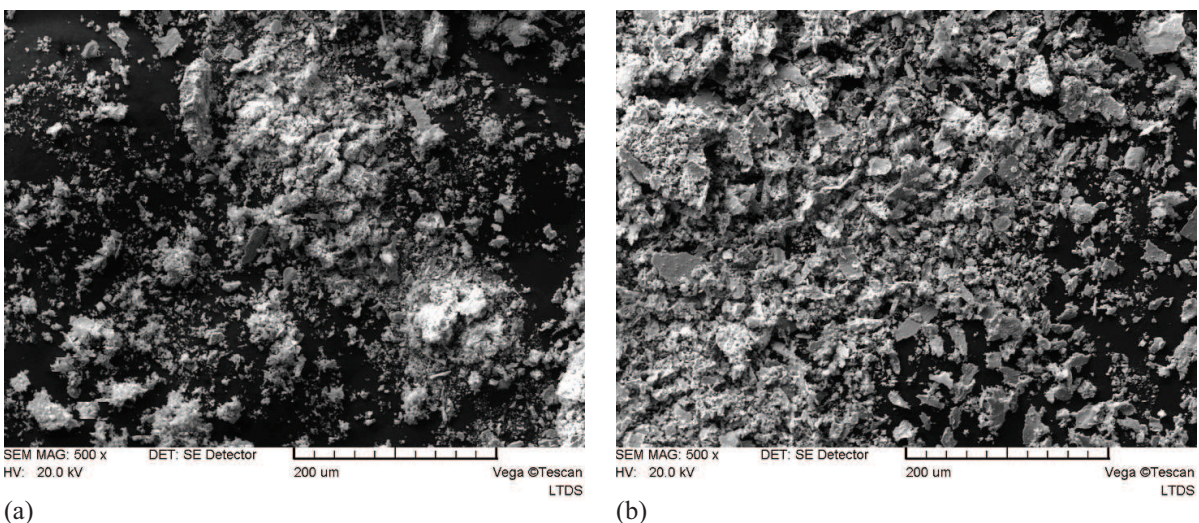
est nette, en glissement total, les débris sont plutôt noirâtres alors qu'ils sont rougeâtres en glissement mixte.

Cette comparaison confirme l'idée que les contacts dans la liaison cannelée fonctionnent principalement en régime de glissement mixte et justifie indirectement la matrice d'essai et la stratégie expérimentale que nous avons adoptés. Cela montre aussi que les essais en fretting simple, ainsi optimisés, par l'application d'un 'contact équivalent' sont très représentatifs du système industriel.



**Figure 5.19.** (a) Comparatif des débris d'usure entre la liaison cannelée (à droite) et le STS (à gauche). (b) Comparatif de coloration entre les débris récoltés en glissement mixte (à droite) et ceux récoltés en glissement total (à gauche).

Nous ponctons ce paragraphe par une observation au MEB des débris d'usure obtenus en fonction du régime de glissement, en termes de morphologie. Les images MEB sont présentées sur la figure 5.20. En glissement mixte, les débris d'usure semblent plus fins qu'en glissement total. En glissement total, les débris apparaissent sous la forme de plaquettes. En glissement mixte, ils sont plus effrités.



**Figure 5.20.** Morphologie des débris d'usure (a) en glissement mixte et (b) en glissement total.

## 5.5 Conclusion

Les essais sur STS ont été réalisés sur la base d'un plan d'expérience dont la borne supérieure est compatible avec la situation de chargement la plus sévère sur le système liaison cannelée.

À l'issue des essais à débattement variable, nous avons mis en évidence une zone de glissement mixte étendue dans laquelle se situe l'essentiel des points du plan d'expérience. Toutefois, la transition entre les régimes de glissement étant relativement progressive, il est difficile de l'établir précisément. D'autres essais à débattement variable permettraient d'affiner les transitions.

Le glissement mixte n'est pas très exploité dans la littérature. Il présente de fortes instabilités de comportement qui s'apparentent à des ondes de type stick-slip générées à la surface de contact et qui s'observent au travers de l'évolution des variables pilotant l'usure ( $F_t$ ,  $\delta$ ).

La nécessité de développer une loi d'usure pour des points situés dans ce domaine a donné lieu à l'établissement d'une démarche statistique pour exploiter les résultats. À l'aide du caractère gaussien des variables pilotant l'usure, le comportement a été représenté par la moyenne et l'écart-type de chaque variable. Ce traitement statistique a permis d'obtenir des lois d'usure linéaires. Dans ce contexte, la possibilité d'employer un cumul de Miner pour l'endommagement a été discuté (pour plus de détails, se reporter à l'annexe C) et permettrait de simplifier grandement le traitement du dommage sur le système réel. Nous avons également levé certains doutes quant à l'influence des deux paramètres que sont la rugosité initiale et l'angle d'attaque. Les lois d'usure linéaires mêlent des points avec une rugosité initiale et un angle d'attaque différents. Ces deux paramètres n'ont donc pas d'influence au premier ordre.

De cette étude, deux rendements énergétiques d'usure sont extraits : un rendement en glissement total et un rendement en glissement mixte, tous deux associés à des mécanismes d'endommagement différents. Le régime de glissement mixte est caractérisé par un coefficient de frottement important allié à un plus grand rendement énergétique d'usure. D'après les observations microscopiques, nous pouvons tenter d'expliquer les mécanismes qui ont donné lieu à cette différence de rendement énergétique (voir annexe C). Ce sont principalement les débris d'usure qui jouent un rôle prépondérant dans la variation de comportement selon le régime de glissement. L'hypothèse de fatigue du troisième corps induite par les cycles en glissement partiel pourrait expliquer le plus grand rendement énergétique en glissement mixte. Il est important de dissocier le rendement énergétique et la cinétique d'usure. Tout dépend de l'amplitude de glissement. En glissement total, la cinétique d'usure est potentiellement plus importante car l'amplitude de glissement est plus grande. Mais le rendement énergétique est plus faible car la dissipation se fait par d'autres biais.



## **Chapitre 6**

# **Simulation numérique de l'usure sur le Système Tribologique Simple**



## Sommaire

---

<b>6.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>121</b>
<b>6.2</b>	<b>Position du problème</b>	<b>122</b>
6.2.1	Objectifs de la simulation numérique et besoins	122
	Données en entrée	122
	Données en sortie	122
6.2.2	Cadre de l'étude	122
	Équations du problème	122
	Hypothèses complémentaires et discussion	124
6.2.3	Caractéristiques du modèle numérique du STS	125
	Modèle et matériau	125
	Conditions aux limites	126
6.2.4	Remarques sur la modélisation adoptée	126
<b>6.3</b>	<b>Méthode de résolution</b>	<b>127</b>
6.3.1	Méthode de simulation de l'usure	127
6.3.2	Remaillage	128
<b>6.4</b>	<b>Résultats et analyse</b>	<b>130</b>
6.4.1	État asymptotique d'usure	130
	Aspect local	130
	Aspect global	131
6.4.2	Discussion sur le comportement aux bords	131
6.4.3	Analyse locale des profils usés et corrélation avec l'expérimental	133
	Comparaison numérique / expérimental	133
<b>6.5</b>	<b>Conclusion</b>	<b>133</b>

---

## 6.1 Introduction

La simulation numérique de l'usure est un aspect indispensable de la méthode de dimensionnement. La finalité de la méthode de dimensionnement consiste à développer des pièces robustes dont la tenue mécanique n'est pas remise en question dans la limite des situations de vie du véhicule. La transition d'échelle (passage pièce réelle / STS) est un point nécessaire de la méthode car il permet de satisfaire le développement d'outils simples pouvant être transférés au cas complexe.

Les essais expérimentaux ont permis d'obtenir des lois d'usure à l'échelle locale (sur des systèmes simples) en partant du cas réel et en conservant les caractéristiques identifiées comme faisant partie intégrante du comportement local du contact. Les lois de comportement obtenues auraient pu être suffisantes comme données d'entrée pour la simulation numérique de l'usure sur le système réel. Toutefois, dans le contexte industriel, il est intéressant d'accélérer les différents stades du dimensionnement en utilisant des points supplémentaires qui au premier abord sont lourds en développement mais donnent lieu à une meilleure prise en compte des différentes échelles et à un temps de résolution réduit.

Notre objectif est de développer une démarche de simulation numérique de l'usure sur le STS. Cette étape de la méthode de dimensionnement nécessite la loi de comportement en usure ainsi que les caractéristiques géométriques et mécaniques du "Système Tribologique Simple". Toutes ces variables sont identifiées expérimentalement.

Plusieurs méthodes sont envisageables pour simuler l'usure. Les premières en date sont les méthodes incrémentales qui ont pour objet de suivre les profils d'usure successifs apparaissant aux différents cycles mécaniques [83]. Une extension de cette démarche consiste à faire l'hypothèse que l'état mécanique de la structure est faiblement impacté par le profil usé. Cette extension consiste à effectuer des sauts de cycles, c'est-à-dire qu'à un cycle d'usure sont associés plusieurs cycles mécaniques [75]. Les secondes méthodes sont appelées les méthodes directes. Elles sont importantes car elles donnent lieu à des temps de calcul très faibles du fait qu'elles consistent à passer de l'état initial à l'état final sans intermédiaire [96, 80, 59, 58]. En revanche elles demandent beaucoup de développements et de validations préliminaires.

Le chapitre est divisé en trois sections. Dans la première section, nous présentons le problème mécanique considéré et le modèle numérique employé. Dans un deuxième temps, nous proposons une démarche de résolution pour la simulation numérique de l'usure en tenant compte du contexte industriel. Dans la troisième section, nous exposons les résultats et mettons en évidence les états caractéristiques du STS qui nous permettent de simplifier le problème mécanique sur la pièce.

## 6.2 Position du problème

### 6.2.1 Objectifs de la simulation numérique et besoins

#### *Données en entrée*

*loi d'usure* Suite à la simulation expérimentale sur le STS, nous avons obtenu une loi d'usure, propre au couple de matériaux étudiés 5.4.2. Cette loi de comportement en usure est locale. Par une opération d'homogénéisation sur la surface de contact, elle associe la profondeur usée moyenne à l'énergie dissipée. La loi illustrée sur le graphique de la figure 5.18(a) est linéaire. La loi locale est compatible avec le formalisme employé qui sera développé dans la section 6.2.2.

*Structure* L'autre besoin concerne la forme de la structure considérée pour la simulation. La forme du champ de pression est directement obtenue d'après les caractéristiques du contact. Ici, il s'agit d'un champ de pression spécifique d'un contact du type poinçon / plan. D'après les résultats du chapitre 5, l'angle d'attaque (angle du poinçon suivant la direction de glissement) n'est pas un paramètre d'ordre 1 sur la cinétique d'usure. Toutefois, nous faisons le choix de conserver l'angle d'attaque majoritaire des poinçons réels ( $45^\circ$ ).

#### *Données en sortie*

La simulation numérique de l'usure sur le STS est considérée comme un point intermédiaire pour modéliser l'usure sur le système réel. Les résultats ont pour objectif de simplifier la simulation de l'usure sur le modèle du banc composant (chapitre 7).

Nous nous proposons d'étudier l'usure numérique sur le STS en considérant uniquement les états caractéristiques de la structure. Plusieurs auteurs ont mis en évidence le phénomène de stabilisation des variables d'usure (profil d'usure, champ de pression) [61, 62] que nous pouvons résumer sous le terme d'état asymptotique. L'état asymptotique signifie un comportement de la structure au bout d'un temps très long. Nous désirons atteindre ces états asymptotiques sur la structure typique des essais.

### 6.2.2 Cadre de l'étude

#### *Équations du problème*

Nous considérons une structure à comportement élastique linéaire constituée de deux corps  $\Omega_1$  et  $\Omega_2$  en contact sur le pourtour  $\partial\Omega_c$  (figure 6.1). L'ensemble est soumis à un chargement cyclique et est étudié sous l'hypothèse des petites perturbations en transformations quasi statiques. Le problème est traité dans le cas isotherme.

Le chargement est représenté par des forces volumiques  $f^d(\underline{x}, t)$  connues dans la structure, des forces surfaciques  $T^d(\underline{x}, t)$  données sur la portion  $\partial\Omega_t$  et des déplacements  $u^d(\underline{x}, t)$  imposés sur  $\partial\Omega_u$  avec  $\partial\Omega_u = \partial\Omega - \partial\Omega_t - \partial\Omega_c$ .

Le matériau constitutif est supposé standard généralisé [40]. Les variables d'état sont la déformation totale  $\underline{\underline{\varepsilon}}$  qui se résume à la déformation élastique  $\underline{\underline{\varepsilon}}^e$  et les variables internes regroupées sous la dénomination  $\underline{\underline{\alpha}}$ . La donnée de l'énergie libre  $w(\underline{\underline{\varepsilon}}, \underline{\underline{\alpha}})$  et du potentiel de dissipation noté  $\phi$  suffisent à déterminer le comportement du matériau. Dans le cadre des matériaux standards généralisés, la contrainte  $\underline{\underline{\sigma}}$  et la force thermodynamique  $\underline{\underline{A}}$  associée à  $\underline{\underline{\alpha}}$  sont déterminées d'après les équations d'état 6.1 :

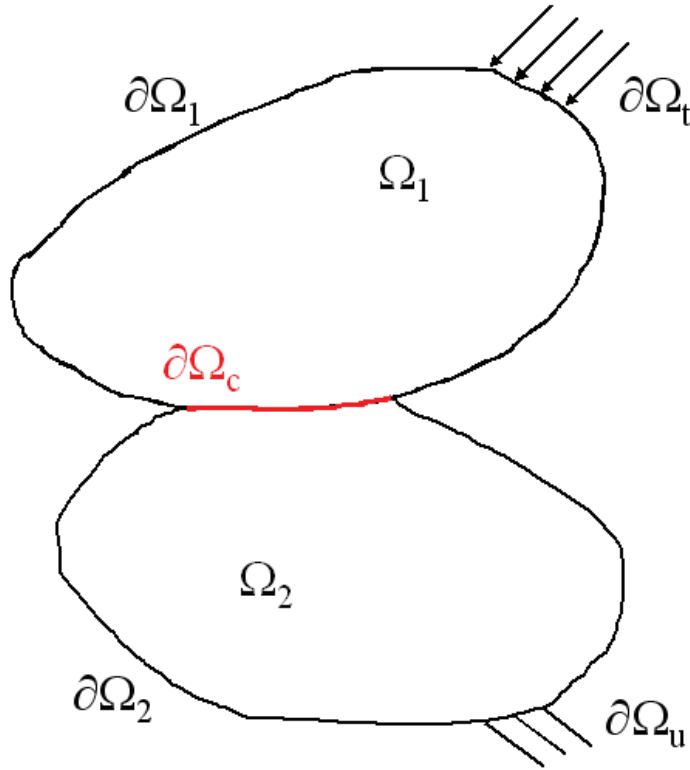


Figure 6.1. Schéma du problème de contact considéré.

$$\underline{\underline{\sigma}} = \frac{\partial w}{\partial \underline{\underline{\varepsilon}}} \quad \text{et} \quad \underline{\underline{A}} = -\frac{\partial w}{\partial \underline{\underline{\alpha}}} \quad (6.1)$$

Ici, nous nous intéressons au cas particulier des matériaux pour lesquels l'énergie libre prend la forme (6.2) :

$$w(\underline{\underline{\varepsilon}}, \underline{\underline{\alpha}}) = \frac{1}{2} \underline{\underline{\varepsilon}} : \underline{\underline{L}} : \underline{\underline{\varepsilon}} + \frac{1}{2} \underline{\underline{\alpha}} : \underline{\underline{Z}} : \underline{\underline{\alpha}} \quad (6.2)$$

où  $\underline{\underline{L}}$  et  $\underline{\underline{Z}}$  sont des opérateurs symétriques et linéaires définis positifs qui dépendent du point  $x$ .

Dans le cas présent, nous considérons que la dissipation a lieu uniquement sous la forme d'usure. La force thermodynamique correspond au travail  $E_u$  des forces de frottement. Elle est associée à la profondeur usée  $h$ . Nous reprenons la formulation dont le résultat est démontré par Pradeilles-Duval et al. [86]. Dans ce cadre, la vitesse d'usure est normale à la surface.

Le potentiel de dissipation noté  $\phi$  est une fonction positive convexe du travail des forces de frottement  $E_u$  donnant l'évolution de  $h$  selon la loi de normalité (6.3) :

$$\dot{h} = \frac{\partial \phi}{\partial E_u} \quad (6.3)$$

Le problème mécanique est découplé du problème d'usure. Pour chaque cycle d'usure, un certain nombre de cycles mécaniques sont effectués. Nous considérons dans une certaine mesure, que les cycles d'usure influent peu sur l'état mécanique du système. Le cycle mécanique courant allant de  $t$  à  $t+T$  (avec  $T$  la période) est basé sur la configuration de la structure à l'ins-

tant  $t$ . Ainsi, la configuration de référence change à chaque cycle mécanique et le comportement est dépendant de l'histoire de chargement.

Écrivons les équations régissant la réponse en vitesses :

– équation d'équilibre :

$$\text{div} \underline{\underline{\dot{\sigma}}}(\underline{x}, t) + \underline{\underline{\dot{f}}^d}(\underline{x}, t) = \underline{0} \quad \text{dans } \Omega_1 \text{ et } \Omega_2 \quad (6.4)$$

– conditions aux limites :

$$\underline{\underline{\dot{\sigma}}}(\underline{x}, t) \cdot \underline{n}(\underline{x}, t) = \underline{\underline{\dot{T}}^d}(\underline{x}, t) \quad \text{sur } \partial\Omega_t \quad (6.5)$$

$$\underline{\underline{\dot{u}}}(\underline{x}, t) = \underline{\underline{\dot{u}}^d}(\underline{x}, t) \quad \text{sur } \partial\Omega_u$$

– condition de compatibilité :

$$\underline{\underline{\dot{\epsilon}}}(\underline{x}, t) = \frac{1}{2}(\nabla \underline{\underline{\dot{u}}}(\underline{x}, t) + \nabla^t \underline{\underline{\dot{u}}}(\underline{x}, t)) \quad \text{dans } \Omega_1 \text{ et } \Omega_2 \quad (6.6)$$

– équations de comportement :

$$\underline{\underline{\dot{\sigma}}}(\underline{x}, t) = \underline{\underline{L}} : \underline{\underline{\dot{\epsilon}}}(\underline{x}, t) \quad \text{dans } \Omega_1 \text{ et } \Omega_2$$

$$\underline{\underline{\dot{A}}}(\underline{x}, t) = -\underline{\underline{Z}} : \underline{\underline{\dot{\epsilon}}}(\underline{x}, t) \quad \text{dans } \Omega_1 \text{ et } \Omega_2 \quad (6.7)$$

$$\dot{h}(\underline{x}, t) = \beta \dot{E}_u(\underline{x}, t) \quad \text{sur } \partial\Omega_c$$

$\beta$  est le coefficient directeur de la loi d'usure.

Le contact normal est décrit par les conditions de Signorini (6.8) :

$$u_n - g_n \leq 0, \quad F_n \leq 0 \quad \text{et} \quad (u_n - g_n) \cdot F_n = 0 \quad \text{sur } \partial\Omega_c \quad (6.8)$$

où  $u_n$  et  $g_n$  sont respectivement la composante normale du déplacement et l'écart à l'instant  $t$  entre les deux corps  $\Omega_1$  et  $\Omega_2$  au point considéré. En outre,  $F_n$  est la composante normale de la force surfacique à l'instant  $t$  et au point considéré.

Le déplacement tangentiel à l'interface est régi par l'équation de frottement de Coulomb (6.9) :

$$F_t \leq \mu F_n \quad (6.9)$$

où  $F_t$  sont les composantes tangentielles de la force surfacique à l'instant  $t$ .

### ***Hypothèses complémentaires et discussion***

*Hypothèses complémentaires* 1 - Nous considérons que les phénomènes de dissipation sont uniquement dus à l'usure. Nous ne tenons pas compte des phénomènes dissipatifs tels que ceux qui pourraient apparaître suite à de la plasticité locale.

2 - Nous faisons l'hypothèse que la profondeur usée est directement proportionnelle à l'énergie dissipée d'après la loi d'usure déterminée dans le chapitre 5. Cette hypothèse est acceptable si l'énergie totale dissipée dans le calcul est bornée par l'énergie maximale dissipée dans la loi d'usure.

3 - Enfin, nous faisons l'hypothèse que les deux corps s'usent en proportion équivalente à chaque incrément.

*Discussion sur le comportement* Nous considérons un comportement purement élastique linéaire. Cette hypothèse est réaliste compte tenu de la limite d'élasticité du matériau constituant la liaison cannelée qui, dans la zone traitée thermiquement, est proche de 1,4 GPa. Cette valeur est bien au-delà des sollicitations subies dans la majeure partie de la zone de contact. En effet, sur la figure 6.2, nous présentons un comparatif entre le champ de pression théorique obtenu pour l'indentation d'un demi-plan élastique par un poinçon rigide et le champ obtenu avec un calcul par éléments finis (les éléments sont quadratiques ou linéaires).

Les champs de pression sont cohérents dans la zone centrale. Toutefois, sur les bords, il y a des différences notables qui sont dues aux caractéristiques des éléments et par extension à la taille de maille : pour les éléments linéaires le champ est bien inférieure à la limite théorique alors que pour les éléments quadratiques, la valeur au bord du poinçon est compatible avec la valeur théorique jusqu'à l'abscisse  $x/a = 0,994$ .

En théorie, les pressions normales aux bords du contact tendent vers l'infini. Le cisaillement associé est très important et donne lieu à de la plasticité qui se traduit par une déformation permanente et une diminution de la pression.

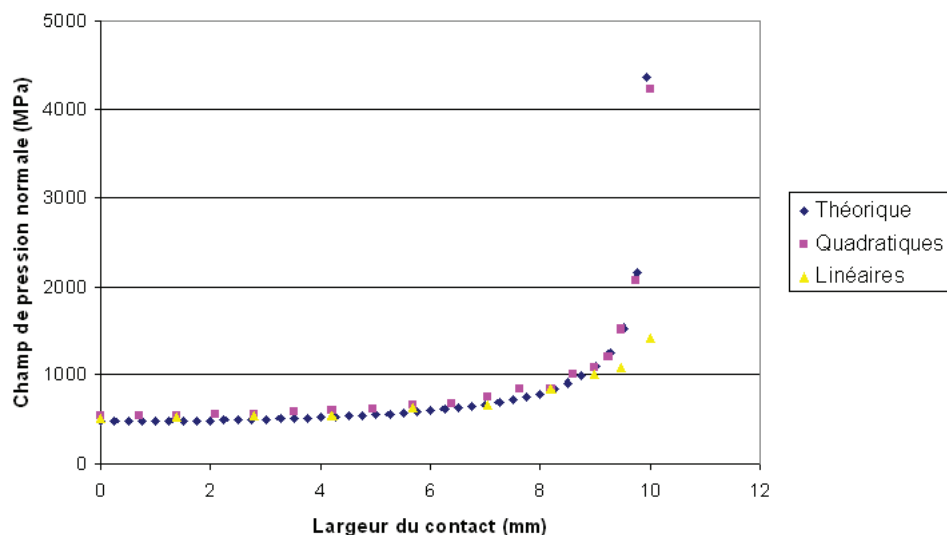


Figure 6.2. Forme du champ de pression initial sous l'application d'un effort normal ; comparatif théorie / calcul.

### 6.2.3 Caractéristiques du modèle numérique du STS

#### Modèle et matériau

Le modèle numérique du Système Tribologique Simple est maillé en éléments finis dans l'hypothèse de déformation plane. Il représente ainsi la tranche centrale du STS et ne tient donc pas compte des effets de bords existant dans le plan orthogonal à la tranche. Les éléments finis utilisés sont des quadrangles à 4 ou 8 noeuds (linéaires ou quadratiques). Le modèle complet est représenté sur le schéma de la figure 6.3.

Les caractéristiques mécaniques sont les suivantes :

- module de Young  $E$  de 210 GPa ;
- coefficient de Poisson  $\nu$  de 0,3 ;
- coefficient de frottement  $\mu$  de 0,2<sup>1</sup>.

<sup>1</sup>Le coefficient de frottement expérimental mesuré a posteriori est de 0,5.

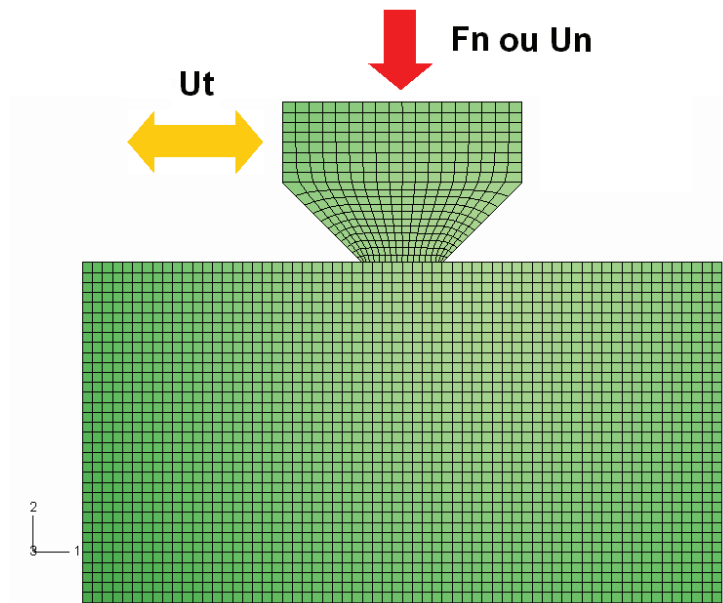


Figure 6.3. Modèle poinçon sur plan utilisé pour la simulation numérique de l'usure.

### Conditions aux limites

Le plan est encastré sur ses trois côtés libres de contact avec le poinçon. Sur le haut du poinçon, deux cas de sollicitation normale à l'interface sont envisagés. Un effort normal constant ou un déplacement normal constant sont imposés suivant la direction verticale ( $F_n$  ou  $u_n$  sur la figure 6.3). Pour l'une ou l'autre des sollicitations normales, la valeur de l'effort transmis à l'interface entre les deux corps est la même. La sollicitation tangentielle sera, dans les deux cas, un déplacement oscillant sur la base d'un signal en dent de scie suivant la direction horizontale ( $u_t$  sur la figure 6.3). Les surfaces de contact sont définies à la position verticale commune aux deux corps.

### 6.2.4 Remarques sur la modélisation adoptée

Dans cette étude, nous nous restreignons à des contacts poinçon / plan parfaits, ce qui induit des arêtes vives aux bords du poinçon ainsi qu'une coplanarité parfaite entre la surface du poinçon et la surface du plan qui vont entrer en contact. Ces caractéristiques ne sont pas forcément réalistes du point de vue des essais. Lors des essais, les deux surfaces de contact initiales sont rarement parfaitement coplanaires car sur le banc d'essai, les deux supports sont indépendants. Par ailleurs, sur les essais expérimentaux, les arêtes des angles d'attaque ne sont pas exactement vives et il est fort probable qu'un arrondi existe.

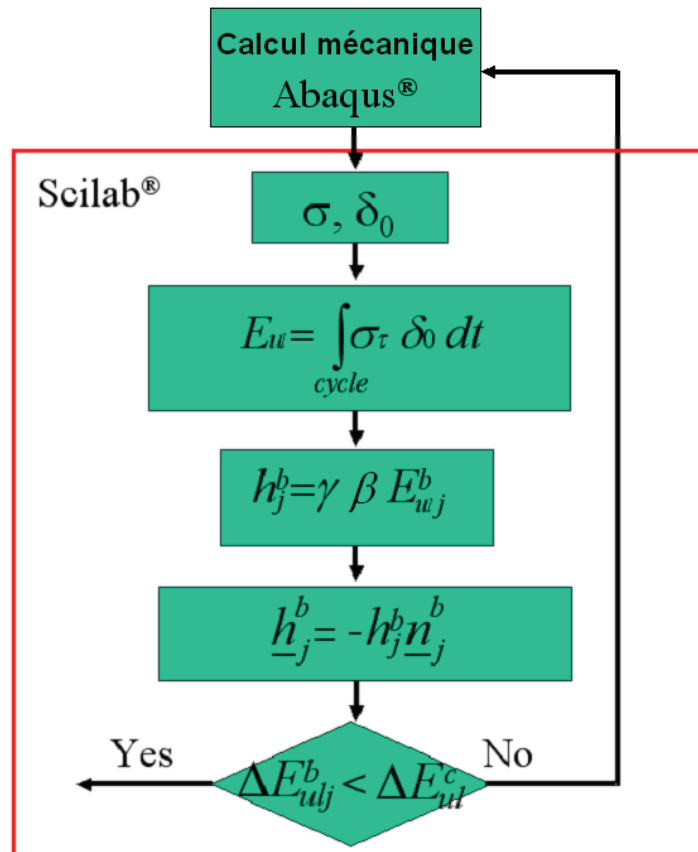
Le régime de glissement mixte dans lequel se situent de nombreux points de fonctionnement du plan d'expérience (section 5.2.3) est caractérisé par des variables de pilotage de l'usure à comportement instable. La modélisation numérique de cette instabilité ne rentre pas dans le cadre de ce chapitre. Cependant, nous avons montré que la loi d'usure en glissement mixte était linéaire et que les variables de pilotage ont un comportement gaussien. Donc, le simple fait de reprendre la cinétique d'usure d'après la loi développée nous permet d'accéder à l'évolution moyenne des variables. Les aspects locaux liés à l'endommagement intervenant dans ce régime de glissement ne peuvent pas être modélisés.

## 6.3 Méthode de résolution

### 6.3.1 Méthode de simulation de l'usure

Pour simuler l'usure, nous utilisons une méthode de remaillage. L'algorithme correspondant est itératif et utilise un calcul en éléments finis présenté dans la section 6.2.3. Les deux logiciels utilisés sont Abaqus pour le calcul numérique en éléments finis et Scilab pour la partie de traitement des données du calcul numérique et de remaillage.

L'algorithme est présenté sur la figure 6.4. Il se divise en cinq phases.



**Figure 6.4.** Schéma de l'algorithme de remaillage utilisé pour la simulation de l'usure ( $j$  est associé aux noeuds,  $b$  est associé aux corps)

1 - Un calcul Abaqus est effectué sur la géométrie actuelle de l'ensemble poinçon/plan. Le résultat de ce calcul est le chargement obtenu sur un cycle mécanique complet.

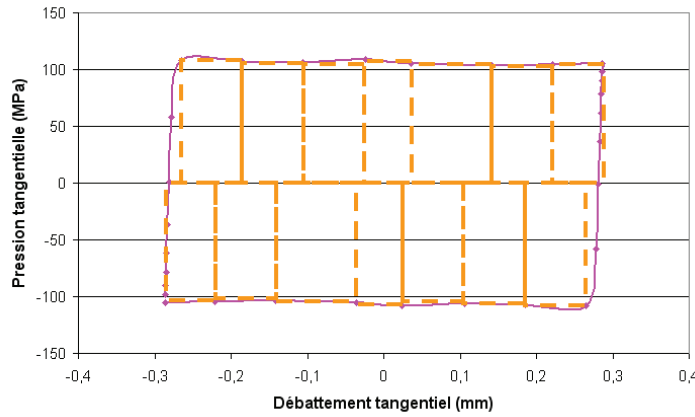
2 - Les contraintes et les glissements sont extraits pour les deux corps en tout point de discrétisation de l'interface.

3 - L'énergie, dissipée localement, est calculée par une intégration temporelle sur un cycle, du produit contrainte tangentielle par glissement, ce qui revient à calculer l'aire de la boucle de fretting en chaque point de discrétisation de l'interface. Ceci est représenté schématiquement sur la figure 6.5. L'intégration n'est pas effectuée sur la zone de collage (bords de la boucle).

Soit la relation :

$$E_{u_l} = \int_{cycle} \|\underline{n} \cdot \underline{\sigma}(\underline{x}, t) \cdot \underline{\delta}_0(\underline{x}, t)\| dt \quad (6.10)$$





**Figure 6.5.** Schéma de l'intégration temporelle de la boucle de fretting.

Avec  $E_{u_i}$  la densité d'énergie dissipée,  $\underline{\sigma}(\underline{x}, t) \cdot \underline{n}$  le vecteur contrainte à l'interface.  $\underline{x}$  est le vecteur position dans la surface.  $\underline{n} \cdot \underline{\sigma}(\underline{x}, t) \cdot \underline{n}$  est la contrainte normale et  $\underline{\tau} \cdot \underline{\sigma}(\underline{x}, t) \cdot \underline{n}$  sont les contraintes de cisaillement au point  $\underline{x}$  et à l'instant  $t$ .  $\underline{\delta}_0$  est porté par  $\tau$ .

4 - De la densité d'énergie dissipée  $E_{u_j}^b$ , nous déduisons la profondeur usée  $h_j^b$  d'après l'équation suivante :

$$h_j^b = \beta \gamma E_{u_j}^b \quad (6.11)$$

où  $j$  correspond au point de discrétisation,  $b$  correspond au corps,  $\beta$  est le coefficient directeur de la loi d'usure déterminée dans le chapitre 5 et  $\gamma$  est le facteur d'accélération de l'usure.

5 - La profondeur usée calculée à l'étape 4 est propagée suivant la direction normale à l'interface (cf eq. 6.12). Le remaillage qui en découle est effectué à l'aide de la méthode r-adaptative [38] qui se traduit par un déplacement des nœuds dans le volume tout en conservant la connectivité définie sur le modèle initial. Le principal intérêt de cette méthode de remaillage est de ne pas créer de distortion des mailles.

$$\underline{h}_j^b = -h_j^b \underline{n}_j \quad (6.12)$$

avec  $\underline{n}$  la normale sortante au corps considéré.

Dans cet algorithme, le calcul en éléments finis porte sur un cycle mécanique, le calcul Scilab porte sur un cycle d'usure. Le critère d'arrêt est défini d'après l'équation 6.13.

$$\Delta E_{u_j}^b = \|E_{u_t} - E_{u_{(t-T)}}\| < k_c \quad (6.13)$$

avec  $k_c$ , le critère d'arrêt sur l'erreur en énergie locale et  $T$ , la période correspondant à un cycle d'usure.

La vérification à l'échelle globale est faite par intégration spatiale, sur toute la surface de contact, de l'énergie locale dissipée.

### 6.3.2 Remaillage

L'algorithme employé pour le remaillage est la méthode r-adaptative [38] qui permet de déplacer l'ensemble des nœuds d'un volume. Les avantages de cette méthode sont :

- de ne pas modifier la connectivité des éléments car nous gardons l'ensemble des nœuds ;

- de ne pas créer d'incompatibilité dans les volumes des éléments car chacun des noeuds, du modèle impacté par le remaillage, est déplacé proportionnellement à sa position ;
- de limiter la génération de mailles distordues car la forme initiale du modèle est préservée.

Toutefois, un inconvénient majeur existe dans cet algorithme, c'est l'obligation pour l'utilisateur de devoir restructurer complètement le modèle au-delà d'un certain nombre de cycles de remaillage. En effet, sur les bords de la zone impactée par le remaillage, des problèmes de distortion de mailles interviendront après un certain temps.

Dans la situation qui nous intéresse, cet inconvénient n'apparaît pas car les modifications ne sont pas suffisamment importantes pour imposer une restructuration complète du modèle.

L'algorithme utilisé dans ce travail est un algorithme à saut de cycles.  $\gamma$  est le nombre de cycles mécaniques considérés dans le saut. L'usure est supposée avoir une faible influence sur les variables mécaniques donc l'usure est calculée sur un cycle mécanique puis la même quantité est usée sur  $\gamma$  cycles d'un coup, en considérant que l'évolution des grandeurs mécaniques sera faible sur cet intervalle.

La condition  $\gamma \geq 1$  doit être respectée. Il existe des valeurs du facteur d'accélération trop importantes (voir l'annexe D). Nous cherchons le facteur d'accélération maximal tel que la forme du profil usé ne soit pas impactée. En fonction des applications,  $\gamma$  ne présentera pas le même maximum.

En outre, un algorithme de lissage, présenté en annexe D, est utilisé afin de réduire les singularités introduite lors de la propagation de l'usure et celles inhérentes au calcul mécanique des variables de contact.

## 6.4 Résultats et analyse

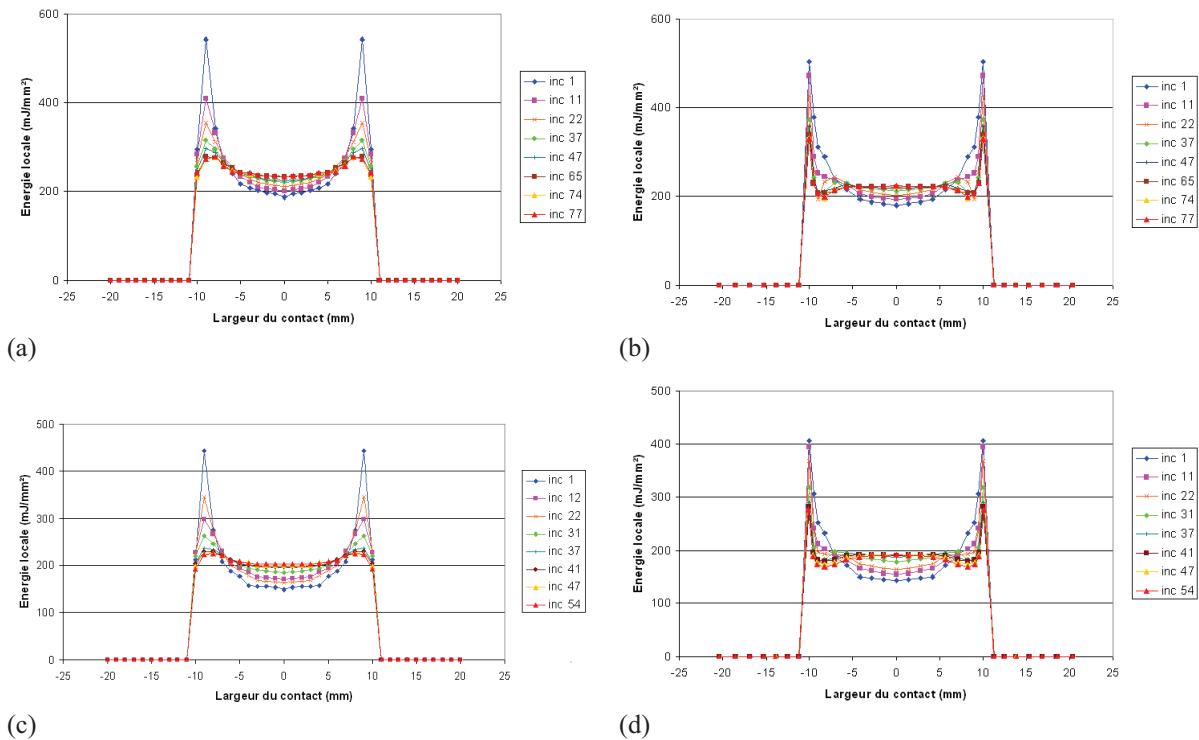
### 6.4.1 État asymptotique d'usure

Dans ce paragraphe, nous présentons les résultats concernant l'évolution des variables locales et globales de chargement en fonction du nombre d'incrément d'usure.

Les variables sont présentées pour les deux cas de chargement normal : force et déplacement.

#### Aspect local

Nous présentons les champs d'énergie sur la zone de contact en fonction de la valeur de l'incrément (figure 6.6). Initialement les pics d'énergie apparaissant aux bords du contact sont assez importants et lors des premiers incréments, ils vont décroître. Au cours de la dissipation, le champ d'énergie va se réorganiser. Les points centraux de la zone de contact vont tendre vers une valeur d'énergie constante et certaines singularités vont persister sur les bords du contact. Nous reviendrons sur ces singularités dans la section 6.4.2.



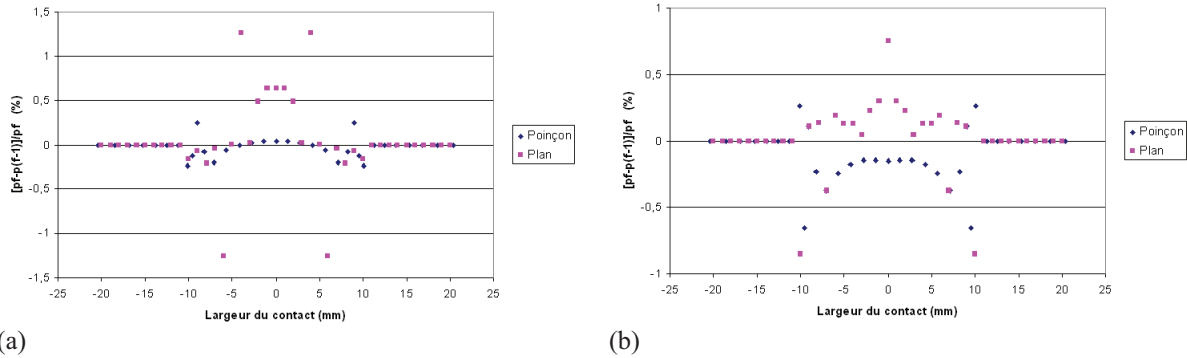
**Figure 6.6.** Évolution du champ d'énergie pour un déplacement normal imposé (a) sur le plan et (b) sur le poinçon. Évolution du champ d'énergie pour un effort normal imposé (c) sur le plan et (d) sur le poinçon.

Les résultats sont équivalents que le chargement normal soit en déplacement ou en force. Nous constatons que dans le cas de la force normale, la convergence vers ces résultats est plus rapide (moins d'incrément sont nécessaires). Cette particularité s'explique par le fait que le facteur d'accélération de l'usure est différent entre les deux cas : pour le cas en force normale,  $\gamma$  varie entre 10 et 50 selon les incréments alors que pour le cas en déplacement normal, il est fixé à 10. Il existe donc un  $\gamma$  optimal qui serait compatible avec le minimum du potentiel de dissipation.

Sur la figure 6.7, nous présentons la variation du champ d'énergie sur les deux derniers incréments pour chaque cas (déplacement normal ou effort normal) en calculant l'écart entre les

## 6.4. Résultats et analyse

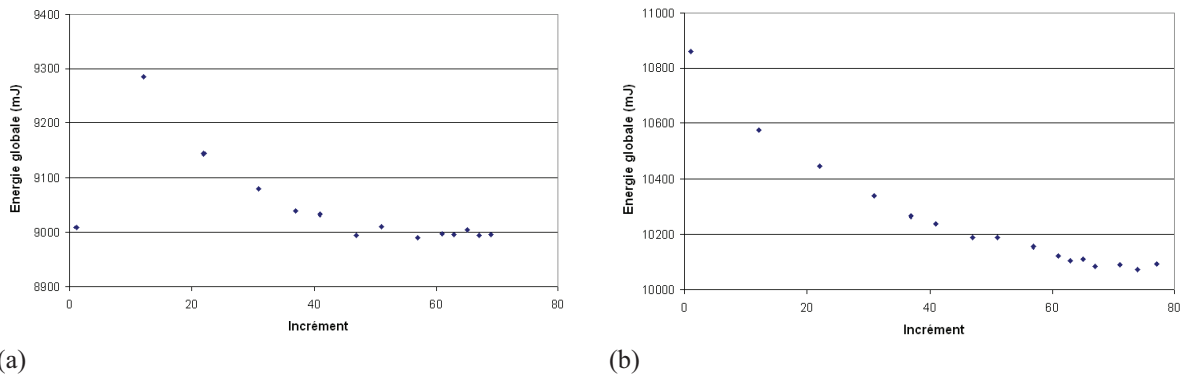
champs d'énergie locaux. Nous observons une superposition très nette des deux profils symbolisée par un écart proche de 0%. La valeur maximale de l'écart tous champs confondus est de 1,25%. La condition d'arrêt de l'algorithme est remplie. Ceci assure que l'état des variables est stationnaire.



**Figure 6.7.** Calcul de la différence entre les deux derniers champs d'énergie en % (a) pour le cas en force normale et (b) pour le cas en déplacement normal.

### Aspect global

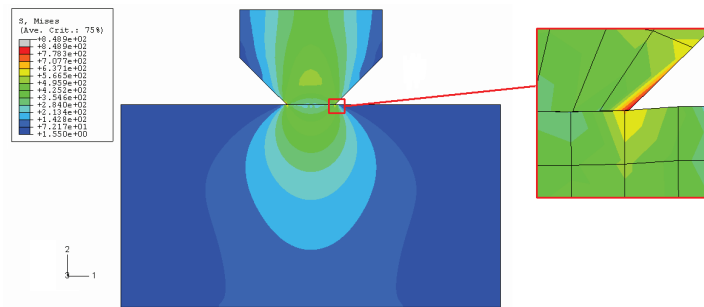
Les résultats pour les deux cas de chargement sont présentés sur la figure 6.8. Il s'agit de l'intégrale de l'énergie sur la zone de contact sommée sur les deux corps. Les courbes présentent une décroissance progressive en fonction du nombre d'incrément. Cette décroissance est observée dans les deux cas et une asymptote est atteinte après environ 50 à 70 incrément d'usure. Le processus de décroissance est donc très lent mais un état asymptotique (différent selon le chargement normal imposé) est atteint d'un point de vue global comme d'un point de vue local (paragraphe précédent).



**Figure 6.8.** Évolution de l'énergie globale cumulée sur les deux corps en fonction du nombre d'incrément (a) pour le cas en force normale imposée et (b) pour le cas en déplacement normal imposé.

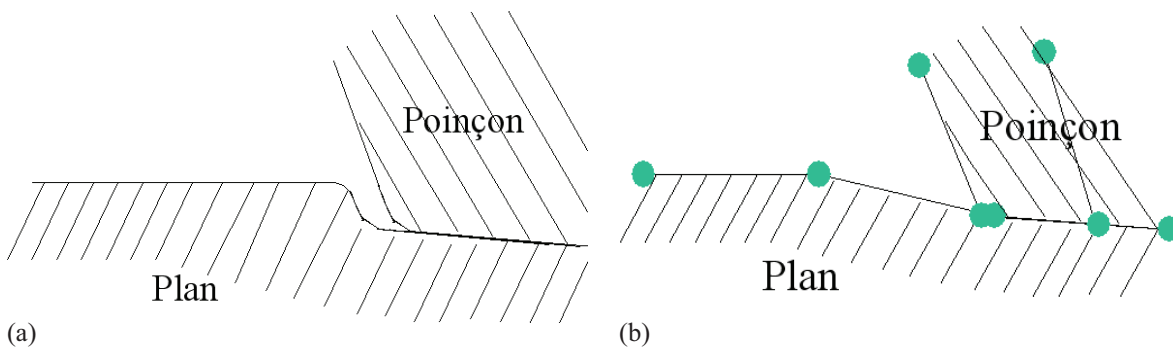
### 6.4.2 Discussion sur le comportement aux bords

Malgré la convergence vers un état asymptotique, des pics d'énergie persistent aux bords du contact. Nous expliquons la persistance de ces singularités par le problème de la discrétisation. Sur la figure 6.9, nous présentons la carte des isocontraintes de Von Mises aux bords du contact au dernier incrément. Nous constatons que malgré un champ de contrainte relativement propre



**Figure 6.9.** Cartographie des isocontraintes de Von Mises pour le dernier incrément avec un zoom sur le bord du contact.

sur la majeure partie de la structure, des zones de concentration de contraintes apparaissent aux bords. En regard de cette figure, nous présentons schématiquement la différence de géométrie qui existe entre le cas discrétisé et le cas réel sur la figure 6.10. Numériquement, ces singularités sont inévitables. Expérimentalement, les profils s'interconnectent parfaitement et pour obtenir la même situation d'un point de vue numérique, il faudrait faire tendre la taille de maille vers 0 ce qui reviendrait à définir les profils par une fonction continue. Cette situation n'est pas envisageable.



**Figure 6.10.** Schéma illustrant la forme du contact poinçon / plan sous usure (a) dans le cas continu et (b) dans le cas discrétisé.

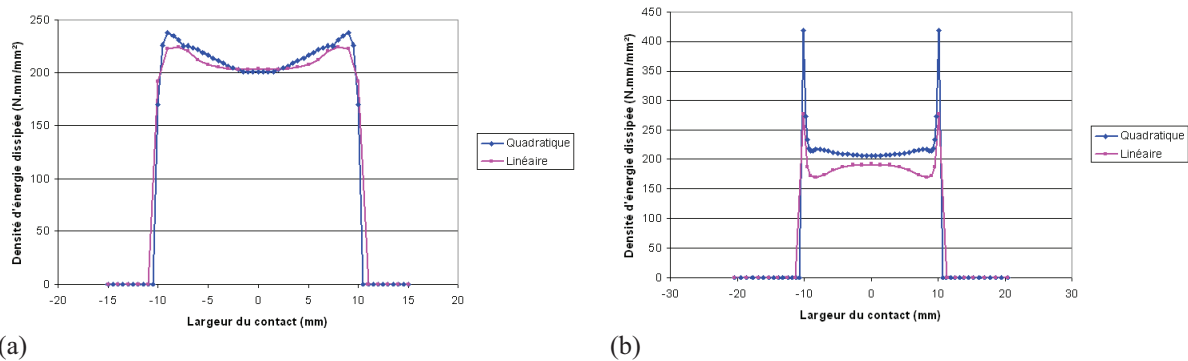
Toutefois, en diminuant la taille de maille, il semble possible de réduire la zone des singularités. Pour vérifier cette hypothèse, nous nous plaçons dans un cas où nous remplaçons les éléments linéaires par des éléments quadratiques. De cette façon, le nombre de nœuds sur la surface d'usure est multiplié par deux et les fonctions d'interpolations présentent une meilleure précision. Les calculs sont effectués à effort normal imposé.

La structure tend vers un état asymptotique. Nous comparons les champs d'énergie au dernier incrément d'usure pour les cas avec éléments linéaires et quadratiques (figure 6.11). Les résultats pour le plan sont sensiblement équivalents (figure 6.11(a)) : les deux champs d'énergie sont relativement bien superposés bien que la taille de maille impose une différence sur le nombre de points d'interpolation. Ce résultat montre qu'il est possible d'envisager l'existence d'un état asymptotique (en effort normal imposé) indépendant de la discrétisation de la structure et plutôt associé à un état mécanique particulier.

Les résultats pour le poinçon (figure 6.11(b)) sont plus controversés. Les pics sur les bords du contact apparaissent dans les deux cas. Ils sont plus prononcés sur le cas avec éléments quadratiques (la solution en éléments finis se rapproche de la solution théorique). Cette différence est attribuée à la taille de maille ce qui laisse clairement apparaître un phénomène d'effets de bord

## 6.5. Conclusion

prononcé. Les champs ne sont pas exactement superposés. Toutefois, en excluant la situation des bords, nous pouvons considérer logiquement que les résultats fournis par le modèle avec éléments quadratiques tendent plus vers le cas réel (la bonne corrélation avec le champ de pression théorique le montre). Dans le cas du modèle avec des éléments quadratiques, le champ est homogène sur l'essentiel de la zone de contact. Les singularités des bords sont localisées sur une zone très restreinte.



**Figure 6.11.** Forme du champ d'énergie dissipée par frottement au dernier incrément pour un maillage avec des éléments quadratiques ou linéaires (a) dans le cas du plan et (b) dans le cas du poinçon.

Le champ d'énergie final, dans le cas du modèle avec des éléments linéaires, est très perturbé. Nous pouvons définir trois zones : une zone centrale sur laquelle le champ est homogène, la zone des bords et une zone intermédiaire qui fait apparaître une chute de pression. Nous l'associons aux effets de bords. Nous expliquons l'apparition de ces singularités par le pas de discrétisation.

### 6.4.3 Analyse locale des profils usés et corrélation avec l'expérimental

#### *Comparaison numérique / expérimental*

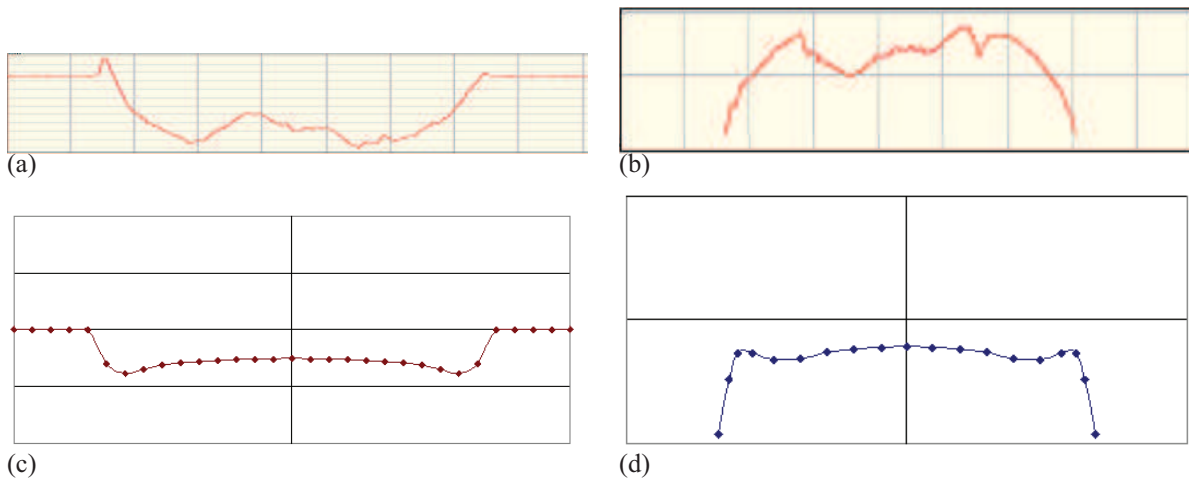
Nous mettons en regard les résultats issus des calculs numériques et ceux issus des essais expérimentaux (figure 6.12). Les profils usés expérimentaux sont prélevés dans la tranche centrale des échantillons suite à une mesure profilométrique. Les profils usés numériques sont issus du calcul en déplacement normal imposé à l'état asymptotique.

Ce comparatif est purement qualitatif car l'essai expérimental correspond à une profondeur usée beaucoup plus grande que pour le calcul numérique. Toutefois, nous remarquons les mêmes tendances : le plan est plus usé aux bords qu'au centre et le poinçon présente une forme plus arrondie. Ces résultats assurent une bonne cohérence entre les essais et les calculs et, appuient le caractère asymptotique des profils usés.

Il est à noter que tous les profils d'usure ne sont pas comme ceux présentés ici. D'autres profils expérimentaux sont associés à une usure plus homogène. Dans les calculs, nous avons considéré que l'usure est le seul phénomène dissipatif or, nous savons que de la plasticité intervient sur les bords. La forme du profil usé pourrait en être impactée.

## 6.5 Conclusion

Nous avons mis en place une méthode incrémentale de simulation de l'usure. Celle-ci est fondée sur un couplage faible entre l'usure et les variables mécaniques. Elle tient compte de la



**Figure 6.12.** Comparatif entre les résultats expérimentaux et les états asymptotiques en usure (numériques). Résultats expérimentaux pour (a) le plan et (b) le poinçon ; résultats numériques pour (c) le plan et (d) le poinçon.

problématique industrielle puisqu'elle contient un algorithme de lissage (voir l'annexe D pour plus de détails) des champs mécaniques, qui permet d'utiliser un maillage relativement grossier, contrairement à ce qui se pratique dans la littérature pour simuler l'usure. Ce lissage permet de retrouver un champ de pression cohérent avec la théorie.

Nous avons observé que les champs d'énergie avaient tendance à se réorganiser avec la croissance de l'usure. Cette réorganisation met en évidence l'apparition d'un état asymptotique sur les énergies globale et locale. La vitesse de convergence vers les états asymptotiques dépend de plusieurs paramètres. Nous avons établi certains critères de convergence (voir l'annexe D) et notamment celui portant sur le facteur d'accélération  $\gamma$  qui traduit la force du couplage entre l'usure et les variables mécaniques. Une éventuelle perspective serait d'étudier l'optimalité de  $\gamma$ . Nous supposons que plus  $\gamma$  est proche de l'optimum, plus la convergence vers l'état asymptotique est rapide. Nous avons partiellement mis en évidence cette caractéristique en comparant les cas en force normale et en déplacement normal pour des éléments à interpolation linéaire.

Nous avons montré que les singularités apparaissant sur les bords sont dépendantes de la taille de maille. Les éléments à interpolation quadratique présentent un champ de pression plus proche du cas théorique que ceux à interpolation linéaire. Les résultats en termes d'états asymptotiques s'en ressentent puisque les singularités des bords sont plus localisées dans le cas quadratique. De plus, les champs d'énergie stabilisés sont plus homogènes. Toutefois, le temps CPU consommé est environ quatre fois plus important. La simulation prend une journée avec les éléments à interpolation linéaire.

Dans notre étude, du fait de leur forme plus ou moins complexe, nous interpolons les surfaces usées par des splines cubiques puis, nous projetons les points obtenus sur le maillage de base. Il serait intéressant de considérer une structure maillée en NURBS [43, 44] pour lesquels les champs mécaniques sont interpolés par des séries de splines. L'utilisation de tels éléments permettrait d'avoir une précision accrue sur les champs mécaniques calculés (notamment aux bords du domaine).

Enfin l'existence d'états asymptotiques, qui semble être mise en évidence, permet d'envisager la possibilité d'utiliser une méthode directe pour simuler l'usure.

## **Chapitre 7**

# **Simulation numérique de l'usure sur le composant**



## Sommaire

---

<b>7.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>137</b>
<b>7.2</b>	<b>Pré-requis pour la simulation</b>	<b>138</b>
7.2.1	Données en entrée	138
7.2.2	Besoins pour le dimensionnement	138
7.2.3	Problème étudié	138
7.2.4	Rappels sur le modèle en éléments finis de la liaison cannelée	138
<b>7.3</b>	<b>Démarche pour la résolution du problème d'usure</b>	<b>140</b>
7.3.1	Différence avec l'algorithme pour le STS	140
7.3.2	Simplification du calcul des profondeurs usées	140
<b>7.4</b>	<b>Résultats et analyse : comportement en usure</b>	<b>141</b>
7.4.1	Évolution des variables de chargement	141
	Répartition de la densité d'énergie sur les flancs usés	141
	Évolution de l'effort total	141
	Évolution de l'énergie globale	141
	Évolution des extrema	143
	Évolution de l'aire de contact	144
7.4.2	Évolution des profils usés	145
	Estimation de la durée de vie du système	145
<b>7.5</b>	<b>Conclusion</b>	<b>146</b>

---

## 7.1 Introduction

La liaison cannelée a un comportement complexe lorsqu'elle est soumise à un chargement dissymétrique. Nous avons mis en évidence (section B.2) qu'un chargement global donné fait intervenir un couple unique (contrainte de cisaillement / glissement) à l'interface, à l'état initial. Ce comportement local donne lieu à des phénomènes dissipatifs qui sont notamment associés à des endommagements. En particulier, sur le système en situation réelle, nous avons constaté, d'après des analyses post mortem, que les endommagements étaient caractérisés par une usure importante des flancs en contact.

À partir du modèle de la boîte de vitesse et par une démarche d'équivalence (section 4.5), nous avons extrait le chargement global maximal pouvant apparaître sur le modèle de la liaison cannelée (représentatif du banc d'essai). Ensuite, connaissant les données de chargement global appliquées sur le modèle de la liaison cannelée, par localisation, nous obtenons le chargement local maximal pilotant l'usure. À la suite de cela, il y a deux possibilités : les matériaux sont caractérisés ou non. Dans le deuxième cas, il faut procéder au développement des lois de comportement (chapitre 5) et à l'extrapolation de l'usure partant du "Système Tribologique Simple", à l'aide des états caractéristiques de la structure (chapitre 6).

La simulation numérique de l'usure aide à la compréhension des processus d'endommagement sur la liaison cannelée. De plus, elle permet d'estimer la durée de vie du système réel. Ce dernier point est bien l'objectif final de cette étape du dimensionnement. Le calcul en éléments finis de la liaison cannelée, tel qu'il est conçu, demande beaucoup de temps CPU. C'est pourquoi, certaines simplifications sont essentielles pour amener cette étape à une utilisation dans un contexte industriel.

Dans la littérature, peu d'auteurs ont cherché à simuler l'usure sur un modèle de liaison cannelée. Nous retenons essentiellement les travaux de Ratsimba et al [90] qui ont effectué une corrélation entre l'expérimentation et la simulation numérique. Pour cela, ils ont considéré les résultats concernant la forme des flancs après un essai expérimental puis ils les ont comparés à la forme du profil d'un flanc après un calcul mécanique. Dans d'autres domaines d'applications, peu de travaux concernent la simulation de l'usure en 3D. Nous pouvons mentionner Sfantos et al [98] qui ont travaillé sur la simulation de l'usure sur une prothèse de hanche.

Dans ce chapitre, dans un premier temps, nous présentons succinctement le modèle de la liaison cannelée utilisé pour simuler l'usure ainsi que le chargement appliqué conformément à la démarche d'équivalence définie dans le chapitre 4. Dans une deuxième section, nous introduisons les différentes simplifications que nous effectuons et nous discutons de leur périmètre de validité. Enfin, nous donnons les principaux résultats en termes d'évolution de l'usure et nous discutons de la durée de vie du système à l'aide des observations numériques et expérimentales.

## 7.2 Pré-requis pour la simulation

### 7.2.1 Données en entrée

Dans le chapitre 5, la méthode d'exploitation des essais expérimentaux sur le STS ainsi que les résultats ont été présentés. À l'issue de ces essais, une loi de comportement à l'échelle locale a été proposée. Cette loi est linéaire. Elle lie la profondeur usée moyenne à l'énergie dissipée.

Dans le chapitre 6, une méthode numérique de simulation de l'usure sur le modèle du STS a été employée. Cette méthode a permis d'extraire les états caractéristiques de la structure après un grand nombre de cycles d'usure. Il s'agit des champs d'énergie et des profils des surfaces usées.

L'ensemble de ces données est nécessaire pour la simulation de l'usure sur la liaison cannelée.

### 7.2.2 Besoins pour le dimensionnement

L'objectif principal de ce chapitre est de mettre en évidence l'évolution du système réel. Il s'agit de simuler l'usure dans le cas où celui-ci est soumis à une sollicitation de fretting conduisant à un endommagement en usure. De la même manière que dans la simulation numérique de l'usure sur le STS (chapitre 6), la compréhension, des mécanismes d'évolution du système réel sous usure, consistera à extraire les états asymptotiques caractéristiques de la liaison cannelée. Le modèle numérique de la liaison cannelée est très gourmand en temps CPU. Il est donc nécessaire de trouver des modes de simplification pour réduire le temps de calcul. Nous devons également faire les bonnes hypothèses de simplification afin de ne pas introduire de biais dans le comportement.

### 7.2.3 Problème étudié

Le problème mécanique étudié est le même que celui de la section 6.2.2. Nous rappelons ici les principales hypothèses effectuées :

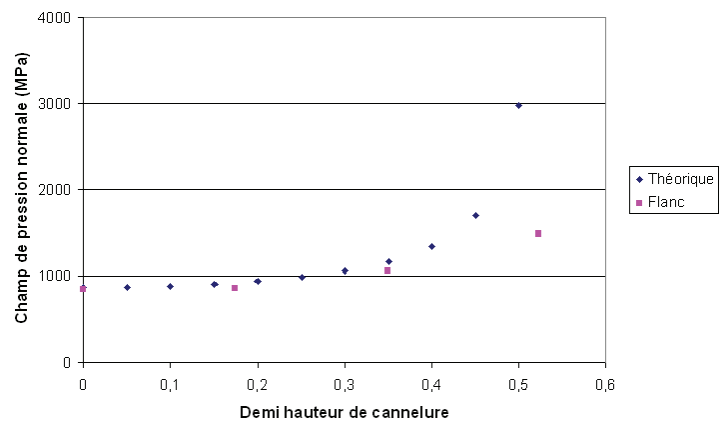
- L'unique mode de dissipation de l'énergie est l'usure par l'intermédiaire des forces de frottement et nous postulons une propagation de l'usure normale à la surface de contact.
- La loi de comportement est élastique linéaire. Ceci est valable sur une majeure partie de l'interface compte tenu de la limite d'élasticité en surface suite au traitement de carbonituration (voir la figure 7.1).
- La profondeur usée est proportionnelle à l'énergie dissipée par les forces de frottement selon la loi déterminée dans le chapitre 5.
- L'usure générée par l'énergie dissipée est répartie équitablement entre les deux surfaces de contact (partie mâle et partie femelle).

### 7.2.4 Rappels sur le modèle en éléments finis de la liaison cannelée

Nous rappelons ici succinctement le modèle en éléments finis de la liaison cannelée dont les détails ont été fournis dans le paragraphe 4.2. Le modèle est constitué de deux parties : une partie mâle (l'arbre) et une partie femelle (le manchon) solidarités par une liaison cannelée. Les chargements appliqués pour ce chapitre sont un couple de 130 N.m et une excentricité déterminée d'après la démarche d'équivalence présentée dans la section 4.5. L'excentricité est un écart de coaxialité entre la partie mâle et la partie femelle qui peut conduire à une flexion de l'arbre si elle est excessive.

Le matériau est un acier conventionnel d'un module de Young de 210 GPa et d'un coefficient de Poisson de 0,3. Le coefficient de frottement employé est de 0,2. Le contact est géré par la

## 7.2. Pré-requis pour la simulation



**Figure 7.1.** Comparaison entre le champ de pression normale obtenu par les calculs et celui théorique.

méthode de la pénalité. Les calculs sont réalisés selon un schéma d'intégration implicite en quasi statique.

## 7.3 Démarche pour la résolution du problème d'usure

### 7.3.1 Différence avec l'algorithme pour le STS

Bien que l'algorithme s'inspire fortement de celui développé pour le modèle du Système Tribologique Simple, il n'en demeure pas moins que certaines caractéristiques lui sont propres. L'algorithme est appliqué à une géométrie 3D à symétrie cyclique (à 20°) mais les chargements induisant l'usure ne sont pas symétriques.

Tout d'abord, le maillage doit être compatible avec une exigence industrielle et si ce point était important pour le STS (chapitre 6), il l'est encore plus ici. Un maillage grossier est associé à une mauvaise qualité dans l'estimation des variables d'intérêt. Nous verrons dans la section suivante comment contourner cette difficulté.

La deuxième particularité vient de l'application du chargement. En effet, afin de diminuer le temps de calcul ou de rester dans des limites acceptables, il faut absolument s'employer à tenir compte des symétries du problème. Dans l'annexe E, nous montrons que les boucles de glissement, nécessaires au calcul de l'énergie, obtenues par l'algorithme ALE se stabilisent après quelques positions successives du chargement. Ceci étant, l'écart de valeurs entre la première position et la deuxième position n'est pas très significatif. Par conséquent, pour l'ensemble des calculs mécaniques nécessaires à la simulation de l'usure, nous ne considérons qu'une seule position de chargement et par le biais de l'algorithme ALE, nous reconstruisons l'historique de chargement sur une rotation.

### 7.3.2 Simplification du calcul des profondeurs usées

Du fait de la géométrie du système étudié, deux échelles interviennent dans la simulation de l'usure : la première suivant la hauteur de cannelure et la seconde suivant sa longueur.

La hauteur de cannelure est la dimension la plus sensible à l'usure. C'est-à-dire que le changement de géométrie dû à l'usure aura un effet plus important sur les sollicitations. Dans ce contexte, le fait de fixer le comportement à l'usure selon cette échelle mécanique permet de rendre indépendant le facteur d'accélération du gradient d'énergie dissipée dans la hauteur. Le gradient dans la longueur étant plus faible, nous pourrions augmenter la valeur de  $\gamma$ .

Nous fixons le comportement selon cette échelle en reprenant les états asymptotiques issus des résultats de la simulation de l'usure sur le STS. Ces états asymptotiques sont le champ d'énergie et le profil de la surface usée (section 6.4). L'hypothèse, sous-jacente de cette simplification, est que les profils de ces variables mécaniques n'évolueront plus en forme à l'état asymptotique.

La présente étude reprend uniquement l'état asymptotique sur le champ d'énergie. Pour le profil usé selon la hauteur, dans un premier temps, nous avons choisi de conserver le profil initial de la cannelure. Cette solution a l'avantage de préserver la conformité des surfaces. Cela réduit le temps de calcul à chaque incrément d'usure. Le profil usé suivant la longueur est quant à lui piloté par la profondeur usée au centre de la cannelure. Plus précisément, en considérant  $x$  et  $z$ , les coordonnées selon la hauteur et la longueur, la profondeur usée en tout point est donnée par la relation :

$$\underline{h}(x, z) = -\beta E_u(x, z) \underline{n}(x, z) \quad (7.1)$$

que nous simplifions en :

$$\underline{h}(x, z) = -\beta E_u(x_{centre}, z) \underline{n}(x, z) \quad (7.2)$$

## 7.4 Résultats et analyse : comportement en usure

### 7.4.1 Évolution des variables de chargement

Les résultats sont présentés pour un chargement en excentricité avec une flexion de l'arbre primaire mais sans arc-boutement. Le facteur d'accélération de l'usure  $\gamma$  est fixé à 500. Il n'y a pas de contact donc pas d'usure sur les flancs rétros qui ne sont pas soumis au couple. L'usure n'apparaît que sur les flancs en tirage de chaque dent. Nous présentons, pour les parties mâle et femelle, l'évolution :

- de la répartition de l'énergie dissipée par frottement sur les flancs au cours d'un cycle d'usure ;
- de l'effort total transmis à l'interface ;
- de la longueur glissée ;
- de l'énergie globale ;
- de l'aire de contact.

#### *Répartition de la densité d'énergie sur les flancs usés*

Les cartographies de la figure 7.2 présentent les densités d'énergie dissipée par frottement en fonction de la position sur le flanc. Cette densité d'énergie dissipée correspond à un tour complet de la liaison cannelée. Les cartographies sont présentées pour les six premiers incréments. Nous notons une décroissance progressive de la valeur du maximum et la zone usée augmente peu à peu au fil des incréments. Les interfaces se conforment progressivement afin de mieux répartir l'énergie créée par frottement. Nous remarquons également une extension de la zone sur laquelle se situe le maximum de l'énergie. Les pics d'énergie associés aux pics de pression normale restent apparents durant les six incréments. Ce résultat s'explique par la forme des cannelures suivant la hauteur qui est identique à celle à l'état initial. Pour réduire cet aspect du champ de pression, il aurait été nécessaire d'injecter les profils usés asymptotiques issus de la simulation numérique de l'usure sur le STS.

#### *Évolution de l'effort total*

Sur la figure 7.3, nous observons l'évolution de l'effort total transmis à l'arbre par l'intermédiaire du défaut de positionnement pour les six premiers incréments d'usure. L'évolution de l'effort total est tracée en fonction du nombre de cycles mécaniques. Nous constatons que l'effort total décroît avec une pente pratiquement constante. Dans le même temps, la flexion de l'arbre est modifiée. La figure 7.4 présente les deux points extrêmes pris sur la ligne moyenne de la partie mâle de la liaison cannelée. Nous constatons un changement de la déformée. Les points du côté de la boîte de vitesse ont tendance à revenir vers la ligne moyenne tandis que ceux du côté de l'embrayage restent approximativement sur la même position. Il ne s'agit donc pas d'une diminution de la flexion de l'arbre mais plusieurs phénomènes sont mis en jeu. Notamment, le fait que les flancs soient progressivement usés favorisent la réduction de la flexion mais dans le même temps l'augmentation du jeu inter-flanc agit sur le comportement sous couple.

#### *Évolution de l'énergie globale*

L'énergie globale correspond à l'intégration sur le flanc de cannelure de la densité d'énergie dissipée au cours d'un cycle. La courbe d'évolution est présentée sur la figure 7.5. Les énergies globales sont tracées pour la partie femelle et pour la partie mâle, en fonction du nombre de cycles mécaniques pour s'affranchir de la variation du paramètre  $\gamma$ .

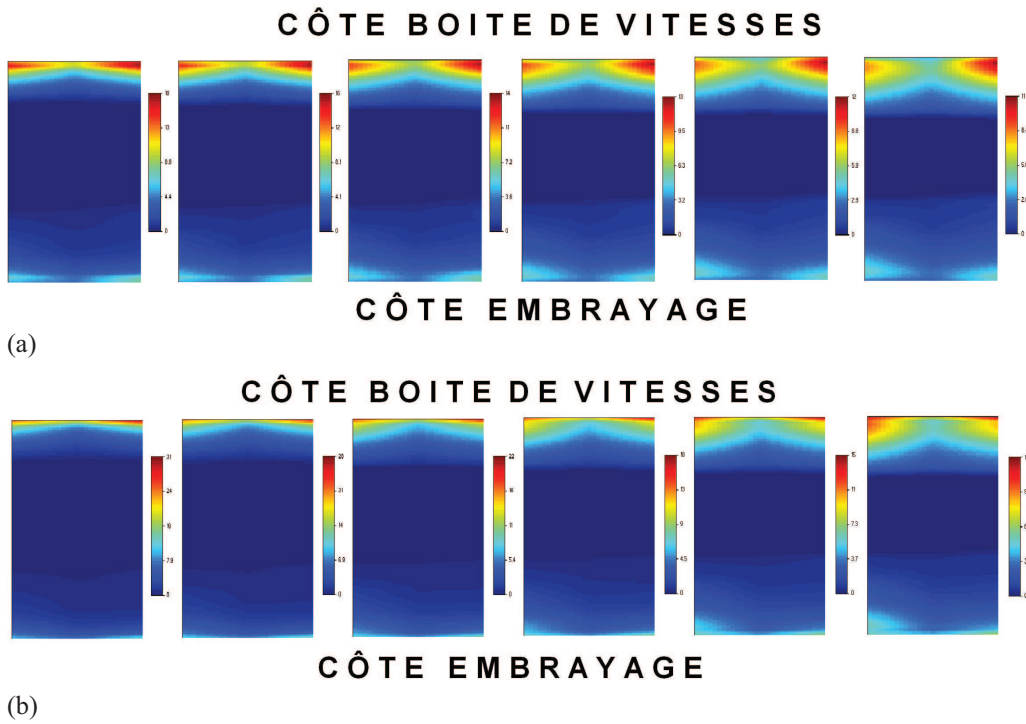


Figure 7.2. Cartographies représentant la densité d'énergie dissipée par frottement sur chaque flanc de cannelure pour (a) la partie mâle et (b) la partie femelle.

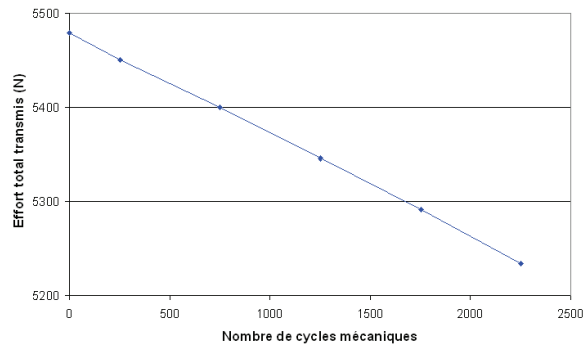


Figure 7.3. Évolution de l'effort total transmis à la partie mâle sous le chargement appliqué.

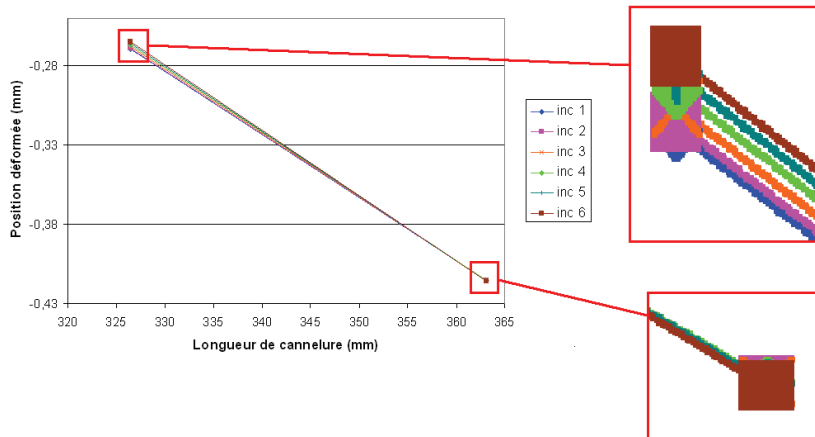
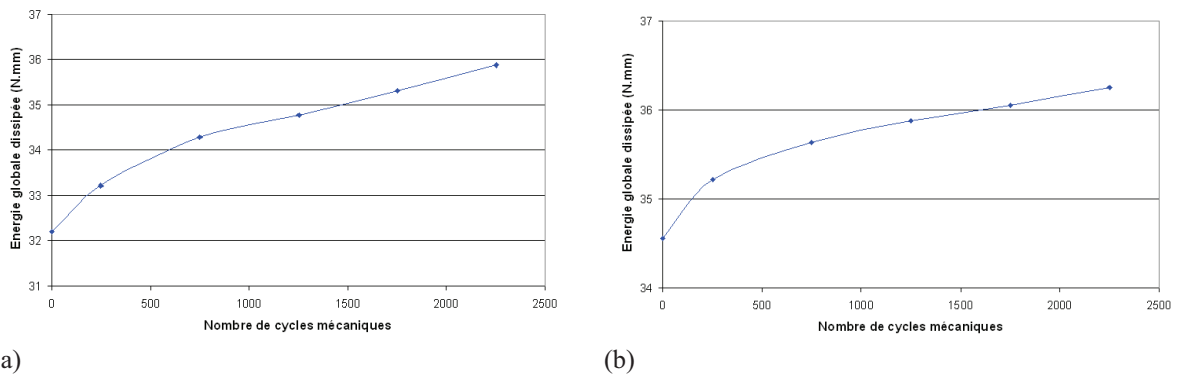


Figure 7.4. Évolution de la flexion de l'arbre en fonction des incréments d'usure.

#### 7.4. Résultats et analyse : comportement en usure



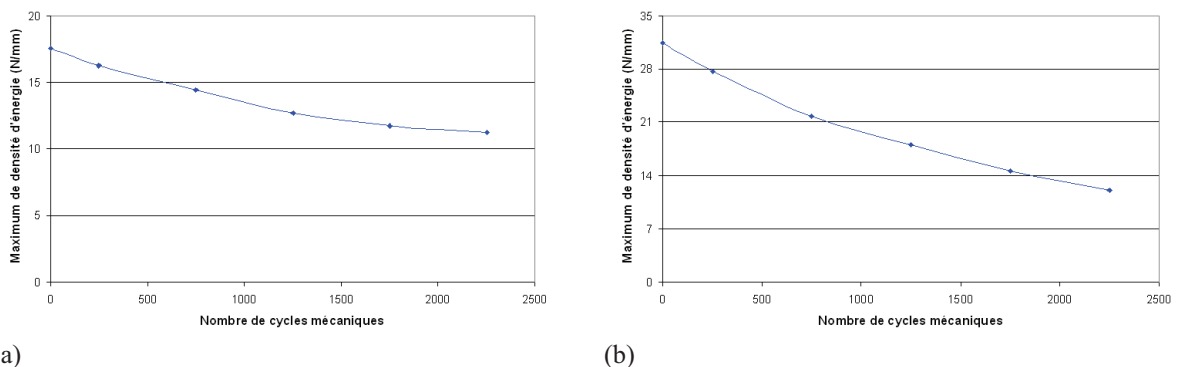
**Figure 7.5.** Évolution de l'énergie globale dissipée par flanc de cannelure pour (a) la partie mâle et (b) la partie femelle.

Le comportement est le même pour les deux pièces. Nous constatons une augmentation de la valeur d'énergie dissipée au cours des incréments. La croissance est très rapide au départ puis la pente tend vers une valeur constante. Cette situation met en évidence l'augmentation de la quantité usée par cycle mécanique à mesure que l'usure s'accroît. Il s'agit donc d'un phénomène assez particulier dans lequel l'usure semble auto-entretenu. Cette particularité est valable en début du processus d'usure. Il se peut qu'après un certain nombre de cycles, l'énergie globale décroisse ou devienne constante.

#### Évolution des extrema

Dans ce paragraphe, nous présentons les variables locales en termes de l'évolution du maximum de la densité d'énergie et du maximum de la longueur glissée.

*Évolution du maximum de la densité d'énergie* Sur la figure 7.6 est illustré le maximum de la densité d'énergie dissipée par frottement à mesure que l'usure progresse. L'évolution est la même pour la partie mâle et la partie femelle. Bien que l'énergie dissipée par flanc augmente, le maximum a tendance à diminuer ce qui signifie qu'il y a une meilleure répartition de la dissipation sur la longueur du flanc.

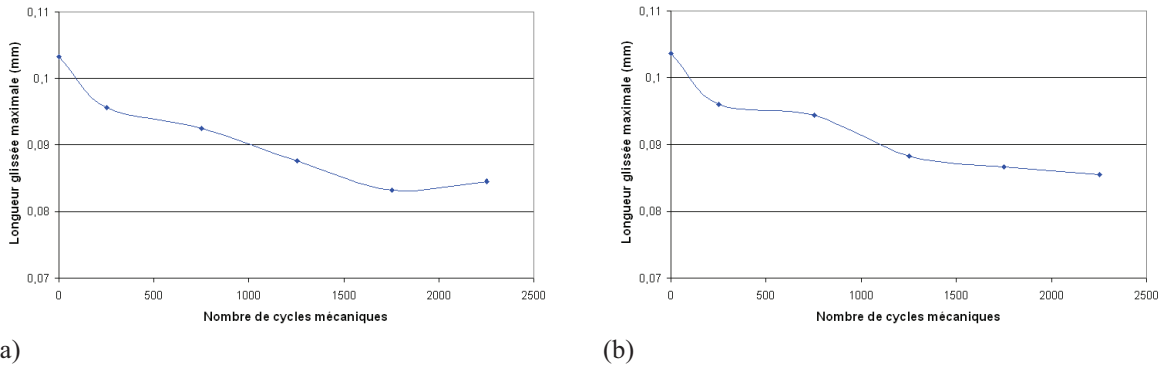


**Figure 7.6.** Évolution du maximum de la densité d'énergie dissipée par flanc de cannelure pour (a) la partie mâle et (b) la partie femelle.

*Évolution du maximum de la longueur glissée* Nous observons, sur la figure 7.7, l'évolution du maximum de la longueur glissée en fonction du nombre de cycles mécaniques, pour les deux pièces constituant la liaison cannelée. La longueur glissée est calculée pour une rotation



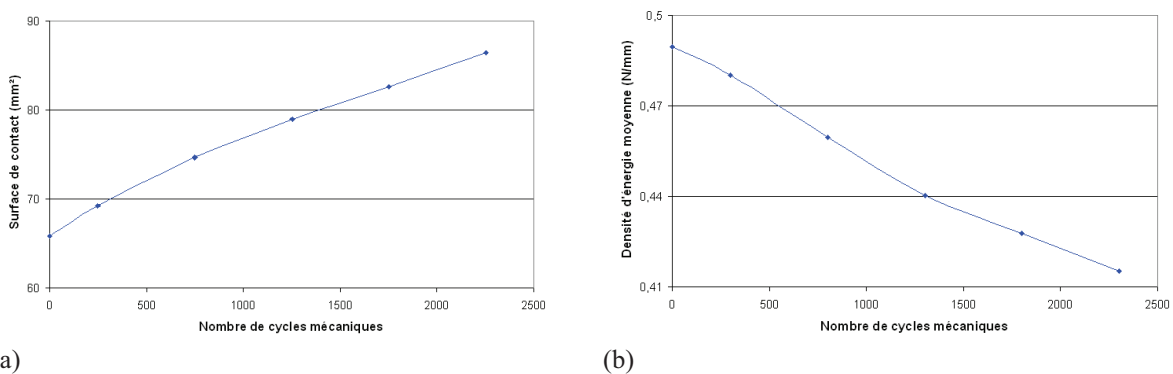
complète de la liaison cannelée. Nous constatons une décroissance du maximum. Contrairement aux autres variables, ici l'évolution n'atteint pas un régime linéaire après un certain nombre de cycles mécaniques. La longueur glissée est une fonction croissante de la flexion de l'arbre (annexe B).



**Figure 7.7.** Évolution du maximum de la longueur glissée par flanc de cannelure pour (a) la partie mâle et (b) la partie femelle.

### Évolution de l'aire de contact

Dans les sections précédentes, nous avons vu que les maxima des variables pilotant l'usure, ainsi que l'effort total, ont tendance à diminuer à mesure que la liaison est usée. C'est l'inverse pour l'énergie globale dissipée par frottement qui, elle, augmente progressivement. La figure 7.8(a) présente la courbe d'évolution de l'aire de contact en fonction du nombre de cycles mécaniques. Nous observons une augmentation progressive de l'aire de contact. En parallèle, la densité d'énergie moyenne (cf figure 7.8(b)) calculée par le rapport de l'énergie globale sur la surface de contact totale diminue. Autrement dit, la structure est moins sensible localement aux phénomènes dissipatifs lorsqu'elle a une plus grande surface de contact.



**Figure 7.8.** (a) Évolution de la surface de contact en fonction de l'usure. (b) Profil de la densité d'énergie moyenne dissipée par frottement en fonction de l'usure.

Pour conclure, l'usure sur la structure réelle est un phénomène dissipatif complexe qui évolue, d'un point de vue général, vers une répartition plus homogène des zones d'endommagement. Cette dernière est caractérisée par deux points :

- une diminution de l'énergie moyenne dissipée localement ;

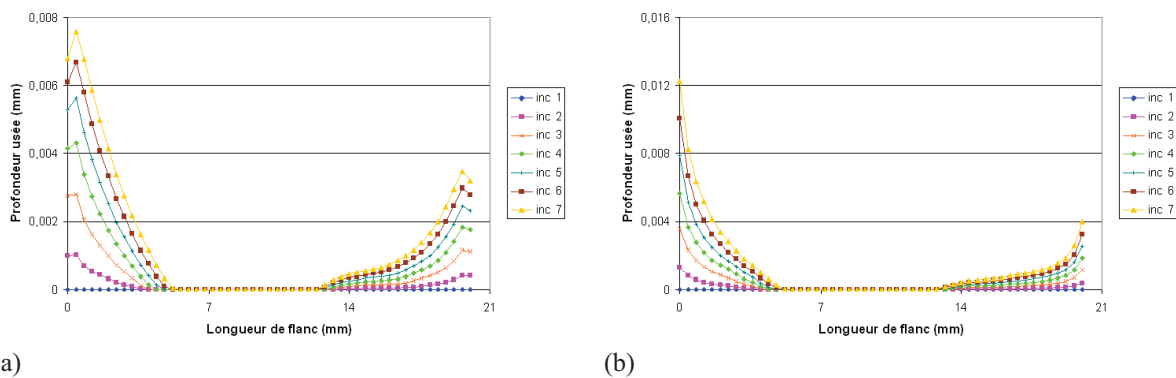
- une augmentation de l'énergie dissipée sur chaque flanc.

Le deuxième point s'explique par une augmentation de la surface de contact.

L'énergie dissipée par frottement est pilotée par la variation de la flexion de l'arbre et, dans le même temps, par l'augmentation de la surface de contact qui va favoriser une répartition des contraintes à l'interface sur une plus grande zone.

### 7.4.2 Évolution des profils usés

Les profils usés successifs pour la partie mâle et pour la partie femelle sont présentés sur la figure 7.9. Ils illustrent la forme du flanc, suivant la longueur, au niveau de la section centrale.



**Figure 7.9.** Évolution de la géométrie des flancs sur la longueur en section centrale pour (a) la partie mâle et (b) la partie femelle.

L'usure est plus prononcée sur le bord du côté de la boîte de vitesse, là où les énergies dissipées par frottement sont plus importantes. Nous constatons que la profondeur usée augmente presque exponentiellement en se rapprochant des bords. La surface de contact augmente progressivement ce qui engendre une extension de la zone usée sur chaque flanc.

#### *Estimation de la durée de vie du système*

L'objectif de ce paragraphe est de prédire la durée de vie de la liaison cannelée lorsqu'elle est soumise à un endommagement en usure, d'après les résultats sur les profils usés. Nous considérons un véhicule roulant à une vitesse moyenne de 60 km/h et le régime moyen du moteur est de 2000 tr/min. Le calcul de la durée de vie est effectué sur la base d'une vitesse d'usure constante au-delà des six incréments calculés.

Les cas retenus sont le point à usure maximale qui est situé sur le bord de la liaison cannelée sur la partie femelle et l'usure moyenne obtenue sur la partie femelle. La liaison cannelée n'est plus en état de fonctionnement lorsque la profondeur du traitement de carbo-nitruration (260  $\mu\text{m}$ ) est atteinte sur l'une ou l'autre des parties. Les résultats sont regroupés dans le tableau 7.1.

L'essai considéré est associé au point de fonctionnement le plus sévère de l'enveloppe de chargement global. De plus, le calcul est réalisé en conservant ce chargement durant tout l'essai. Le point de fonctionnement retenu est appelé point de sévérité maximale continue (PSMC). Il n'est en aucun cas représentatif d'un fonctionnement en clientèle. Il faut donc le relier à un fonctionnement en clientèle en utilisant par exemple la méthode "Contrainte-Résistance" [106] qui s'appuie sur le cumul de Miner et le comptage Rainflow. Ces derniers sont compatibles avec notre problématique (voir l'annexe C).

Les résultats mettent en évidence la durée de vie limitée de la liaison cannelée quelle que soit la variable d'usure utilisée. Cependant, ces durées de vie sont valables sous l'hypothèse

**Tableau 7.1.** Durée de vie de la liaison cannelée en considérant le point à usure maximale et l'usure moyenne sur la partie femelle pour l'essai PSMC.

	nombre de cycles	Nombre de km
$h$ max	58 800	29,5
$h$ moy	450 600	225,5

que la vitesse d'usure reste constante au-delà du sixième incrément. Ceci est discutable puisque la vitesse d'usure décroît depuis le début du processus. Par ailleurs, il est possible que la profondeur usée maximale ne reste pas localisée sur les bords du contact bien que ce soit le cas jusqu'à cet instant. Enfin, certaines hypothèses ont été faites concernant le mode de dissipation de l'énergie. Notamment, l'énergie est dissipée uniquement sous la forme d'usure ce qui n'est pas forcément réaliste et donne lieu probablement à une surestimation de l'usure générée.

## 7.5 Conclusion

Nous avons proposé une modélisation simplifiée de l'usure sur le banc composant qui s'appuient sur les résultats obtenus sur le STS. Plusieurs hypothèses sur le comportement ont été faites. Le chargement considéré est une excentricité correspondant à celle obtenue par la démarche d'équivalence entre le modèle de poutres et le modèle volumique.

Nous avons montré que sous excentricité, l'usure provoque une décroissance des variables de chargement locales et une augmentation de l'aire de contact qui se traduit par une croissance de l'énergie globale dissipée par frottement. L'ensemble est concomitant d'une évolution de la flexion de l'arbre. La flexion de l'arbre induit par son évolution une réduction de la longueur glissée maximale et de l'effort total. Ainsi, la flexion est un paramètre déterminant sur le comportement à l'usure.

Il semblerait que le système tende vers une dissipation par frottement minimale en chaque point de la zone de contact, car la surface de contact augmente lorsque l'usure progresse. Il serait intéressant de développer une méthode directe d'obtention de l'état asymptotique. En effet, nous avons vu que, malgré toutes les hypothèses et démarches simplificatrices que nous avons faites (voir à ce propos l'annexe E pour le calcul des variables locales intervenant dans le travail des forces de frottement), la méthode de simulation de l'usure utilisée est très coûteuse en temps CPU.

Le temps d'essai de la liaison cannelée sous dissipation par usure, pour l'essai PSMC a été calculé par extrapolation à partir du sixième incrément d'usure. Il est très faible et n'est valable que dans le cadre des hypothèses établies pour la résolution du problème. Il est possible que ce temps soit allongé si la vitesse d'usure diminue après le sixième incrément ce qui est probablement le cas compte tenu des résultats obtenus.

Par ailleurs, nous pourrions proposer le remaillage comme outil de conception pour optimiser le dessin des cannelures afin de réduire les phénomènes de localisation de la pression normale suivant la longueur. Pour cela, il faudrait perturber la géométrie initiale de la cannelure et itérer jusqu'à trouver le profil géométrique qui minimise le gradient de pression suivant la longueur.

## **Chapitre 8**

### **Essais de validation sur le banc composant**

## Sommaire

---

<b>8.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>149</b>
<b>8.2</b>	<b>Le banc d'essai composant</b>	<b>150</b>
8.2.1	Introduction du banc retenu	150
8.2.2	Application des chargements	150
	Mode d'application du couple	150
	Les défauts de positionnement	151
8.2.3	Capteurs employés	152
	Capteur d'effort	152
	Thermocouple	152
	Capteur d'usure	152
8.2.4	Les éprouvettes	153
	Description des éprouvettes	153
	Réusinage et mesures préalables	154
<b>8.3</b>	<b>Préparation du plan d'essais</b>	<b>155</b>
8.3.1	Premiers essais proposés	155
8.3.2	Représentativité du plan d'essai	156
	Description des deux types de comportement	156
	Discussion de la représentativité	157
<b>8.4</b>	<b>Conclusion</b>	<b>157</b>

---

## 8.1 Introduction

La simulation de l'usure sur le modèle d'une liaison cannelée a été effectuée et présentée au chapitre 7. Nous avons fait certaines hypothèses simplificatrices pour simuler l'usure. Ces hypothèses permettent d'accélérer les calculs de simulation numérique et nous avons insisté sur l'importance de rentrer dans le cadre d'une utilisation compatible avec le contexte industriel.

La simulation numérique des phénomènes d'endommagement apparaissant sur la liaison cannelée, et en particulier de l'usure, reste un modèle soumis à certaines limitations. La confrontation des résultats issus du modèle numérique d'usure à ceux obtenus sur des éprouvettes est impérative. Elle nécessite d'utiliser un banc d'essai représentatif de la liaison cannelée réelle et le modèle en éléments finis de la liaison cannelée doit être cohérent avec celui-ci. Les essais issus de ce banc sont donc garants de la validité de la méthode de dimensionnement.

Les essais expérimentaux sont donc indispensables et il est intéressant de se rapprocher du fonctionnement réel. Pour cela, la conception et le développement du banc d'essai remplissent plusieurs conditions :

- l'échelle et la géométrie du système sollicité sur le banc d'essai sont les mêmes que celles de la boîte de vitesse ;
- la gamme des chargements imposés sur le banc d'essai est compatible avec celle de la boîte de vitesse ;
- la séquence de chargement sur le banc d'essai est équivalente à celle obtenue dans le cas d'un roulage.

Plusieurs travaux concernent l'étude du comportement à l'usure des liaisons cannelées au travers d'essais sur banc [49, 90]. Les bancs d'essais considérés sont de conceptions analogues. Ils font intervenir deux pièces (les parties mâle femelle d'une liaison cannelée) et permettent d'appliquer simultanément un chargement en mésalignement et un couple.

Les essais de validation sur le banc n'ont pas encore été effectués. Dans ce chapitre, nous présentons le banc d'essai que nous avons conçu. Ensuite, nous proposons la gamme des premiers essais de validation. Enfin, nous étudions la représentativité du banc d'essai retenu par rapport au système réel du point de vue des possibilités de chargements.

## 8.2 Le banc d'essai composant

Le banc d'essai composant est employé pour les essais de validation. Il permet notamment d'étudier la tenue en usure des liaisons cannelées en testant les configurations de chargement du système réel. Il a été réalisé mais les essais n'ont pas pu être effectués. L'intérêt principal de ce banc est de reprendre les pièces de la liaison cannelée réelle, ce qui permet de tenir compte des défauts inhérents à la fabrication. Par ailleurs, à l'aide de chargements équivalents, la liaison cannelée subit une sollicitation proche de la réalité.

### 8.2.1 Introduction du banc retenu

La CAO du banc retenu est présentée sur la figure 8.1.

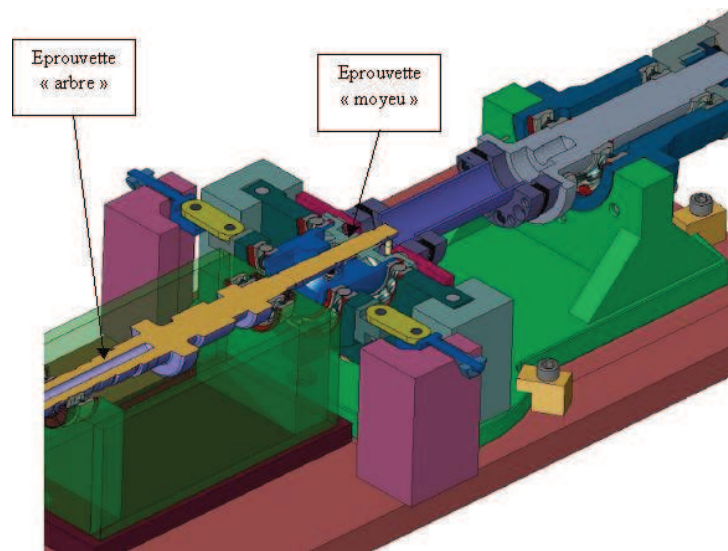


Figure 8.1. CAO du banc d'essai composant avec un chargement fixe vu en coupe.

Sur la CAO, l'arbre primaire apparaît en violet. Il est supporté par un carter en acier (en vert sur la CAO) de raideur équivalente à celle de la BV. La liaison entre les deux s'établit à l'aide de deux roulements. La rotation de l'arbre primaire est assurée par une première machine électrique (couple moteur). Le carter est lui relié à un bâti fixe.

Le manchon apparaissant en vert ardoise sur le schéma est relié à une deuxième machine électrique (couple inertiel) par ses plots de fixation.

En plus de ces pièces, un bâti mobile apparaît en vert du côté droit de la CAO. Il permet d'imposer un défaut de positionnement. Il est à distinguer du bâti fixe en couleur ocre.

### 8.2.2 Application des chargements

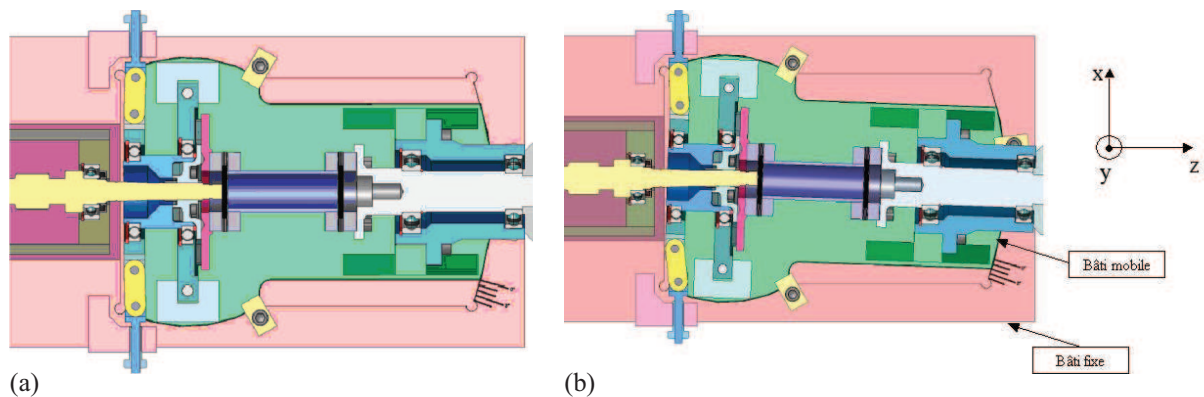
#### *Mode d'application du couple*

Le système composé du manchon et de l'arbre primaire est en rotation. Chacun est piloté par un moteur électrique. L'application du couple se fait par l'entraînement des moteurs. Une différence de couple appliqué sur chaque moteur permet d'introduire le couple voulu dans la liaison cannelée. Ici, il s'agit d'un couple de 130 N.m.

### Les défauts de positionnement

L'usure est pilotée par les deux défauts de positionnement (mésalignement et excentricité) définis au paragraphe 4.2.1. Ils sont appliqués suivant une direction fixe. Les deux chargements sont indépendants et peuvent être appliqués simultanément ou séparément.

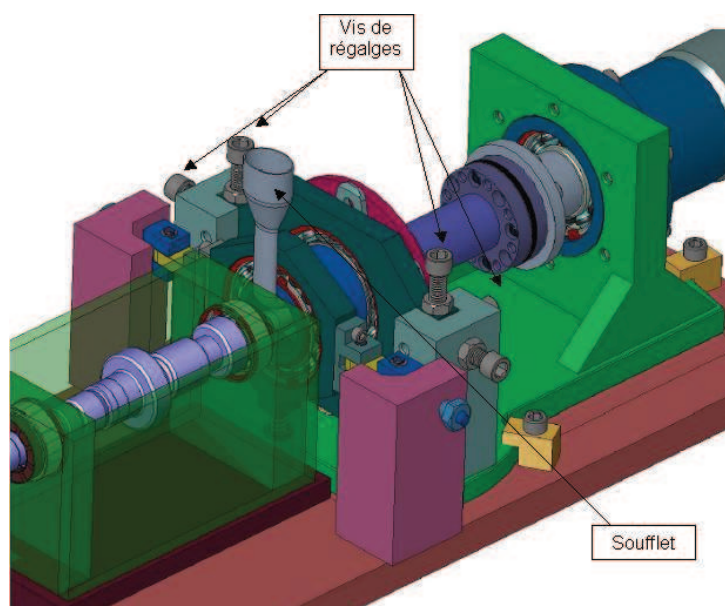
*Application du mésalignement* Le défaut de mésalignement est appliqué à l'aide du bâti mobile comme cela est présenté sur la figure 8.2.



**Figure 8.2.** Mode d'application du défaut de mésalignement par introduction d'un pivot entre le bâti fixe et le bâti mobile : (a) pas d'écart ou (b) écart angulaire entre les deux bâtis.

Le bâti mobile est fixé au bâti fixe par un axe, passant par le centre de la liaison, autour duquel il peut pivoter. Ainsi, une rotation du manchon par rapport à l'arbre primaire est possible. À noter que le mésalignement ne peut être appliqué qu'autour de l'axe y. Pour ce défaut de positionnement, la valeur maximale applicable est de  $1^\circ$ .

*Application de l'excentricité* Le défaut d'excentricité dans la direction x est appliqué à l'aide des vis de réglage visibles sur la figure 8.3.



**Figure 8.3.** Application du défaut d'excentricité à l'aide des vis de réglage.

Les vis de réglages sont reliées à l'arbre (apparaissant en bleu sur la CAO) par le biais d'un



roulement. Cet arbre est une pièce rapportée fixe par rapport au manchon. Les roulements permettent de fixer le chargement en excentricité lors de la rotation du système. Les vis de réglages autorisent de translater le manchon dans le plan orthogonal à l'axe de rotation. La valeur maximale applicable pour le défaut d'excentricité est fixée à 0,4 mm.

Remarque : sur le schéma 8.3 apparaît un soufflet. Celui-ci sert à contrôler la température dans le contact afin d'avoir des conditions d'essais identiques aux conditions de fonctionnement de la liaison cannelée réelle (la température est de l'ordre de la centaine de degrés).

### 8.2.3 Capteurs employés

#### *Capteur d'effort*

Une mesure de la déformation radiale du carter du banc supportant l'arbre primaire est effectuée. Les extensomètres utilisés pour cette mesure sont positionnés sur le roulement situé du côté de la liaison cannelée. Le résultat donne une information sur le chargement transitant dans les roulements et permet ainsi de faire un recalage avec la boîte de vitesse.

#### *Thermocouple*

Un thermocouple est utilisé afin de contrôler que la température imposée est bien représentative du système réel. Celui-ci est placé dans l'enceinte renfermant la liaison cannelée, à proximité du soufflet par lequel est imposée la température.

#### *Capteur d'usure*

Des capteurs électromagnétiques permettent d'enregistrer les évolutions de géométrie liées à l'usure. Deux capteurs sont utilisés pour la position verticale et un capteur est utilisé pour la mesure de la profondeur usée.

*Mesure de la position verticale* Les capteurs et leur zone de référence sont présentés sur le schéma de la figure 8.4. Les capteurs sont situés de part et d'autre de la zone de contact.

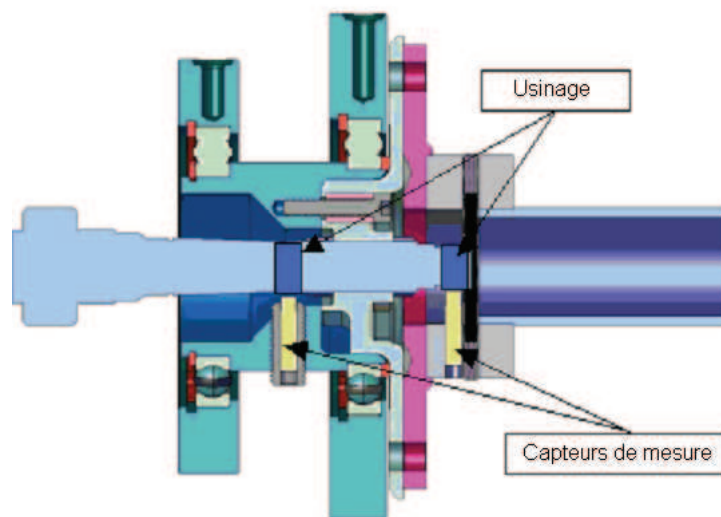


Figure 8.4. Schéma de principe pour la mesure de l'écart angulaire.

Les zones de référence des capteurs sont usinées afin de faire disparaître toute rugosité de surface, de définir une surface axisymétrique autour de l'axe de rotation et, de fournir des informations précises sur l'évolution de la position verticale de l'arbre. La mesure est effectuée

en comparant les valeurs des acquisitions des deux capteurs. La mesure de l'écart angulaire est réalisée en continu.

*Mesure de la profondeur usée* La profondeur usée peut être quantifiée en mesurant le jeu qui existe entre une dent de la partie mâle et son antagoniste sur la partie femelle. Le capteur est constitué de deux parties, l'une est solidaire du manchon et l'autre est attachée à l'arbre (figure 8.5). Lors de la rotation, le manchon et l'arbre tournent à la même vitesse. Nous obtenons alors une mesure directe en temps réel de l'évolution du jeu dans les cannelures.

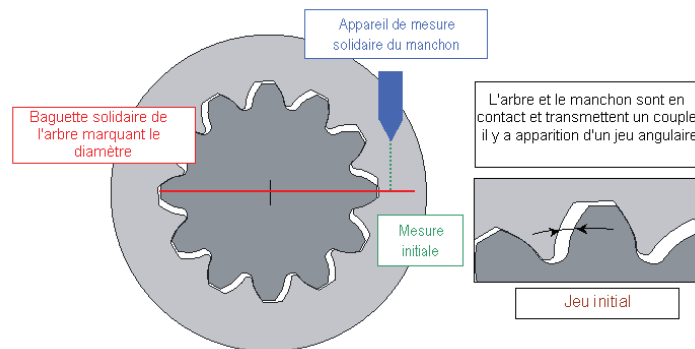


Figure 8.5. Schéma de principe pour la mesure de jeu entre deux dents de la liaison.

La partie métallique rouge marquant le diamètre est située en bout d'arbre (figure 8.5), en aval des cannelures. L'usure est quantifiée par une évolution la zone de contact réelle au cours du temps. La distance  $e_m + e_a$  (figure 8.6) est une mesure de jeu dans les cannelures. Avec cette démarche, nous ne regardons pas l'usure en un point sur une dent, mais l'usure minimale vue sur les longueurs de toutes les dents. Nous quantifions dès lors, l'impact de l'usure sur le système complet.

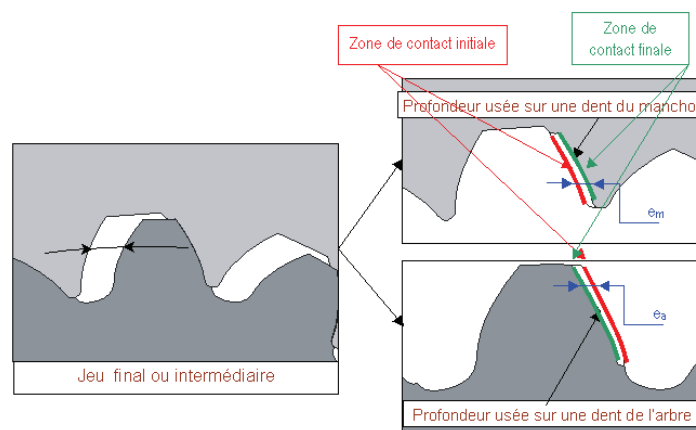


Figure 8.6. Évolution du jeu entre deux dents de la liaison.

## 8.2.4 Les éprouvettes

### Description des éprouvettes

L'arbre primaire et le manchon de la machine électrique sont des pièces de série. La liaison cannelée est constituée de 18 dents et un écart de division peut apparaître (voir le paragraphe

1.2.2). Cet écart inhérent au procédé de fabrication est conservé pour l'essai pour se placer en condition clientèle.

### ***Réusinage et mesures préalables***

L'arbre primaire présente une forme incurvée induite par son procédé de fabrication. Cette forme incurvée risque de poser des problèmes de liaison avec le carter. En effet, les roulements utilisés sont à billes et ne sont pas conçus pour supporter des efforts suivant la direction de rotation. Un usinage des portées des roulements est effectué. Ainsi, l'arbre dans son état initial sera parfaitement aligné avec le manchon.

De plus, des métrologies seront effectuées sur tous les arbres primaires et tous les manchons avant chaque essai afin de déterminer les écarts de division existants. Il sera possible d'étudier leur influence sur l'usure.

*Remarque : les deux défauts de fabrication détaillés précédemment ne sont pas pris en compte dans la modélisation par éléments finis.*

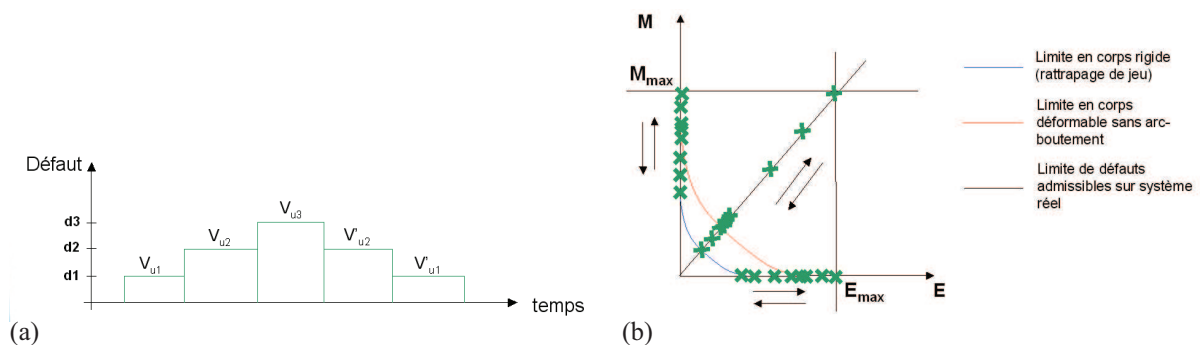
## 8.3 Préparation du plan d'essais

### 8.3.1 Premiers essais proposés

Les premiers essais à entreprendre doivent faire intervenir séparément chacun des défauts de positionnement. L'hypothèse sous-jacente est que les mécanismes d'endommagement mis en jeu pour le mésalignement sont différents de ceux mis en jeu pour l'excentricité. Une fois la cartographie des endommagements correctement établie pour les chargements pris indépendamment, il est nécessaire de combiner les deux afin de vérifier que la combinaison n'engendre pas de cinétique différente.

Nous voulons définir les limites acceptables de fonctionnement de la liaison cannelée en un minimum d'essais tout en balayant un large éventail de défauts. De plus, les essais doivent être effectués dans le domaine des défauts admissibles défini d'après les résultats des chapitres 3 et 4.

Dans un premier temps, nous devons déterminer les bornes des différents régimes de glissement sur la liaison cannelée en fonction des défauts imposés. Pour cela, nous proposons trois essais : un en mésalignement pur, un en excentricité pure puis un couplant le mésalignement et l'excentricité. Nous faisons évoluer les défauts par palier comme présenté sur le graphique 8.7(a). La valeur maximale des paliers est telle que l'énergie maximale soit équivalente à la valeur déterminée dans le chapitre 3.



**Figure 8.7.** (a) Proposition d'essais et (b) points de fonctionnement des essais dans l'espace des défauts admissibles (voir les chapitres 3 et 4).

En fonction de la valeur de défaut appliquée, les vitesses d'usure vont varier. Pour chaque défaut, à un même palier correspondent deux vitesses d'usure, en phases croissante et décroissante des paliers. Plusieurs explications peuvent justifier ce phénomène :

- dans la période de rodage, la cinétique d'usure est différente de celle du régime établi ;
- une stationnarité du processus d'usure peut apparaître après un certain nombre de cycles et le changement de valeur du défaut peut rompre cet état.

Cette dernière particularité fait référence aux études théoriques concernant les limites d'adaptation en glissement dans le cas des contacts frottants [48, 4].

La figure 8.7(b) illustre les points de fonctionnement obtenus lors des essais et leur positionnement dans le domaine des défauts admissibles (croix vertes). Aucun essai n'est effectué dans le domaine situé en-dessous de la courbe bleue. Les calculs en éléments finis ont montré (chapitre 4) que les bornes supérieures des défauts de positionnement obtenues en corps rigide n'étaient pas suffisantes pour créer de l'usure au-delà de la période de rodage.

À partir des résultats de ces trois essais, nous identifierons les bornes des défauts à considérer pour le plan d'essai final.

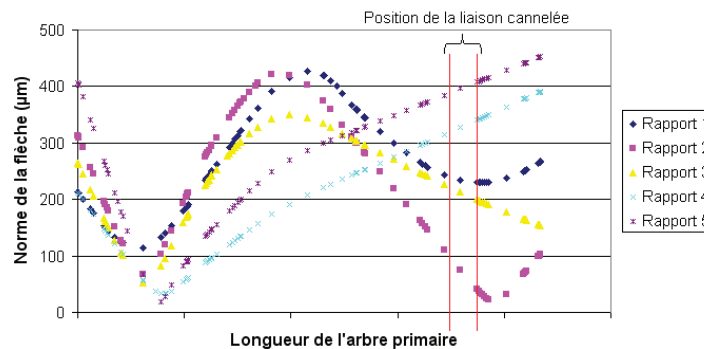
### 8.3.2 Représentativité du plan d'essai

Nous proposons un banc composant permettant de valider le dimensionnement des liaisons cannelées. L'objet de ce paragraphe est d'étudier la représentativité de ce banc par rapport au cas réel. À savoir, est-il capable de rendre compte de l'endommagement considéré dans l'étude ?

Nous rappelons que la boîte de vitesse est sujette à des défauts dont la majeure partie a été prise en compte dans le chapitre 3. L'idée est, à partir de cet ensemble de défauts, d'extraire un chargement simplifié et représentatif de celui vu par la structure. Ainsi, l'espace des chargements admissibles est défini. Seulement, bien que les bornes de cet espace majorent l'énergie globale fournie à la liaison cannelée, il est possible que les endommagements observés sur le système réel ne soient pas tous accessibles sur le banc d'essai. Les endommagements peuvent être dus à des sollicitations non prises en compte dans l'étude.

#### *Description des deux types de comportement*

*Comportement sur la boîte de vitesse* Tout d'abord, il faut noter que dans la boîte de vitesse, en situation réelle, le conducteur change de rapport régulièrement. Le changement de rapport engendre une flèche d'arbre différente. La figure 8.8 présente la forme de la flèche sur l'arbre primaire en fonction de la vitesse enclenchée. Ces résultats sont issus de calculs en éléments finis de poutre avec le logiciel Romax.



**Figure 8.8.** Forme de la flèche d'arbre primaire en fonction du rapport engagé. L'intervalle délimité par les traits rouges matérialise la position de la liaison cannelée.

Le changement de rapport engendre un écart angulaire entre l'entrée et la sortie de la liaison cannelée plus ou moins grand. Comme l'écart angulaire est un paramètre d'ordre 1 dans les phénomènes d'usure, la cinétique va être impactée par le changement de vitesse.

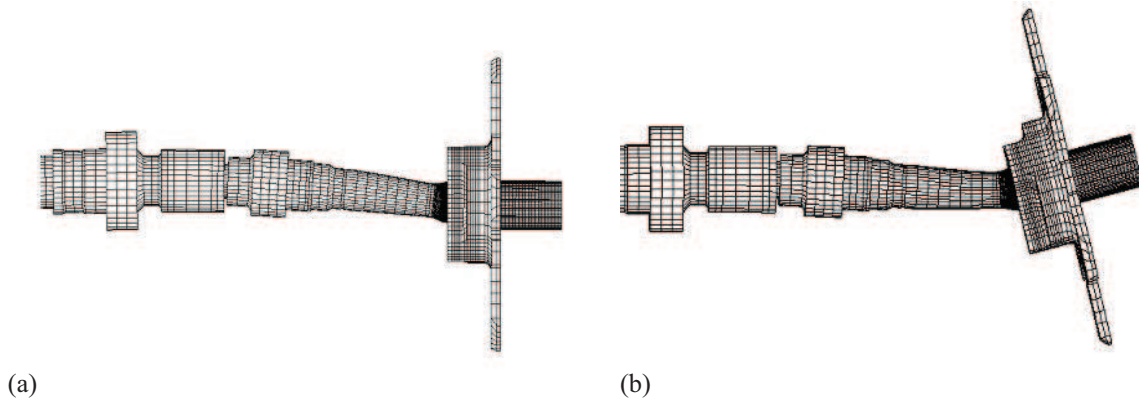
De plus, le chargement est constitué de phénomènes statiques et dynamiques imbriqués et qui vont contribuer, de façon plus ou moins forte, au processus d'endommagement.

*Comportement sur le banc composant* Sur le banc composant, le chargement est simplifié : il résulte de l'estimation des bornes supérieures du domaine de chargement admissible à partir de la démarche d'équivalence présentée dans la section 4.5. Les défauts de positionnement appliqués sont quasi-statiques et fixes spatialement.

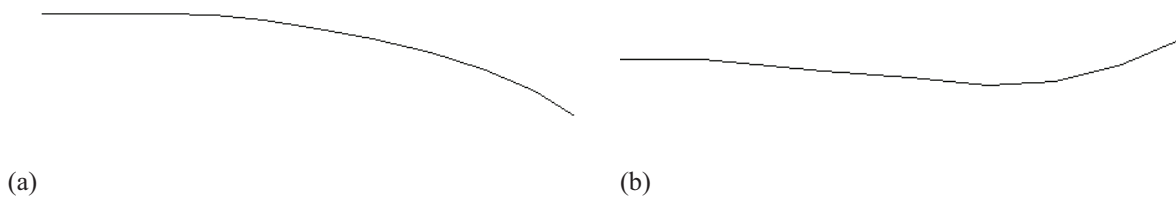
La flèche du banc composant, sous une sollicitation liée aux défauts de positionnement, est illustrée sur la figure 8.9. Ces résultats sont obtenus d'après des calculs sur le modèle volumique

#### 8.4. Conclusion

de la liaison cannelée. Les déformées de la ligne moyenne obtenues d'après ces deux chargements sont schématisées sur la figure 8.10. Le chargement en excentricité, au-delà du rattrapage de jeu (qui n'induit pas d'usure), s'accompagne toujours d'un écart angulaire.



**Figure 8.9.** Déformée de l'arbre primaire : (a) pour une excentricité de 1 mm et un facteur d'amplification de 10 ; (b) pour un mésalignement de 3° et un facteur d'amplification de 5.



**Figure 8.10.** Schéma de la déformée de la ligne moyenne de l'arbre primaire : (a) pour une excentricité avec une flexion de l'arbre ; (b) pour un mésalignement.

#### *Discussion de la représentativité*

Les points de fonctionnement du banc composant représentent des points de fonctionnement de la BV. Par ailleurs, le plan d'essai balaye toute la gamme d'énergie dissipée dans le système réel. Cependant, tous les modes de sollicitation des cannelures ne peuvent pas être représentés par le banc composant.

Suite à l'analyse des déformées de l'arbre primaire en situation réelle et dans le banc composant, une différence fondamentale apparaît : d'après la figure 8.8, dans certains cas comme pour le rapport 1, il est possible d'observer des écarts angulaires négligeables et qui génèrent de l'usure prononcée. Ces cas de sollicitation ne sont pas envisageables sur le banc composant. À la suite des essais, il faudra s'assurer de la cohérence des profils d'usure entre le banc et la boîte de vitesse.

#### **8.4 Conclusion**

Un banc composant a été proposé. Plusieurs solutions de conception étaient possibles (voir annexe F). Nous avons retenu la solution à chargement fixe, afin de faciliter la mise en place des essais et compte tenu du savoir faire du sous-traitant. Le banc d'essai est constitué d'un arbre primaire de boîte de vitesse et d'un manchon de machine électrique issus des usines de

production. Ceci assure une représentativité du processus de fabrication. Le banc d'essai permet de connaître l'évolution de la profondeur usée minimale à tout instant de l'essai et l'évolution de la position verticale de l'arbre primaire à l'aide de capteurs électromagnétiques.

Nous avons proposé une première série d'essais. Ils sont effectués sous un chargement en excentricité et en mésalignement variables. Ceci a l'avantage de fournir une richesse de données pour l'exploitation des résultats et de réduire le nombre d'expérimentations. Ces essais permettent de définir les bornes du plan d'essais complet.

Enfin, nous avons effectué un comparatif entre le cas réel et le banc composant. Nous avons mis en évidence la différence de comportement qui existe entre les deux situations notamment du fait d'un plus grand éventail de déformées sur la boîte de vitesse. Ceci étant, nous estimons que cette différence aura peu d'impact sur les résultats de validation dans la mesure où le banc composant respecte la gamme d'énergie dissipée identifiée pour l'étude.

**Troisième partie**

**Conclusion et perspectives**





## **La méthode de dimensionnement proposée**

La liaison cannelée est un organe situé dans une multitude de systèmes mécaniques. Il est complexe dans son fonctionnement car, très souvent, il fait apparaître des mouvements parasites. Ces derniers sont associés à des défauts inhérents à la fabrication autant qu'à l'impact de l'environnement sur la liaison cannelée. De ce fait, une liaison cannelée est soumise à des sollicitations de fretting qui correspondent à de très petits débattements à l'interface de contact. Ces sollicitations peuvent induire des endommagements en fatigue ou en usure.

Afin de dimensionner les pièces au fretting usure, une méthode de dimensionnement composée de six étapes a été développée. Cette méthode s'intègre dans le cycle de développement d'un produit tel qu'il est préconisé chez PSA. Elle tient compte du contexte industriel en accélérant le traitement de certaines étapes. De plus, elle rassemble les données de l'environnement de la pièce à dimensionner et a pour objectif de caractériser l'influence du chargement et du contact sur l'endommagement en usure. Cette méthode propose trois échelles pour l'étude du phénomène : l'échelle macroscopique (la boîte de vitesse), l'échelle organique (la liaison cannelée), l'échelle mésoscopique (le contact). Au cours de la méthode, une transition d'échelle est donc opérée. Un critère énergétique est proposé comme lien entre les différentes étapes et permet de justifier la transition d'échelle effectuée.

### **Les étapes de la méthode de dimensionnement**

La première étape de la méthode de dimensionnement consiste à considérer l'environnement de la boîte de vitesse et à étudier l'influence de son intervalle de fonctionnement sur le comportement de la liaison cannelée. Les données d'entrée sont principalement les spécifications du cahier des charges et les plans des pièces. Une énergie globale associée au chargement le plus pénalisant pour la liaison cannelée est obtenue en sortie de cette étape.

Dans la deuxième étape, une première transition d'échelle est opérée. Il s'agit d'étudier le modèle de la liaison cannelée tout en s'intéressant au chargement local qui transite à l'interface entre les deux pièces. Pour cela, l'effet de l'environnement sur la liaison cannelée est résumé dans le chargement appliqué. Ce dernier permet de remonter exactement à l'énergie globale déterminée à la première étape. De la deuxième étape est extrait un chargement local en termes de couple pression normale / glissement tangentiel le plus pénalisant au cours d'une rotation de la liaison cannelée à l'état neuf.

La troisième étape est expérimentale. Le couple pression normale / glissement tangentiel obtenu à la suite de la deuxième étape sert de référence à un plan d'expérience. Il s'agit de la borne supérieure du domaine d'expérimentation. Le domaine balayé par le plan est établi sur la base de critères de fonctionnement du système réel. Des essais de fretting sont effectués. Une loi de comportement en usure liant l'énergie dissipée par frottement à la quantité usée (la profondeur ou le volume) est établie.

La quatrième étape de la méthode de dimensionnement est une étape numérique. L'usure est simulée sur le système tribologique simple poinçon sur plan en utilisant une méthode incrémentale. La loi de comportement liant l'énergie dissipée à la profondeur usée développée à la troisième étape est utilisée. Le chargement correspond à un point du plan d'expérience. À la

sortie de cette étape, une énergie dissipée correspondant à l'état asymptotique du profil usé est calculée.

La cinquième étape consiste à simuler l'usure sur la liaison cannelée. Pour cela, la loi de comportement développée pour le système tribologique simple est considérée. La cannelure présente, sur sa hauteur, un champ de pression similaire à celui occasionné par le système tribologique simple. Ainsi, l'énergie dissipée par frottement correspondant à l'état asymptotique du système tribologique simple est prise comme une donnée d'entrée pour le calcul de l'usure sur la liaison cannelée. Par conséquent, la simulation de l'usure est effectuée de façon incrémentale le long des cannelures.

La sixième étape, qui n'a pas été achevée dans le cadre de cette thèse, a pour objet d'effectuer des essais de validation sur un banc d'essai représentatif du système réel.

### **Résultats issus de la méthode de dimensionnement**

À l'issue des essais de fretting, nous avons mis en évidence le phénomène d'usure observé sur la liaison cannelée réelle. Le régime de glissement associé est un régime de glissement mixte. Il induit des débris d'usure rougeâtres tels que ceux observés dans la littérature et lors d'expertises internes chez PSA. Le régime de glissement mixte est caractérisé par des instabilités de comportement établies au regard de l'évolution des variables représentatives telles que le glissement. L'instabilité de comportement a donné lieu à un traitement statistique des résultats des essais afin d'extraire une loi de comportement en usure unique. Nous avons constaté qu'une représentation gaussienne des variables de comportement permet d'obtenir une loi d'usure linéaire dans une large gamme de fonctionnement et exploitable dans le cadre de la méthode de dimensionnement. Par ailleurs, nous avons montré que le régime de glissement mixte donne lieu à un rendement énergétique en usure plus important que le régime de glissement total bien que la cinétique d'usure en glissement total soit plus grande.

D'un point de vue numérique, un modèle de la liaison cannelée a été développé. Lors de la simulation du comportement mécanique, nous avons constaté que du glissement et de là, des sollicitations de fretting apparaissent à l'interface de contact entre les flancs, au-delà d'un certain niveau de chargement. La sollicitation de fretting est monotone du chargement. La dissipation qui en résulte est localisée sur les bords du contact sur la géométrie neuve. La simulation de l'usure a été effectuée de manière incrémentale à l'aide d'un couplage faible entre la mécanique et l'usure. Les deux géométries employées pour les essais expérimentaux ont été considérées (liaison cannelée et poinçon / plan). Sur le modèle poinçon sur plan, deux types de chargement normal ont été retenus : un chargement en effort et un chargement en déplacement. Pour la liaison cannelée, un chargement en excentricité avec une flexion de l'arbre a été considéré.

Dans tous les cas, nous constatons une évolution de l'énergie dissipée par usure du point de vue local et global. Sur le contact poinçon sur plan, l'énergie globale tend vers un état asymptotique. Sur la liaison cannelée, à mesure que l'usure progresse, la surface de contact a tendance à croître, l'énergie dissipée globalement augmente et l'énergie moyenne dissipée localement décroît. Nous avons proposé plusieurs critères de convergence des calculs en usure.

Le couplage entre la mécanique et l'usure est piloté par le gradient d'énergie locale dissipée : quand le gradient augmente, le couplage doit être renforcé. En effet, nous avons constaté que la stabilité du schéma numérique pour la résolution du problème d'usure dépendait de la valeur du

facteur d'accélération  $\gamma$ . Dans le cas du contact poinçon sur plan, le champ d'énergie présente des zones singulières et localisées. La valeur de  $\gamma$  nécessaire à la stabilité du schéma numérique est faible. Dans le cas de la liaison cannelée, le champ d'énergie suivant la longueur présente une évolution douce compatible avec une valeur de  $\gamma$  importante. Par ailleurs la stabilité de la surface de contact est un critère de convergence complémentaire.

Plusieurs comportements existent sous dissipation en usure selon le chargement normal appliqué. Des états asymptotiques peuvent en découler à l'image de ceux établis sous un chargement cyclique tel que la fatigue. Des pistes pour simuler l'usure à l'aide d'une méthode directe doivent être creusées. Une méthode directe serait plus intéressante qu'une méthode incrémentale dans un contexte industriel où le gain de temps est important.

Les essais de validation n'ont pas encore été effectués. Ils ne permettent donc pas de justifier la validité du dimensionnement réalisé. Toutefois, nous avons discuté de la représentativité du banc vis-à-vis de la boîte de vitesse.

## **Les perspectives des travaux**

### *Perspectives à court terme*

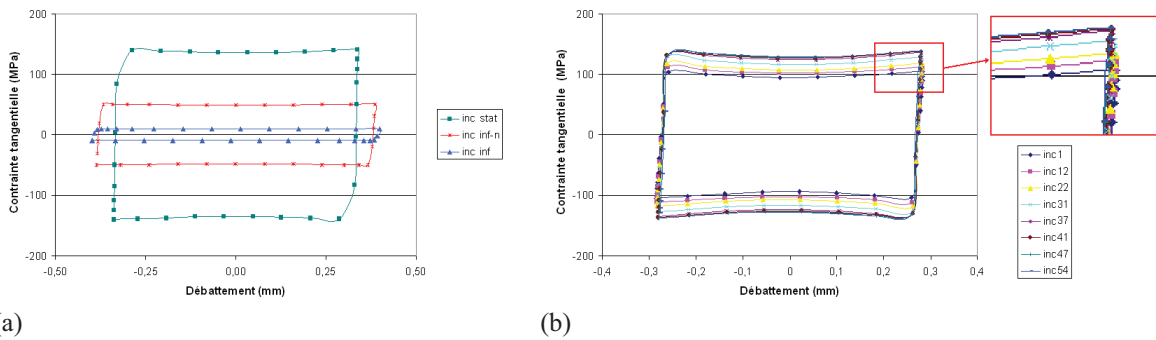
En premier lieu, il est impératif de finaliser la méthode de dimensionnement sur le cas étudié pour le développement. Pour cela, les essais de validation sur le banc composant doivent être réalisés. En outre, ils permettront de connaître les modes de fonctionnement les plus contraignants pour la liaison cannelée. Les essais de validation seront confrontés à la simulation de l'usure sur la liaison cannelée. Cette dernière prévoit une durée de vie de la liaison cannelée relativement faible pour l'essai sévéré PSMC (point de sévérité maximale continue). Les variables pilotant l'usure continuaient à évoluer à la fin des six incréments calculés à la cinquième étape. Pour avoir une durée de vie plus représentative de la réalité, il faudrait poursuivre les incréments d'usure jusqu'à atteindre un éventuel état asymptotique qui présagerait d'un état stationnaire de la structure.

Une méthode de dimensionnement a été proposée. Pour simplifier l'utilisation par les concepteurs, des aménagements peuvent être proposés. En première approche, les concepteurs pourront utiliser l'énergie dissipée par frottement comme critère pertinent pour le dimensionnement à l'usure. Une étude complémentaire serait nécessaire afin de déterminer les limites de ce critère pour juger de la sévérité d'un point de fonctionnement.

Des observations des débris d'usure issus des essais analytiques ont été faites visuellement et au microscope. Elles ont mené à la conclusion d'une bonne corrélation entre les points de fonctionnement de la liaison cannelée et ceux du contact poinçon sur plan. Cependant, il serait nécessaire d'effectuer des études complémentaires pour accéder à des données quantitatives permettant de statuer précisément. D'autre part, les essais analytiques ont mis en évidence que les points de fonctionnement de la liaison cannelée sont situés dans le domaine du glissement mixte. Ce régime de glissement a montré un pouvoir dissipatif en usure plus important que le régime de glissement total. L'évolution du pouvoir dissipatif en usure en fonction du chargement de fretting serait un point à creuser pour déduire les points de fonctionnement réhabilités pour une application industrielle.

### *Perspectives à moyen terme*

Les simulations de l'usure sur la liaison cannelée comme sur le contact poinçon sur plan ont été réalisées avec des géométries initiales parfaites. Aucun rayon de raccordement n'a été



**Figure 8.11.** Caractéristique de la boucle d’hystérésis  $\sigma_T-\delta$  obtenue par la simulation de l’usure sur le contact poinçon sur plan (a) pour un chargement en déplacement normal ; (b) pour un chargement en force normale.

pris en compte, les surfaces de contact étaient parfaitement alignées. Il serait utile d’étudier l’influence des imperfections de la géométrie sur les cinétiques et sur les variables d’usure par une démarche de perturbation.

Par ailleurs, des états asymptotiques en usure ont été extraits sur le contact poinçon sur plan. Une étude de la vitesse de convergence vers ces états caractéristiques, en fonction du paramètre  $\gamma$ , permettrait de diminuer les temps de dimensionnement.

D’autre part, le régime de glissement réel est mixte. De fortes instabilités de comportement interviennent. Celles-ci ne sont pas modélisées numériquement et pourraient avoir une influence sur la cinétique d’usure. Bien qu’une instabilité de comportement soit complexe à simuler, elle pourrait apporter certaines réponses dans la compréhension du comportement. Une première étape pourrait être l’étude de l’influence d’un modèle de coefficient de frottement variable au cours du chargement de fretting.

Les plans d’expériences utilisés pour la détermination de l’enveloppe globale de chargement faisaient intervenir deux niveaux par paramètres. Ces deux niveaux sont les bornes des domaines de fonctionnement des pièces de la boîte de vitesse. Entre les bornes, le comportement est par hypothèse linéaire. Des plans d’expériences plus élaborés pourraient permettre de valider cette hypothèse en prenant par exemple un niveau supplémentaire au milieu du domaine de fonctionnement.

### *Perspectives à long terme*

La méthode de dimensionnement a été proposée pour une géométrie de contact spécifique et pour une cinématique et un chargement particuliers. Elle peut être transposable à d’autres matériaux, d’autres géométries engendrant des contacts différents puis à d’autres ensembles soumis à de l’usure, dans la boîte de vitesse mais aussi dans d’autres organes du véhicule. Une perspective à long terme serait d’appliquer la méthode de manière systématique, lorsqu’elle s’avèrera suffisamment robuste.

Enfin, la méthode de dimensionnement proposée montre certaines faiblesses notamment en termes de calculs numériques de l’usure. Les simulations sont longues et fastidieuses et particulièrement pour la liaison cannelée, malgré les moyens mis en œuvre. Une méthode directe pour la résolution de l’usure, qui consisterait à aller de l’état initial à l’état final sans passer par les intermédiaires, serait la solution idéale. Des méthodes directes existent pour les chargements cycliques. Aucun résultat théorique justifie l’existence et l’unicité d’états stabilisés en usure. Toutefois, les résultats sur la convergence vers des états asymptotiques des variables pilotant l’usure suggèrent une possibilité de travailler dans ce sens. En effet, les figures 8.11 présentent

l'évolution de la forme des boucles de fretting à mesure que l'usure progresse sur le contact poinçon sur plan en fonction du type de chargement normal (une force ou un déplacement). Il semble qu'une tendance à la stabilisation existe tout comme c'est le cas en fatigue. Certains travaux récents ont eu pour objectif de montrer l'existence d'états stabilisés en frottement [4, 48]. Pour sa part, Peigney [79] a utilisé une méthode par contrôle optimal pour simuler l'effet d'un endommagement en usure sur la géométrie, sous un chargement en déplacement normal. D'autres auteurs ont utilisé une méthode directe pour traiter le cas de la fatigue en général [58] et plus particulièrement sous un chargement de fretting [59]. Les développements futurs pourraient s'attacher, en particulier, à la simulation de l'usure sous un chargement en force normale à l'aide d'une méthode directe.



# Bibliographie

- [1] G.G. Adams. Self-Excited Oscillations of Two Elastic Half-Spaces Sliding With a Constant Coefficient of Friction. *Journal of Applied Mechanics*, 62 :867, 1995.
- [2] R.A. Adey, J. Baynham, and J.W. Taylor. Development of analysis tools for spline couplings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G : Journal of Aerospace Engineering*, 214(6) :347–357, 2000.
- [3] E. Antaluca. *Contribution à l'étude des contacts élasto-plastiques - effet d'un chargement normal et tangentiel* -. PhD thesis, 2005, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, France.
- [4] N. Antoni, Q.S. Nguyen, J.L. Ligier, P. Saffré, and J. Pastor. On the cumulative microslip phenomenon. *European Journal of Mechanics/A Solids*, 26(4) :626–646, 2007.
- [5] J.F. Archard. Contact and rubbing of at surfaces. *J. Appl. Physics*, 24(8) :981–988, 1953.
- [6] P. Barrot. *Analyse et modélisation du comportement des liaisons cannelées - Mise en place des bases d'un outil d'assistance à la conception*. PhD thesis, 2006, Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse, Toulouse, France.
- [7] F.T. Barwell. Wear of metals. *Wear*, 1 :317–332, 1957.
- [8] D.J. Benson and J.O. Hallquist. A single surface contact algorithm for the post-buckling analysis of shell structures. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 78(2) :141–163, 1990.
- [9] Y. Berthier, L. Vincent, and M. Godet. Velocity accommodation in fretting. *Wear*, 125 :25–38, 1988.
- [10] K. Binder. Monte Carlo methods in statistical physics. *Springer-Verlag*, 1986.
- [11] H. Blanc. Dynamique des rotors en torsion. Etude des amortisseurs de torsion. *Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*, (BM 5122), 2000.
- [12] P. Blanchard. *Usure induite en petits débattements : Transformation Tribologique Superficielle d'alliages de titane*. PhD thesis, , 1991, 91–32, Ecole Centrale de Lyon, Ecully, France.
- [13] M. Bonnet and A. Frangi. *Analyse des solides déformables par la méthode des éléments finis*. Ecole Polytechnique, 2007.
- [14] J. Brauer and S. Andersson. Simulation of wear in gears with flank interference-a mixed FE and analytical approach. *Wear*, 254(11) :1216–1232, 2003.
- [15] A.B. Chaudaray and Bathe K.J. A solution method for static and dynamic analysis of contact problems with friction. *Computations & Structures*, 24 :855–873, 1986.
- [16] J.W. Cho and D.Y. Yang. A mesh refinement scheme for sheet metal forming analysis. In *Proceedings of Numisheet*, pages 307–312, 2002.



- [17] G. Colin. Le fretting corrosion. *CETIM informations*, (107) :47–52, 1988.
- [18] D. Collombier. *Plans d'expérience factoriels : construction et propriétés des fractions de plans*. Springer, 1996.
- [19] C.H. Colombie, Y. Berthier, A. Floquet, L. Vincent, and M. Godet. Fretting : Load-Carrying Capacity of Wear Debris. *J. Tribology(Trans. ASME)*, 106(2) :194–201, 1984.
- [20] C. Constant. La méthodologie Taguchi : introduction à la recherche technologique-gestion fonctionnelle de la qualité ou gestion« off-line». *Revue de Statistique Appliquée*, 37(2) :47–77, 1989.
- [21] M.A. Crisfield. *Non-linear finite element analysis of solids and structures, Vol. 2*. Willey, Chichester, 1997.
- [22] A. Curnier. A theory of friction. *International Journal of Solids & Structures*, 20 :637–647, 1984.
- [23] A. Curnier and P. Alart. A generalized Newton method for contact problems with friction. *Journal de Mécanique Théorique et Appliquée*, 7 :67–82, 1988.
- [24] K. Dang Van. Macro-micro approach in high-cycle multiaxial fatigue. *Advances in Multiaxial Fatigue*, pages 120–130, 1993.
- [25] K. Dang Van, H. Maitournam, and B. Prasil. Elastoplastic analysis of repeated moving contact application to railways damage phenomena. *Wear*, 196(1-2) :77–81, 1996.
- [26] B. Delattre. *Modélisation de l'usure du caoutchouc*. PhD thesis, 2005, Ecole Polytechnique, Palaiseau, France.
- [27] J. Denape and N. Laraqi. Aspect thermique du frottement : mise en évidence expérimentale et éléments de modélisation. *Mécanique & industries*, 1(6) :563–579, 2000.
- [28] S. Dhanasekaran and R. Gnanamoorthy. Gear tooth wear in sintered spur gears under dry running conditions. *Wear*, 265(1-2) :81–87, 2008.
- [29] J. Ding, S.B. Leen, and I.R. McColl. The effect of slip regime on fretting wear-induced stress evolution. *International Journal of Fatigue*, 26(5) :521–531, 2003.
- [30] M. Dragon-Louiset and C. Stolz. Approche thermodynamique des phénomènes liés à l'usure de contact. *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences-Series IIB-Mechanics-Physics-Astronomy*, 327(13) :1275–1280, 1999.
- [31] R. Drake and V.S. Manoranjan. A method of dynamic mesh adaptation. *International journal for numerical methods in engineering*, 39(6) :939–949, 1996.
- [32] L. Faure. Liaisons par obstacle. *Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*, (B 5520) :1–25, 1991.
- [33] S. Fouvry. Analyse élastique du contact sphère / plan soumis à la sollicitation de fretting. *Journées thématiques de tribologie du 13 au 15 octobre 1998*, 1998.
- [34] S. Fouvry, P. Duo, and P. Perruchaut. A quantitative approach of Ti–6Al–4V fretting damage : friction, wear and crack nucleation. *Wear*, 257(9-10) :916–929, 2004.
- [35] S. Fouvry, P. Kapsa, and L. Vincent. Quantification of fretting damage. *Wear*, 200(1-2) :186–205, 1996.
- [36] S. Fouvry, T. Liskiewicz, P. Kapsa, S. Hannel, and E. Sauger. An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts. *Wear*, 255(1-6) :287–298, 2003.

- [37] S. Fouvry, C. Paulin, and S. Deyber. Impact of contact size and complex gross-partial slip conditions on Ti-6Al-4V/Ti-6Al-4V fretting wear. *Tribology International*, 42(3) :461–474, 2009.
- [38] P.L. George and H. Borouchaki. *Triangulation de Delaunay et maillage : applications aux éléments finis*. Hermès, 1997.
- [39] P.T. Goryacheva, I.G. and Rajeev and T.N. Farris. Wear in Partial Slip Contact. *Journal of Tribology*, 123 :848, 2001.
- [40] B. Halphen and Q.S. Nguyen. Sur les matériaux standards généralisés. *J. de Mécanique*, 14(1) :39–63, 1975.
- [41] J.H. Heegaard and A. Curnier. Augmented Lagrangian method for discrete large-slip contact problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 36(4) :569–593, 1993.
- [42] R. Holm. *Electric Contacts*. H. Geber, 1946.
- [43] T.J.R. Hughes, J.A. Cottrell, and Y. Bazilevs. Isogeometric analysis : CAD, finite elements, NURBS, exact geometry and mesh refinement. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 194(39-41) :4135–4195, 2005.
- [44] T.J.R. Hughes, A. Reali, and G. Sangalli. Duality and unified analysis of discrete approximations in structural dynamics and wave propagation : Comparison of p-method finite elements with k-method NURBS. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 197(49-50) :4104–4124, 2008.
- [45] R. Hulin. Boîtes de vitesses. *Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique*, (B 5660) :1–28, 1989.
- [46] T.R. Hyde, S.B. Leen, I.R. McColl, E.J. Williams, and J.W. Taylor. A representative model for life assessment of spline couplings. In *Proceedings of the International Conference on Gearing Transmissions and Mechanical Systems*, pages 625–635, 2000.
- [47] K.L. Johnson. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1987.
- [48] A. Klarbring, M. Ciavarella, and J.R. Barber. Shakedown in elastic contact problems with Coulomb friction. *International Journal of Solids and Structures*, 44(25-26) :8355–8365, 2007.
- [49] P.M. Ku and M.L. Valtierra. Spline wear-effects of design and lubrication. *ASME, Transactions, Series B-Journal of Engineering for Industry*, 97 :1257–1263, 1975.
- [50] T.A. Laursen and J.C. Simo. Algorithmic symmetrization of Coulomb frictional problems using augmented Lagrangians. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 108(1-2) :133–146, 1993.
- [51] S.B. Leen, T.R. Hyde, E.J. Williams, A.A. Becker, I.R. McColl, T.H. Hyde, and J.W. Taylor. Development of a representative test specimen for frictional contact in spline joint couplings. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 35(6) :521–544, 2000.
- [52] S.B. Leen, I.R. McColl, C.H.H. Ratsimba, and E.J. Williams. Fatigue life prediction for a barrelled spline coupling under torque overload. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G : Journal of Aerospace Engineering*, 217(3) :123–142, 2003.

- [53] Y. Li and I. Babuška. A Convergence Analysis of a P-Version Finite Element Method for One-Dimensional Elastoplasticity Problem with Constitutive Laws Based on the Gauge Function Method. *SIAM Journal on Numerical Analysis*, 33(6) :809–842, 1996.
- [54] L. Limmer, D. Nowell, and D.A. Hills. A combined testing and modelling approach to the prediction of the fretting fatigue performance of splined shafts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G : Journal of Aerospace Engineering*, 215(2) :105–112, 2001.
- [55] T. Liskiewicz and S. Fouvry. Development of a friction energy capacity approach to predict the surface coating endurance under complex oscillating sliding conditions. *Tribology International*, 38(1) :69–79, 2005.
- [56] T. Liskiewicz, S. Fouvry, and B. Wendler. Impact of variable loading conditions on fretting wear. *Surface & Coatings Technology*, 163 :465–471, 2003.
- [57] T. Liskiewicz, S. Fouvry, and B. Wendler. Development of a Wöhler-like approach to quantify the Ti (CxNy) coatings durability under oscillating sliding conditions. *Wear*, 259(7-12F) :835–841, 2005.
- [58] H. Maitournam, B. Pommier, and J.J. Thomas. Détermination de la réponse asymptotique d'une structure anélastique sous chargement thermomécanique cyclique : Détermination of the asymptotic response of a structure under cyclic thermomechanical loading. *Comptes Rendus de Mécanique*, 330(10) :703–708, 2002.
- [59] N. Maouche, H. Maitournam, and K. Dang Van. On a new method of evaluation of the inelastic state due to moving contacts. *Wear*, 203 :139–147, 1997.
- [60] J.A.C. Martins, J. Guimarães, and L.O. Faria. Dynamic surface solutions in linear elasticity and viscoelasticity with frictional boundary conditions. *Journal of Vibration and Acoustics*, 117 :445, 1995.
- [61] C. Mary and S. Fouvry. Numerical prediction of fretting contact durability using energy wear approach : Optimisation of finite-element model. *Wear*, 263(1-6) :444–450, 2007.
- [62] I.R. McColl, J. Ding, and S.B. Leen. Finite element simulation and experimental validation of fretting wear. *Wear*, 256(11-12) :1114–1127, 2004.
- [63] S. Medina and A.V. Olver. Regimes of contact in spline couplings. *Journal of Tribology*, 124 :351, 2002.
- [64] H.C. Meng and K.C. Ludema. Wear models and predictive equations : their form and content. *Wear*, 181 :443–457, 1995.
- [65] R. Michalowski and Z. Mroz. Associated and non-associated sliding rules in contact friction problems. *Archiwum Mechaniki Stosowanej*, 30(3) :259–276, 1978.
- [66] RD Mindlin. Compliance of elastic bodies in contact. *J. Appl. Mech*, 16(3) :259, 1949.
- [67] H. Mohrbacher, J.P. Celis, and JR Roos. Laboratory testing of displacement and load induced fretting. *Tribology international*, 28(5) :269–278, 1995.
- [68] NI Muskhelishvili. *Some Basic Problems of the Mathematical Theory of Elasticity*. Springer, 1975.
- [69] U. Nackenhorst. The ALE-formulation of bodies in rolling contact Theoretical foundations and finite element approach. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 193(39-41) :4299–4322, 2004.

- [70] E.A.D.S. Neto, K. Hashimoto, D. Peric, and D.R.J. Owen. A phenomenological model for frictional contact of coated steel sheets. *Journal of materials processing technology*, 50(1-4) :252–263, 1995.
- [71] R.A. Newley. The mechanisms of fretting wear of misaligned splines in the presence of a lubricant. *London : University of London*, 1978.
- [72] Q.S. Nguyen. Instability and friction. *Comptes rendus-Mécanique*, 331(1) :99–112, 2003.
- [73] B. Nour-Omid and P. Wriggers. A note on the optimum choice for penalty parameters. *Commun. Appl. Numer. Methods*, 3(6) :581–585, 1987.
- [74] D. Nowell and D. Hills. Crack initiation criteria in fretting fatigue. *Wear*, 136(2) :329–343, 1990.
- [75] M. Öqvist. Numerical simulations of mild wear using updated geometry with different step size approaches. *Wear*, 249(1-2) :6–11, 2001.
- [76] M. Orain. *Contribution à l'étude des mécanismes homocinétiques*. PhD thesis, Université Pierre et Marie Curie, 1976.
- [77] M. Pau, B. Leban, and A. Baldi. Experimental analysis of contact for the indentation of a flat rounded punch. *International Journal of Solids and Structures*, 43(25-26) :7959–7965, 2006.
- [78] C. Paulin, S. Fouvry, and S. Deyber. Wear kinetics of Ti–6Al–4V under constant and variable fretting sliding conditions. *Wear*, 259(1-6F) :292–299, 2005.
- [79] M. Peigney. *Approche par contrôle optimal des structures anélastiques sous chargement cyclique*. PhD thesis, 2003, Ecole Polytechnique, Palaiseau, France.
- [80] M. Peigney. Simulating wear under cyclic loading by a minimization approach. *International Journal of Solids and Structures*, 41(24-25) :6783–6799, 2004.
- [81] D. Peric and D.R.J. Owen. Computational model for 3-D contact problems with friction based on the penalty method. *International journal for numerical methods in engineering*, 35(6) :1289–1309, 1992.
- [82] E. Perkins and J.R. Williams. A fast contact detection algorithm insensitive to object sizes. *Engineering Computations*, 18(1/2) :48–61, 2001.
- [83] P. Pödra and S. Andersson. Finite element analysis wear simulation of a conical spinning contact considering surface topography. *Wear*, 224(1) :13–21, 1999.
- [84] R.M. Pradeilles-Duval. *Surface de discontinuités mobiles et surfaces revêtues*. Habilitation à Diriger des Recherches, 2005. Université Paris VI, Paris, France.
- [85] R.M. Pradeilles-Duval and C. Stolz. Sur le problème d'évolution des solides avec changement de phase irréversible. *Comptes rendus de l'Académie des sciences. Série 2, Mécanique, Physique, Chimie, Sciences de l'univers, Sciences de la Terre*, 313(3) :297–302, 1991.
- [86] R.M. Pradeilles-Duval and C. Stolz. Mechanical transformations and discontinuities along a moving surface. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 43(1) :91–121, 1995.
- [87] X. Qiu and M.E. Plesha. A theory for dry wear based on energy. *Journal of tribology*, 113(3) :442–451, 1991.

- [88] E. Rabinowicz. *Friction and Wear of Materials*. John Wiley, New York, 1965.
- [89] A. Ramalho and J.C. Miranda. The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems. *Wear*, 260(4-5) :361–367, 2006.
- [90] C.H.H. Ratsimba, I.R. McColl, E.J. Williams, S.B. Leen, and H.P. Soh. Measurement, analysis and prediction of fretting wear damage in a representative aeroengine spline coupling. *Wear*, 257(11) :1193–1206, 2004.
- [91] M. Renardy. Ill-posedness at the boundary for elastic solids sliding under Coulomb friction. *Journal of Elasticity*, 27(3) :281–287, 1992.
- [92] S.K. Rhee. Wear equation for polymers sliding against metal surfaces. *Wear*, 16(6) :431–445, 1970.
- [93] D.G. Salyards and H.J. Macke. The application of photoelasticity to the analysis of shaft splines. In *Spring Conference on Experimental Mechanics, Albuquerque, NM, June*, pages 4–6, 1990.
- [94] E. Sauger, S. Fouvry, L. Ponsonnet, P. Kapsa, J.M. Martin, and L. Vincent. Tribologically transformed structure in fretting. *Wear*, 245(1-2) :39–52, 2000.
- [95] I. Serre, M. Bonnet, and R.M. Pradeilles-Duval. Modelling an abrasive wear experiment by the boundary element method. *Comptes Rendus de l'Academie des Sciences Series IIB Mechanics*, 329(11) :803–808, 2001.
- [96] G.K. Sfantos and M.H. Aliabadi. Application of BEM and optimization technique to wear problems. *International Journal of Solids and Structures*, 43(11-12) :3626–3642, 2006.
- [97] G.K. Sfantos and M.H. Aliabadi. Wear simulation using an incremental sliding Boundary Element Method. *Wear*, 260(9-10) :1119–1128, 2006.
- [98] G.K. Sfantos and M.H. Aliabadi. A boundary element formulation for three-dimensional sliding wear simulation. *Wear*, 262(5-6) :672–683, 2007.
- [99] D. Shakhvorostov, K. Pöhlmann, and M. Scherge. An energetic approach to friction, wear and temperature. *Wear*, 257(1-2) :124–130, 2004.
- [100] E.S. Sproles and D.J. Duquette. Interface Temperature Measurements in the Fretting of a Medium Carbon Steel. *Wear*, 47(2) :387–396, 1978.
- [101] C. Stolz. *Anélasticité et stabilité*. PhD thesis, 1987, Université Paris VI, Paris, France.
- [102] C. Stolz. A thermodynamical approach to contact wear as application of moving discontinuities. *Archive of Applied Mechanics (Ingenieur Archiv)*, 77(2) :165–175, 2007.
- [103] W.S. Sum, S.B. Leen, and E.J. Williams. Parametric Study on the Frictional Contact Behaviour between Spline Teeth. In *Materials Science Forum*, volume 440, pages 69–76. Transtec Publications ; 1999, 2003.
- [104] T. Takeuchi and K. Togai. Gear Whine Analysis with Virtual Power Train. *Mitsubishi Motors Technical Review*, pages 23–28, 2004.
- [105] G.K. Tatur and A.G. Vygonnyi. Irregularity of load distribution along a splined coupling. *Russian Engineering Journal*, 49(4) :23–27, 1969.
- [106] J.J. Thomas and T.M.L. Nguyen Tajan. Fiabilité des engrenages de boîtes de vitesses. *Société Française de Mécanique et Matériaux*, 2004.
- [107] A. Tjernberg. Load distribution and pitch errors in a spline coupling. *Materials and Design*, 22(4) :259–266, 2001.

## BIBLIOGRAPHIE

- [108] A. Tjernberg. Load distribution in the axial direction in a spline coupling. *Engineering Failure Analysis*, 8(6) :557–570, 2001.
- [109] A. Tylee-Birdsall, Y. Song, and S.K. Lee. Integrated software for wind turbine gearbox design and development analysis. In *Proceedings of European Wind Energy Conference*, 2006.
- [110] O. Vingsbo and S. Soderberg. On fretting wears. *Wear*, 126 :131–147, 1988.
- [111] J. Vizintin, B. Podgornik, M. Kalin, J. Pezdirnik, and F. Vodopivec. Three-body contact temperature in fretting conditions. In *Proceedings of the Twenty-second Leeds–Lyon Symposium on Tribology ; Lyon, France*, 1995.
- [112] B.P. Volfson. Stress Sources and Critical Stress Combinations for Splined Shaft. *Journal of Mechanical Design(Transactions of the ASME)*, 104(3) :551–556, 1982.
- [113] W.D. Weatherford and M.L. Valtierra. Mechanisms of wear in misaligned splines. *Journal of Lubrication Technology*, 90 :42–48, 1968.
- [114] J.R. Williams and R. O’Connor. A Linear Complexity Intersection Algorithm for Discrete Element Simulation of Arbitrary Geometries. *Engineering Computations*, 12 :185–185, 1995.
- [115] P. Wriggers. *Computational Contact Mechanics*. Wiley, 2002.
- [116] G. Zambelli and L. Vincent. *Matériaux et contacts : une approche tribologique*. Presses polytechniques et universitaires romandes, 1998.
- [117] L. Zamponi, E. Mermoz, J.M. Linares, and J.M. Sprael. Impact of geometrical defects on bearing assemblies with integrated raceways in aeronautical gearboxes. *Mechanism and Machine Theory*, pages –, 2008.
- [118] Z.R. Zhou. *Fissuration induite en petits débattements : Application au cas d’alliages d’aluminium*. PhD thesis, 1992, Ecole Centrale Lyon, Ecully, France.
- [119] Z.R. Zhou and L. Vincent. Mixed fretting regime. *Wear*, 181 :531–536, 1995.
- [120] O.C. Zienkiewicz and J.Z. Zhu. Adaptivity and mesh generation. *Int. J. Num. Meth. Eng*, 32(4) :783–810, 1991.



# **Quatrième partie**

## **Annexes**





# Table des matières

<b>A Compléments de l'étude sur l'enveloppe globale de chargement</b>	<b>179</b>
A.1 Paramètres sur les autres arbres . . . . .	179
A.2 Orientation des défauts de positionnement selon la réponse étudiée . . . . .	180
A.2.1 Paramètres sur l'embrayage et la machine électrique . . . . .	180
A.2.2 Paramètre sur l'embrayage . . . . .	181
<b>B Relation entre chargements et régimes d'usure</b>	<b>183</b>
B.1 Différentes étapes de la mise en chargement . . . . .	183
B.2 Lien entre chargement global et variables locales . . . . .	184
B.2.1 Variables locales . . . . .	184
B.2.2 Discussion sur le niveau d'usure . . . . .	185
B.3 Régimes initiaux d'usure associés . . . . .	186
<b>C Compléments de l'étude sur les essais analytiques</b>	<b>189</b>
C.1 Rappels bibliographiques sur le frottement . . . . .	189
C.1.1 Régimes de glissement et endommagements . . . . .	189
C.1.2 L'instabilité et le frottement . . . . .	189
C.1.3 Discussion sur nos résultats . . . . .	190
C.2 Analyse des différences de comportement entre RGM et RGT . . . . .	191
C.2.1 Essais comparatifs . . . . .	191
C.2.2 Observation du comportement au microscope . . . . .	192
C.2.3 Proposition d'explication de la différence de comportement entre les régimes de glissement . . . . .	193
C.3 Analyses complémentaires en régime de glissement mixte . . . . .	194
C.3.1 Loi de cumul de Miner . . . . .	194
C.3.2 Évolution de la dispersion des résultats . . . . .	195
<b>D Compléments sur la simulation numérique de l'usure</b>	<b>197</b>
D.1 Le remaillage comme outil pour simuler l'usure . . . . .	197
D.1.1 État de l'art sur le remaillage . . . . .	197
D.1.2 Méthode de propagation de la profondeur usée . . . . .	198
D.1.3 Description de la démarche de lissage . . . . .	200

D.1.4	Déroulement et validation du lissage . . . . .	201
D.2	Analyse locale des profils usés du contact poinçon sur plan . . . . .	202
D.3	Convergence des calculs . . . . .	204
D.3.1	Critères de divergence forte . . . . .	204
D.3.2	Critères de divergence faible . . . . .	204
<b>E</b>	<b>Compléments de la simulation de l'usure sur la liaison cannelée</b>	<b>207</b>
E.1	Choix préliminaires : configuration lagrangienne ou eulérienne . . . . .	207
E.1.1	Repère fixe . . . . .	207
E.1.2	Repère mobile . . . . .	207
E.2	Calcul des variables selon la configuration . . . . .	209
E.2.1	Configuration lagrangienne . . . . .	209
E.2.2	Configuration eulérienne . . . . .	209
E.2.3	Discussion sur le paramètre $\zeta$ . . . . .	210
E.3	Résultats obtenus selon la configuration . . . . .	210
E.3.1	Comparaison des boucles de débattement et de glissement entre les deux configurations . . . . .	210
E.3.2	Comparaison des répartitions de l'effort total . . . . .	211
<b>F</b>	<b>Les différents modes de conception du banc composant</b>	<b>213</b>
F.1	Solution avec la rotation du chargement . . . . .	213
F.2	Solution avec le chargement fixe . . . . .	214
F.2.1	Bilan et choix de configuration . . . . .	214

---

# Annexe A

## Compléments de l'étude sur l'enveloppe globale de chargement

Dans cette annexe, nous ajoutons certains points étudiés dans le cadre de la première étape de la méthode de dimensionnement sur la recherche de l'enveloppe globale de chargement. Plusieurs points sont étudiés : l'influence des autres arbres de la boîte de vitesse sur les réponses, la recherche de l'orientation optimale des écarts de positionnement.

### A.1 Paramètres sur les autres arbres

L'arbre secondaire et l'arbre du différentiel sont guidés par deux roulements chacun. Les paramètres de conception correspondants qui pourraient être pris en compte dans un plan d'expérience seraient les jeux existant dans les roulements. Dans cette section, nous considérons deux modèles de la boîte de vitesse pour lesquels nous avons supprimé toutes les pièces associées à l'embrayage et à la machine électrique et nous avons ajouté les bobines et les crabots pour rendre compte du fonctionnement réel de la boîte. La liaison cannelée étudiée n'est soumise à aucun effort. L'étude porte sur les jeux dans les roulements. Dans le premier modèle, les valeurs sont maximales pour les roulements de l'arbre secondaire et de l'arbre du différentiel et elles sont nulles pour ceux de l'arbre primaire. Pour les arbres secondaire et du différentiel, cela induit des jeux axiaux de  $\delta_{max}$  et des jeux radiaux de  $0,25 \delta_{max}$ <sup>1</sup>. Dans le second modèle, les jeux dans les roulements sont nulles pour tous les arbres. Le couple est appliqué au niveau de l'embrayage. Les résultats sont présentés en termes de courbure et de flèche sur le graphique A.1.

Les valeurs des flèches et des courbures sont à peu près superposées pour les cas 1 et 2. Cette caractéristique signifie qu'il n'y a que très peu d'influence des jeux dans les roulements des arbres secondaire et du différentiel. La superposition est moins marquée pour les rapports 1, 4 et 5 mais l'écart maximum est de  $10 \mu\text{m}$ .

Une autre particularité est le comportement sensiblement équivalent de la courbure et de la flèche qui est due à l'absence de sollicitations sur les liaisons de l'embrayage et de la machine électrique.

---

<sup>1</sup> $\delta_{max}$  vaut quelques centaines de microns

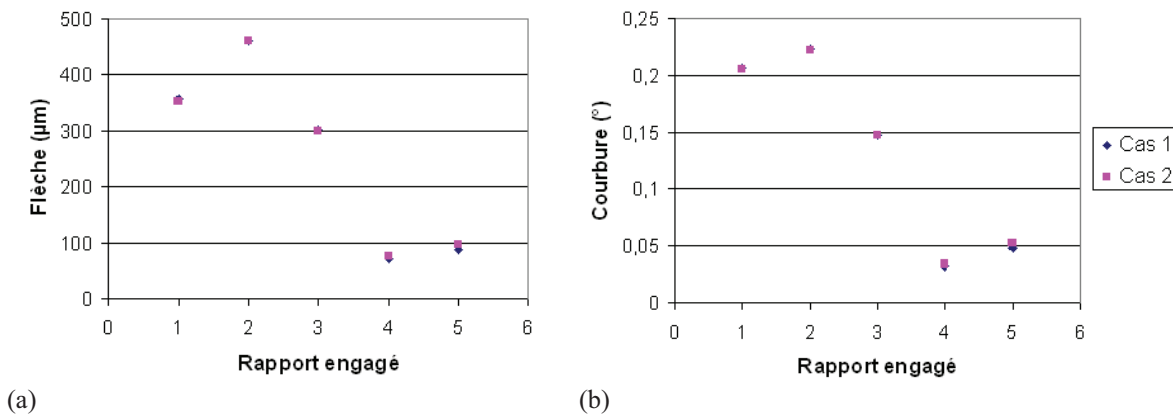


Figure A.1. (a) Valeur de la flèche (a) et de la courbure en fonction du rapport engagé.

## A.2 Orientation des défauts de positionnement selon la réponse étudiée

Dans le plan d'expérience, deux niveaux sont attribués à chacun des paramètres. Les paramètres associés aux écarts de positionnement, entre l'embrayage et le vilebrequin d'une part et l'arbre primaire et la machine électrique d'autre part, ont un effet qui dépend de leur orientation. L'objectif est donc de rechercher l'orientation des défauts qui optimise l'effet des paramètres sur la réponse étudiée.

En effet, si deux défauts de coaxialité apparaissent dans un même essai (un sur la machine électrique et un sur l'embrayage), leur orientation respective doit avoir une contribution sur la réponse étudiée en accord avec leur réglage. De même, lorsqu'un défaut de coaxialité est imposé uniquement sur l'embrayage, il faut vérifier que son orientation contribue de façon optimale à la réponse étudiée.

Dans le cas contraire, une partie de l'information serait perdue et l'enveloppe globale de chargement en serait impactée.

Dans les deux paragraphes qui suivent, nous nous attachons à l'étude de ces aspects.

### A.2.1 Paramètres sur l'embrayage et la machine électrique

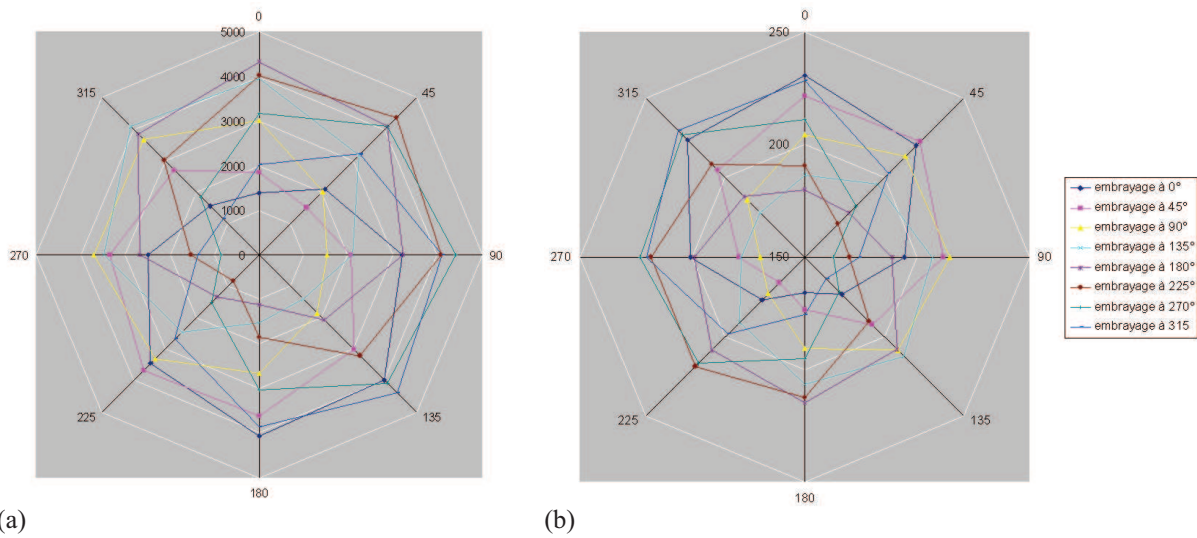
Dans cette étude, nous faisons varier l'orientation du défaut de coaxialité sur la liaison arbre primaire / machine électrique par tranche de  $45^\circ$  entre  $0^\circ$  et  $315^\circ$ . Dans le même temps, le défaut de coaxialité sur la liaison embrayage / vilebrequin est orienté suivant une direction constante. Les défauts de coaxialité valent  $0,6 \delta_{max}$  sur la liaison cannelée arbre primaire / machine électrique et  $0,85 \delta_{max}$  sur la liaison embrayage / vilebrequin. Tous les autres paramètres sont à leur valeur minimale.

Les deux graphiques A.2 présentent les résultats en termes d'effort tranchant et de flèche avec un défaut sur l'embrayage variant sur l'intervalle  $[0^\circ, 315^\circ]$  par tranche de  $45^\circ$ . Chaque point d'une courbe représente une valeur d'effort tranchant ou de flèche suivant une direction dans le plan orthogonal à la direction de rotation. Chaque courbe représente une direction du défaut de coaxialité sur l'embrayage.

Nous constatons que les réponses maximales sont obtenues pour une orientation des deux paramètres identique ou très proche. Ceci assure que lors d'un essai, les réponses fournies par les deux paramètres sont optimisées.

Une particularité est à noter : l'orientation de l'effort tranchant maximal est en sens opposé de l'orientation du défaut de coaxialité sur l'embrayage. L'orientation de la flèche maximale

## A.2. Orientation des défauts de positionnement selon la réponse étudiée



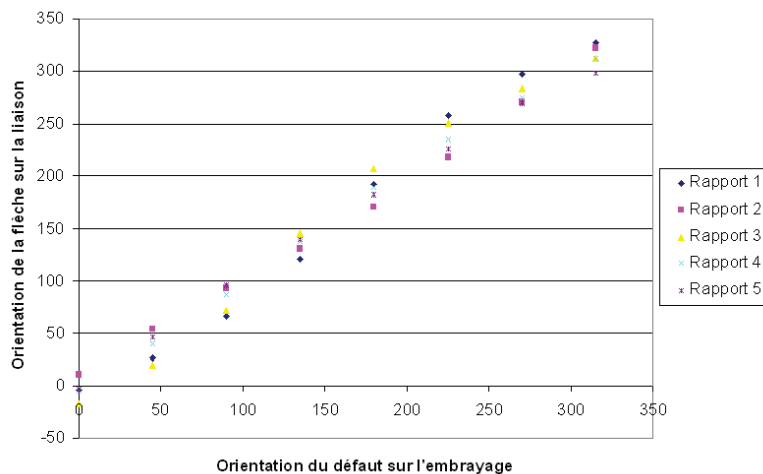
**Figure A.2.** (a) Valeur de l'effort tranchant (N), pour le rapport 4 engagé, et (b) de la flèche ( $\mu\text{m}$ ), pour le rapport 3 engagé, sur la liaison arbre primaire / machine électrique, dans le plan orthogonal à la direction de rotation, en fonction de l'orientation des défauts de coaxialité sur l'embrayage et sur la machine électrique.

est suivant l'orientation du défaut de coaxialité sur l'embrayage. Les valeurs minimales sont obtenues pour des orientations des paramètres déphasées de  $\pi$ . Les valeurs maximales sont obtenues pour des orientations en phase.

### A.2.2 Paramètre sur l'embrayage

Dans cette étude, nous imposons un défaut de coaxialité de  $0,35 \delta_{max}$  sur la liaison embrayage / vilebrequin et nous laissons la liaison cannelée étudiée libre de mouvement. Tous les autres paramètres sont à leur valeur minimale. L'orientation du défaut de coaxialité varie dans l'intervalle  $[0^\circ, 315^\circ]$  par tranche de  $45^\circ$ .

Les résultats sont présentés sur le graphique A.3 pour tous les rapports engagés.



**Figure A.3.** Orientation de la flèche sur la liaison cannelée étudiée selon l'orientation du défaut de coaxialité sur l'embrayage.

Pour un défaut imposé uniquement sur l'embrayage sans influencer l'orientation de la flèche sur la liaison cannelée étudiée, les résultats présentent une variation relative. Bien que la ten-

dance soit cohérente, L'orientation de la flèche sur la liaison cannelée s'écarte un peu de l'orientation du défaut de coaxialité sur l'embrayage.

L'équation de la régression linéaire obtenue pour l'ensemble des cinq rapports est :

$$y = 1,0465 x - 6,0850 \text{ avec un coefficient de régression } R^2 \text{ de } 0,9865.$$

Si la flèche et le défaut de coaxialité sur l'embrayage étaient parfaitement alignés, le coefficient directeur serait de 1 ce qui dénote un léger écart. Cependant, cet écart est très faible et non préjudiciable pour l'étude menée.

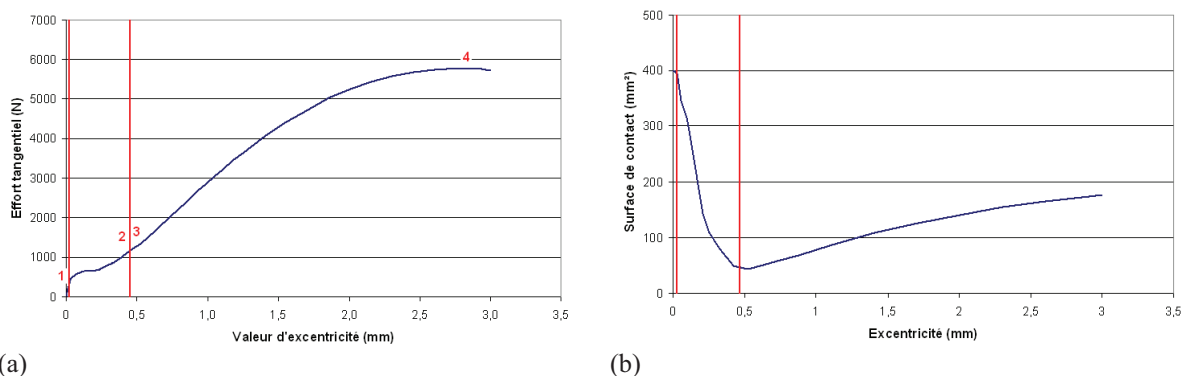
# Annexe B

## Relation entre chargements et régimes d'usure

Comme nous l'avons vu dans le chapitre 4, d'après la figure 4.9, la localisation de l'usure est plus étendue du côté de la boîte de vitesse que du côté de l'embrayage. Ce phénomène dépend de la valeur d'excentricité appliquée. Dans cette annexe, nous détaillons les travaux concernant les étapes de chargement en excentricité et leur lien avec les régimes d'usure pouvant apparaître sur la géométrie à neuf.

### B.1 Différentes étapes de la mise en chargement

En fonction de la valeur du défaut de positionnement, les flancs de cannelure vont être plus ou moins sollicités. L'usure est induite par le glissement. Physiquement, le glissement ne peut apparaître que sous un effort tangentiel non nul. L'idée est de présenter la variation de l'effort tangentiel en fonction de l'excentricité appliquée parallèlement à ce qui a été fait pour l'effort normal (section 4.4.1).



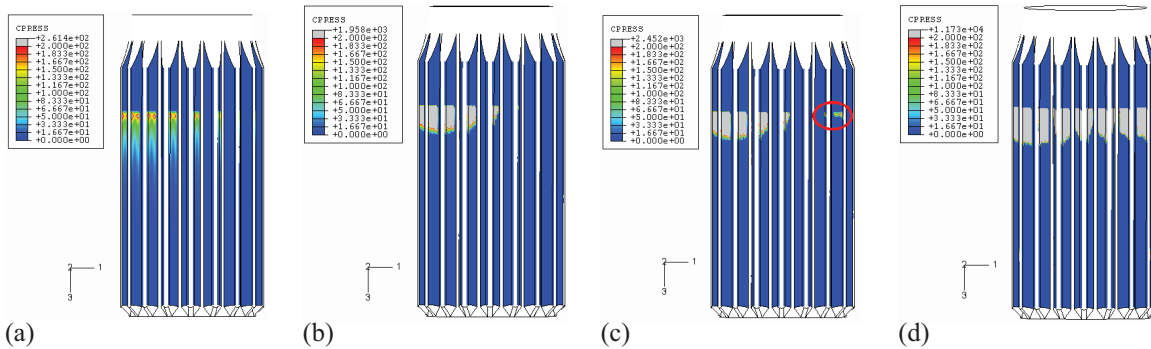
**Figure B.1.** (a) Courbe de l'effort tangentiel appliqué en fonction de la valeur de l'excentricité. (b) Évolution de la surface de contact en fonction du chargement appliqué.

Les courbes de la figure B.1 sont associées aux champs de pression normale observés sur la partie mâle de la liaison cannelée (figure B.2). La liaison cannelée est vue de dessus et l'excentricité est appliquée suivant la direction normale au plan de la feuille dans le sens rentrant. Sur la liaison cannelée, les champs de pression apparaissent en gris car nous fixons arbitrairement



une limite supérieure à 200 MPa ce qui permet de rendre compte précisément de la zone de contact.

Les trois étapes de chargement sont rappelées sur la courbe de l'effort tangentiel en fonction de la valeur de l'excentricité par des frontières rouges. La courbe de l'effort tangentiel présente deux paliers. Dans la zone intermédiaire, l'effort tangentiel augmente presque linéairement.



**Figure B.2.** Répartition du champ de pression normale sur la liaison cannelée pour différents points de la courbe de l'effort tangentiel (figure B.1(a)) : (a) point 1 ; (b) point 2 ; (c) point 3 ; (d) point 4.

Au départ (point 1 de la figure B.1(a)), lors du rattrapage de jeu, le chargement est symétrique et équivalent à ce qui est observé sous couple seul. Dans cette zone, l'usure n'est pas un endommagement prépondérant (figure B.2(a)). Ensuite vient la flexion de l'arbre qui va induire une augmentation progressive de l'effort tangentiel suivie d'un palier (point 2 de la figure B.1(a)). Durant cette phase, les pressions normales vont se localiser sur les bords du contact coté flanc tirage (flancs où s'appliquent le couple) et resteront nulles sur les flancs rétros (figure B.2(b)). L'effort tangentiel reste à peu près constant durant une grande partie de la phase où la surface de contact totale décroît (figure B.1(b)).

Puis l'effort tangentiel progresse à nouveau. Dans le même temps, la surface de contact passe par un minimum et sa reprise de croissance est concomitante du début de l'arc-boutement. En effet ce minimum correspond à l'instant où la dissymétrie du chargement est si grande que l'équilibre sous le seul contact des flancs tirages est rompu. C'est-à-dire que dès lors (point 3 de la figure B.1(a)), les flancs en contact sont aussi bien les flancs tirages que les flancs rétros. Ce début d'arc-boutement est visible sur l'illustration associée (figure B.2(c)) où le champ de pression non nul sur les flancs rétros est entouré en rouge. L'effort tangentiel augmente jusqu'à une valeur seuil au-delà de laquelle, il atteint un autre palier (point 4 de la figure B.1(a)). Ce palier est atteint lorsque l'arc-boutement est complet. Cela signifie que les flancs tirages et les flancs rétros subissent un chargement presque identique en forme et en valeur. Nous estimons que le chargement devient symétrique et ceci est visible sur la dernière illustration de la partie mâle de la liaison cannelée (figure B.2(d)). En parallèle, l'évolution de la surface de contact totale observable sur la figure B.1(b) semble atteindre une asymptote ce qui justifie la tendance à la symétrie du chargement.

## B.2 Lien entre chargement global et variables locales

### B.2.1 Variables locales

Dans le paragraphe précédent, nous avons mis en relation le chargement tangentiel global et les modifications locales qui apparaissent à l'interface. Nous avons remarqué que l'évolution est

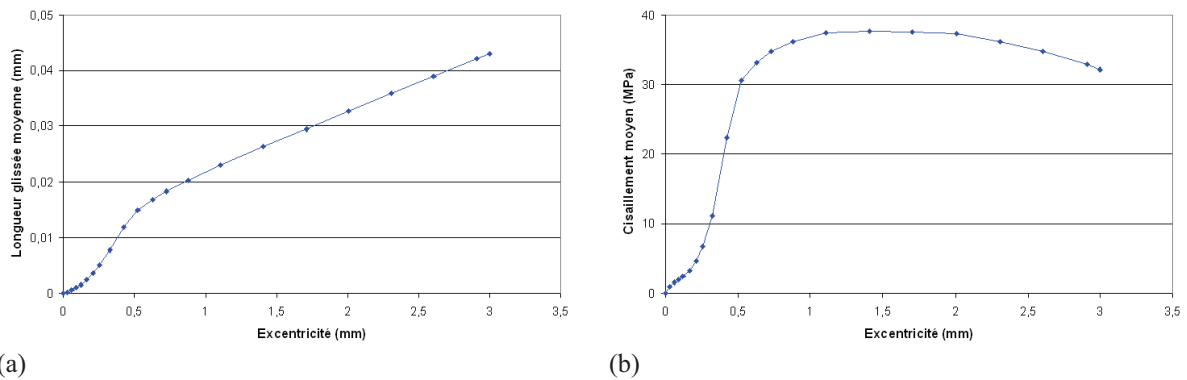
complexe. Il reste que les variables pilotant l'usure sont non seulement l'effort tangentiel mais également la longueur glissée. La longueur glissée est le cumul des glissements apparaissant en un point au cours d'un cycle (en tenant compte des instants de contact).

L'idée de ce paragraphe est de considérer l'évolution des variables locales moyennes que sont la contrainte tangentielle moyenne  $\sigma_{\tau_{moy}}$  et la longueur glissée moyenne  $l_{g_{moy}}$ . Pour cela, nous considérons les relations suivantes :

$$\sigma_{\tau_{moy}} = \frac{1}{S_c} \int_{S_c} \underline{\tau} \cdot \underline{\sigma} \cdot \underline{n} \, dS \quad \text{et} \quad l_{g_{moy}} = \frac{1}{S_c} \int_{S_c} l_g \, dS \quad (\text{B.1})$$

où  $S_c$  est la surface de contact.

Les relations B.1 traduisent l'évolution des variables locales moyennes en fonction du chargement global appliqué.



**Figure B.3.** Évolution (a) de la longueur glissée moyenne et (b) de la contrainte de cisaillement moyenne à l'interface en fonction de la valeur d'excentricité.

Les figures B.3(a) et B.3(b) présentent respectivement l'évolution de la longueur glissée moyenne et l'évolution du cisaillement moyen à l'interface, en fonction de l'excentricité appliquée. Les étapes de chargement illustrées dans le paragraphe précédent se retrouvent ici. Les instants pendant lesquels la surface de contact totale décroît sont associés à une augmentation des deux variables. Lorsque la surface de contact totale recommence à croître, après passage par un minimum, la longueur glissée moyenne augmente linéairement et la contrainte de cisaillement moyen tend vers une asymptote.

### B.2.2 Discussion sur le niveau d'usure

Les deux variables locales pilotant l'usure ont un comportement sensiblement équivalent. L'augmentation des variables est forte au départ puis à mesure que l'excentricité croît, l'augmentation est moins rapide. Nous savons que les variables de glissement et de cisaillement à l'interface sont des paramètres d'ordre 1 dans la création d'endommagements en usure. De ce fait, leur augmentation progressive laisse présager une cinétique d'usure de plus en plus importante.

Pour des faibles valeurs d'excentricité (entre 0 mm et 0,25 mm), la croissance des deux variables est à peu près équivalente. À partir de 0,25 mm, les variables augmentent plus rapidement et de manière dissociée.

La contrainte de cisaillement moyen tend vers un palier après une excentricité de 0,5 mm. Dans le même temps, la pente de la longueur glissée moyenne devient constante. Ce qui traduit le fait que le couplage entre cisaillement et glissement croît à tout instant.

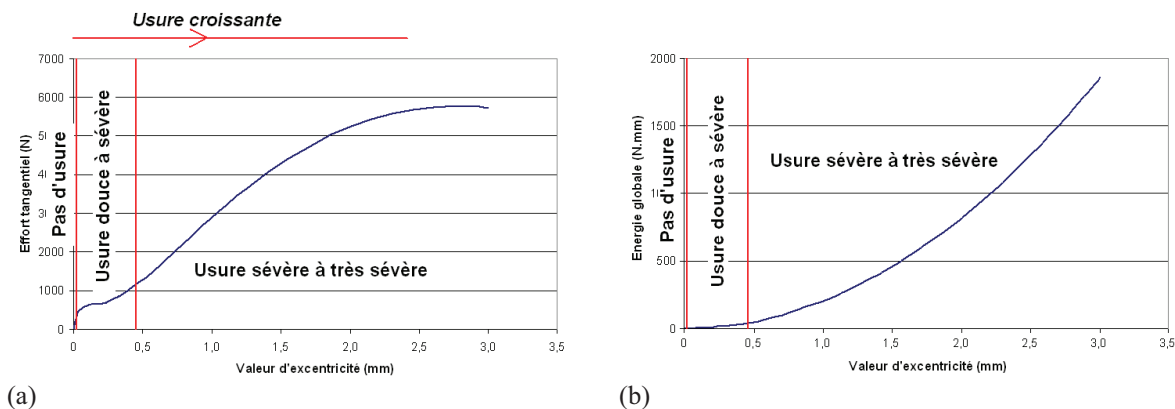
Comme nous l'avons précisé précédemment, l'augmentation des variables de cisaillement et de glissement à l'interface est concomitante de la sévérité de l'endommagement en usure. Nous avons clairement mis en évidence une augmentation des variables pilotant l'usure à mesure que le chargement global augmente. Nous pouvons donc conclure à une augmentation conjointe de la sévérité de l'endommagement et du chargement global.

### B.3 Régimes initiaux d'usure associés

Nous avons ici pour objectif de traduire les variables globales de chargement en termes d'endommagements en usure. Cette association permet de mettre en évidence une tendance de cinétique d'usure sur la liaison cannelée neuve. Cette cinétique est seulement potentielle dans la mesure où la géométrie va évoluer à mesure que l'usure se propagera. Il convient cependant de dire que si la géométrie n'est pas trop modifiée par l'usure, les tendances mentionnées ici restent les mêmes durant toute la durée de vie du système étudié.

En revenant à la courbe traduisant l'augmentation de l'effort tangentiel en fonction de l'excentricité appliquée (figure B.1(a)) et en ayant extrait les phases de chargement, nous sommes capable d'associer des régimes d'usure initiaux de manière qualitative. Étant donné que la valeur de l'effort tangentiel influence indirectement l'endommagement en usure, sa variation traduit une variation de la cinétique d'usure.

La figure B.4(a) associe la courbe de l'effort tangentiel aux régimes d'usure. De la même manière, ce parallèle est effectué pour l'énergie globale dissipée par frottement (figure B.4(b)).



**Figure B.4.** Corrélation entre les phases de chargement et les régimes majoritaires d'usure (a) pour l'effort tangentiel et (b) pour l'énergie globale dissipée par frottement.

Les transitions entre les régimes d'usure sont directement associées aux phases de chargement :

- lors du rattrapage de jeu, nous pouvons considérer qu'il n'y a pas d'usure ;
- lors de la flexion de l'arbre, nous pouvons considérer que l'usure est douce à sévère ;
- dans la phase d'arc-boutement complet, l'usure passe d'un régime sévère à très sévère.

Nous remarquons que les phases de chargement sont apparentes sur la courbe de l'effort tangentiel (figure B.4(a)) car cette variable reflète directement le chargement appliqué. Sur la courbe B.4(b), les différentes phases de chargement ne sont pas très explicites. La zone qui délimite le régime d'usure douce à sévère correspond à de faibles énergies dissipées comparativement à celles de la zone d'usure sévère à très sévère. L'énergie dissipée par frottement croît

### B.3. Régimes initiaux d'usure associés

plus rapidement au-delà de la limite entre le deuxième et le troisième régime d'usure. Le régime d'usure douce à sévère donne lieu à des énergies dissipées faibles en moyenne. Une étude plus fine permettrait de déterminer précisément les limites entre usure douce et usure sévère.



# Annexe C

## Compléments de l'étude sur les essais analytiques

Le régime de glissement privilégié sur la liaison cannelée est le régime mixte. Il donne lieu à des différences de comportement du contact par rapport à un régime de glissement total. Dans le chapitre 5, nous avons mis en évidence certains phénomènes associés au régime de glissement mixte. L'objectif de cette annexe est de compléter les caractéristiques du régime de glissement mixte.

### C.1 Rappels bibliographiques sur le frottement

#### C.1.1 Régimes de glissement et endommagements

En fretting, les trois régimes de glissement donnent lieu à différents endommagements. La carte reliant les endommagements aux régimes est présentée sur la figure C.1.

Les trois régimes de glissement coexistent dans un contact et apparaissent selon la valeur de la force normale (fixe) et du débattement tangentiel. Le régime de glissement mixte est intermédiaire entre le régime de glissement partiel et le régime de glissement total. Il donne lieu à des endommagements particuliers qui font intervenir une compétition entre l'amorçage de fissures et l'usure. En régime de glissement mixte, la cinétique du phénomène physique résultant de la sollicitation joue un rôle prépondérant dans l'endommagement consécutif (usure ou fissuration).

#### C.1.2 L'instabilité et le frottement

Dans ce paragraphe, nous présentons les résultats de la littérature concernant les instabilités liées au contact d'un point de vue expérimental.

Peu d'auteurs ont étudié le régime de glissement mixte en fretting. Nous pouvons mentionner Zhou et al [119, 118] qui présentent une étude relativement complète sur ce régime dans le cas des alliages d'aluminium en contact sphère-plan. Dans leurs travaux, ils décrivent de façon qualitative l'aspect des boucles de fretting en fonction de l'instant. Ils notent des transitions régulières entre des boucles caractéristiques du glissement partiel et des boucles représentatives du glissement total. L'effort tangentiel à l'interface est plus élevé que dans les autres régimes.

Ils effectuent des essais sur de nombreux alliages d'aluminium et mettent en évidence que ce régime demeure absent dans certains contacts (exemple des contacts entre matériaux fragiles).

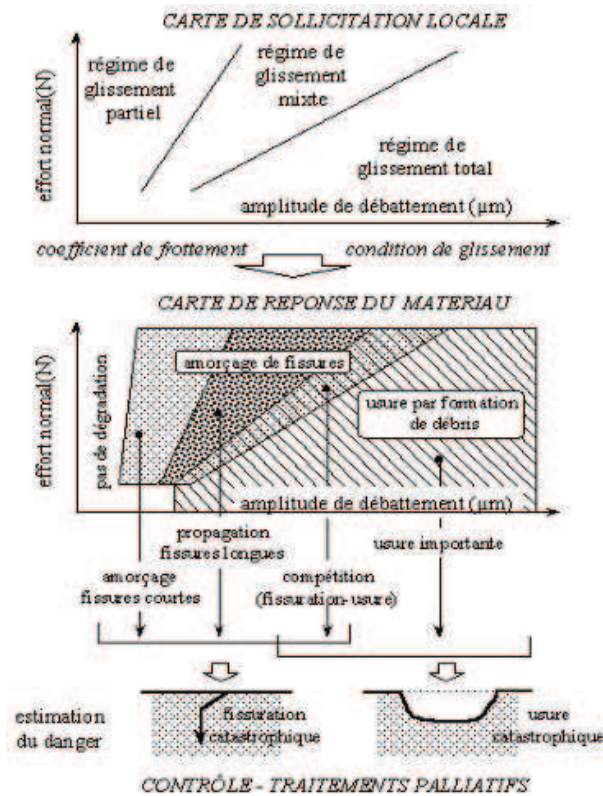


Figure C.1. Carte reliant les régimes de glissement aux endommagements subis par la pièce (d'après [33]).

Pour les contacts dans lesquels il apparaît, ils soulignent sa nocivité vis-à-vis de l'amorçage des fissures. Par ailleurs, ils montrent que le régime de glissement mixte est majoritairement contrôlé par les conditions de fretting locales et il est associé à une forte déformation plastique des surfaces. Enfin, la structure de l'interface est complètement dégradée bien que la surface de contact reste constante quel que soit le nombre de cycles.

Dans le cas des contacts élastiques, Cattaneo et plus tard Mindlin [66] fournissent une condition analytique de transition entre le collage et le glissement. Le passage entre les deux régimes est instantané. Toujours pour les contact élastiques, Nowell et Hills [74] ont démontré de manière analytique que la transition entre les deux régimes est progressive.

D'autres auteurs ont étudié les relations entre instabilité et frottement. Dans le cas d'un contact frottant (avec frottement de Coulomb) entre un solide élastique et un obstacle fixe ou mobile, des instabilités par divergence de l'équilibre ont été démontrées d'après l'analyse de bifurcation. Des ondes de type adhérence-glissement-séparation (stick-slip) sont générées sur la surface de contact [72]. Des problèmes d'émissions acoustiques telles que le crissement des freins peuvent s'inscrire dans ce contexte. De manière analytique [1, 60, 91], il a été démontré qu'il existe des valeurs de coefficient de frottement critiques au-delà desquelles, une instabilité de comportement est possible.

### C.1.3 Discussion sur nos résultats

Dans notre cas, les essais en glissement mixte donne lieu à une émission acoustique prononcée (bruits caractéristiques intervenant quelques cycles après le début de l'essai). Ces bruits sont plus ou moins périodiques et inexistants dans les autres régimes de glissement. La disparition est brutale au passage entre glissement mixte et glissement total alors que l'établissement de

ce phénomène se fait de manière plus progressive à la transition entre régime de glissement partiel et mixte. Le bruit s'interrompt par moment et ceci semble concomitant de la génération de débris. Cette caractéristique a également été observée par Zhou [119].

Les coefficients de frottement obtenus dans le cas du glissement mixte sont plus élevés que dans les autres régimes (voir figure 5.10(a) et section 5.4.3). Le fort coefficient de frottement est associé à un effort tangentiel plus important que dans les autres cas.

## C.2 Analyse des différences de comportement entre RGM et RGT

De façon à illustrer la différence de rendement de l'usure entre les régimes, l'expérience ci-dessous a été réalisée.

### C.2.1 Essais comparatifs

Pour deux séries d'échantillons équivalentes (même état de surface, même angles d'attaque, ...), nous faisons varier l'amplitude de glissement de façon à être dans un cas, en glissement mixte et dans l'autre, en glissement total. Les points de fonctionnement considérés sont  $\tilde{P}_{44}$ ,  $\tilde{P}_{42}$ ,  $\tilde{P}_{155-750}$  et  $P_{160-1125}$ . Deux cas sont considérés : dans un cas, nous arrêtons les essais dès que les énergies dissipées sont égales, dans l'autre cas, les essais sont arrêtés lorsque les paramètres d'Archard sont égaux.

Les résultats sont regroupés dans le tableau C.1.

**Tableau C.1.** Comparatifs des variables caractéristiques de l'usure selon le régime de glissement.

		P. Archard (N.m)	E dissipée (N.m)	V usé (mm <sup>3</sup> * 1000)	N cycles
Glissement	GM 1	23 154	10 705	388	100 030
mixte	GM 2	140 496	71 663	2892	260 050
Glissement	GT 1	23 674	9066	164	25 425
total	GT 2	181 590	71 569	1870	100 025

z Les essais GM 1 et GT 1 présentent des valeurs de paramètres d'Archard qui sont équivalentes. Les essais GM 2 et GT 2 sont équivalents en termes d'énergie dissipée par frottement.

Nous regardons ici la sensibilité des quantités usées aux variables caractéristiques de l'usure en fonction du régime de glissement.

Le paramètre d'Archard est équivalent entre les deux régimes de glissement pour les essais 1. Dans ce cas, nous constatons que le volume usé est inférieur en glissement total et que par ailleurs, les énergies dissipées sont très proches pour les deux régimes (celle en glissement total est un peu inférieure).

D'autre part, lorsque l'énergie dissipée est équivalente entre les deux régimes (essais 2), le volume usé est toujours inférieur en glissement total et surtout, le paramètre d'Archard associé n'est pas conservatif. En effet, sa valeur en glissement total est supérieure à celle en glissement mixte alors que le volume usé est plus faible en glissement total qu'en glissement mixte. Nous observons que pour une même énergie dissipée, entre un essai en glissement mixte et un



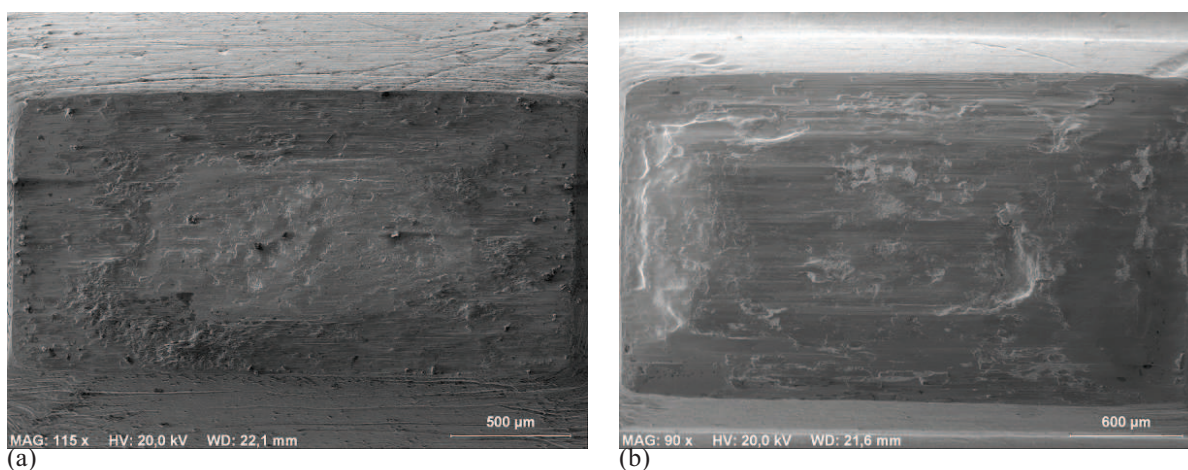
essai en glissement total, le volume usé augmente de 64%. Ceci rappelle les résultats des rapports glissement total / glissement mixte obtenus dans le tableau 5.4 pour le coefficient d'usure  $\beta$  (68,6% et 68,4%). Cependant, pour une énergie dissipée équivalente, le nombre de cycles en glissement mixte est bien supérieur à celui en glissement total donc la cinétique d'usure est plus faible.

La conclusion finale est qu'il y a clairement un rendement énergétique inférieur en glissement total et cette différence de rendement se manifeste aussi bien pour des énergies dissipées faibles que fortes.

Dans les deux paragraphes suivants, nous allons étudier les modes de manifestation de cette différence à l'échelle du contact.

### C.2.2 Observation du comportement au microscope

Nous présentons les surfaces des poinçons selon que l'essai est dans le régime de glissement mixte ou de glissement total. Les points de fonctionnement en question sont  $P_{22}$  (glissement mixte) et  $P_{1125-160}$ . La figure C.2 illustre les deux cas.

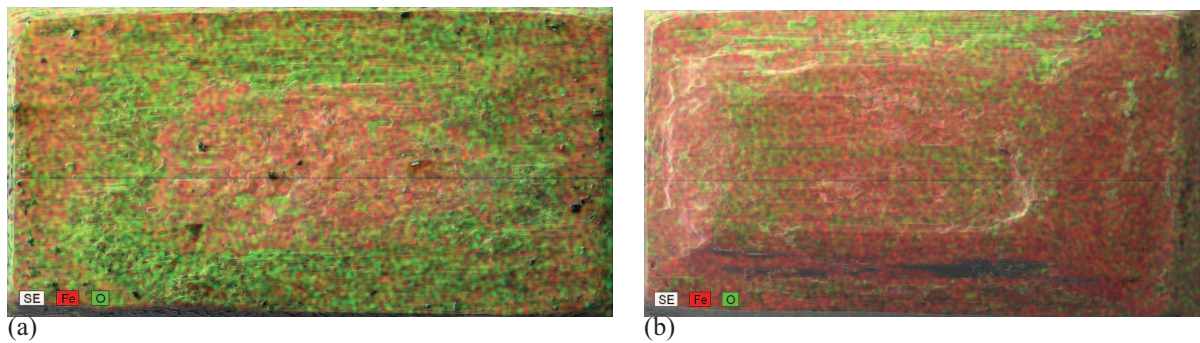


**Figure C.2.** Observations au microscope électronique à balayage pour un poinçon (a) en glissement mixte et (b) en glissement total.

Sur le poinçon ayant été sollicité en glissement mixte, deux zones apparaissent clairement : une zone centrale en gris clair et une zone sur les bords en gris plus foncé. Sur les bords apparaissent des stries suivant la direction de glissement. Ces stries ne sont pas observables au centre mais la surface semble très perturbée et ces perturbations sont sans doute associées à un mouvement de va-et-vient consécutif au débattement. En somme, l'ensemble de la surface a subi le glissement mais le centre a dû régulièrement passer d'une phase de collage à une phase de glissement. Cette particularité ne se retrouve pas sur le poinçon issu d'un essai en glissement total. En effet, dans ce cas, toute la zone de contact présente des stries correspondant à du glissement.

Nous présentons maintenant les résultats d'analyses au microscope électronique à balayage. Ils concernent la répartition en surface des deux éléments que sont le fer et l'oxygène, après essai, selon la zone de glissement dans laquelle se situe le point de fonctionnement. Les résultats sont présentés sur la figure C.3 pour les mêmes essais que ci-dessus.

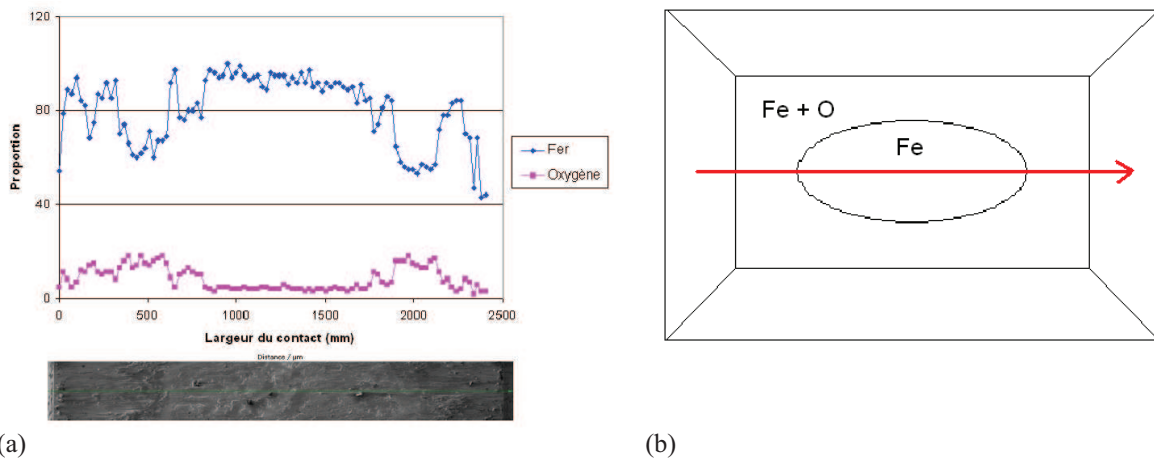
Nous constatons la différence de répartition importante entre les cas en régime de glissement mixte et les cas en régime de glissement total. Le régime de glissement joue principalement sur la répartition d'oxygène sur la surface de contact. En effet, en glissement total, l'oxygène



**Figure C.3.** Répartition des éléments fer et oxygène (a) en glissement mixte et (b) en glissement total.

est réparti sur toute la surface de contact tandis qu'en glissement mixte l'oxygène forme une couronne autour du centre comme observé sur la figure C.3(a).

Sur la figure C.4(a), nous présentons la mesure de la répartition des éléments par position sur la longueur du poinçon en glissement mixte. Les résultats mettent clairement en évidence une augmentation de la proportion d'oxygène sur les bords et une diminution de la proportion en fer. À l'inverse, au centre, l'oxygène est pratiquement inexistant. Schématiquement, la répartition est présentée sur la figure C.4(b). L'évolution de la répartition des deux éléments entre le glissement mixte et le glissement total est progressive. La taille de la zone centrale riche en fer augmente à mesure que le point se rapproche de la zone de glissement total. En outre, le changement n'est pas radical au passage de la zone de transition mais la couronne tend à disparaître rapidement.



**Figure C.4.** (a) Mesure de la proportion en éléments fer et oxygène selon la position sur la longueur du poinçon pour le point  $P_{22}$ . (b) Distribution schématique en éléments fer et oxygène sur la surface de contact.

### C.2.3 Proposition d'explication de la différence de comportement entre les régimes de glissement

De tous les résultats précédents, il est possible de tirer certaines explications quant à la différence de comportement. Les observations au MEB mettent en évidence la présence d'une couronne riche en oxygène sur les bords des échantillons soumis à du glissement mixte. Cette couronne qui n'apparaît pas en glissement total souligne le fait que le centre du contact n'est

pas ou très peu ouvert sur l'extérieur et ne peut donc pas s'oxyder. La morphologie des débris en glissement mixte incite à penser qu'ils ont été piégés dans le contact et qu'ils ont été broyés et échauffés (d'où leur coloration rougeâtre). En revanche en glissement total, les débris ont dû être éjectés rapidement du contact laissant la surface vierge de débris. De là, le mécanisme différent d'éjection des débris donne lieu à une différence de rendement énergétique. En effet, les débris d'usure ont un rôle abrasif autant qu'isolant. Leur absence dans les contacts en glissement total laisse la possibilité au système de dissiper l'énergie par d'autres moyens que l'usure (dissipation par chaleur). En glissement mixte, le rôle isolant des débris présents va avoir pour effet de favoriser la dissipation par usure. À cela peut s'ajouter le caractère abrasif des débris vis-à-vis des surfaces de contact.

### C.3 Analyses complémentaires en régime de glissement mixte

#### C.3.1 Loi de cumul de Miner

##### *Hypothèses sur le cumul de Miner*

La loi de Miner est une loi de cumul du dommage. Elle est appliquée aux signaux aléatoires tels que celui de la figure 5.13. La différence est que dans le cas des signaux aléatoires, la méthode Rainflow est utilisée pour déterminer les cycles endommageants alors que pour des variables gaussiennes, la moyenne et l'écart-type suffisent à décrire complètement la distribution.

L'intérêt de la loi de Miner est de pouvoir cumuler les dommages obtenus avec des cycles à amplitude variable. Pour pouvoir appliquer cette loi, plusieurs hypothèses sont nécessaires. Celles-ci sont définies ci-dessous :

- $H_1$  : l'endommagement est indépendant de l'histoire de chargement. Cette hypothèse implique que l'ordre des cycles de chargement n'a aucune importance ;
- $H_2$  : le processus de cumul est linéaire.

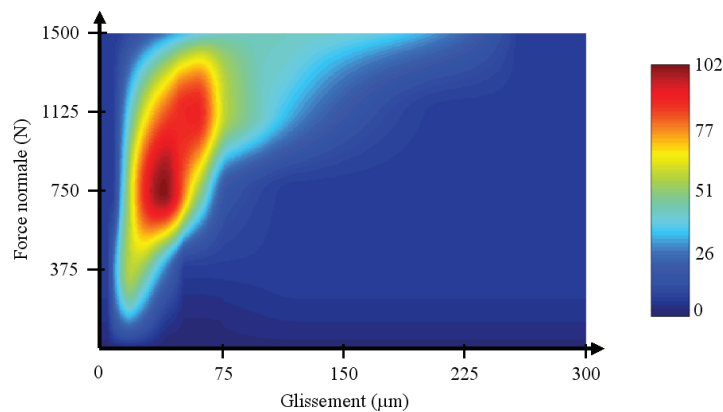
Si ces conditions sont remplies, les endommagements peuvent être cumulés quels que soit leur ordre et leur importance.

##### *Validité du cumul de Miner pour les résultats obtenus*

Dans la situation présente, nous avons vu que le signal en régime de glissement mixte présente une instabilité prononcée. Nous mettons en évidence que les variables de chargement mesurées et les réponses du système mises en jeu dans la dissipation par usure sont caractérisées par une distribution gaussienne. Ainsi, les variables peuvent être représentées par leur moyenne et leur écart-type. Nous mettons en évidence le fait que les lois d'usure obtenues déduites des distributions gaussiennes sont linéaires. Les points constituant les lois d'usure sont à distribution temporelle aléatoire. Nous vérifions ainsi l'hypothèse  $H_1$  selon laquelle, l'endommagement est indépendant du trajet de chargement.

Enfin, des essais de reproductibilité ont été effectués. Pour chaque point de fonctionnement, les essais ont été répétés avec un nombre de cycles différent. Les lois d'endommagement obtenues sont linéaires bien que le trajet de chargement, du fait de l'instabilité, soit différent. Le processus de cumul du dommage est donc linéaire ce qui valide l'hypothèse  $H_2$ .

Toutefois, il est important de mentionner que dans notre cas, la sollicitation est unidirectionnelle. Le cisaillement à l'interface, loin des bords, est essentiellement orienté suivant la direction de glissement. Par ailleurs, le cumul du dommage n'est pas vérifié au-delà des valeurs



**Figure C.5.** Cartographie des isovaleurs du rapport  $\sigma_{\delta_0}/\delta_0$  en fonction de la force normale et du glissement appliqué (en %).

maximales des variables de dissipation. Cependant, dans cette plage de valeurs, la possibilité de cumul des dommages a un intérêt tout particulier : en situation réelle, dans la liaison cannelée, il est peu probable que les signaux de sollicitation soient si simples qu'un sinus ou une dent de scie. Le fonctionnement de la boîte de vitesse est dépendant du conducteur et les signaux de sollicitation, au niveau de la liaison cannelée, ont de fortes chances d'être aléatoires. De ce fait, la possibilité de cumuler les dommages indépendamment de l'ordre dans lequel ils se sont produits, présente un avantage certain.

### C.3.2 Évolution de la dispersion des résultats

Nous présentons la cartographie des isovaleurs du rapport  $\sigma_{\delta_0}/\delta_0$  en pourcentage en fonction de la force normale et du glissement (figure C.5). L'objectif est d'observer l'évolution de la dispersion du glissement selon les couples force normale / glissement moyen appliqués.

Les valeurs du rapport sont interpolées entre tous les points de fonctionnement. Nous considérons aussi bien les essais en glissement total que les essais en glissement mixte pour ces isovaleurs.

Le premier aspect qui ressort est que la zone dans laquelle la dispersion est la plus forte est le régime de glissement mixte. En dehors de ce domaine, les dispersions sont très faibles voire nulles. L'autre point à mentionner est la diminution progressive de la dispersion à mesure que nous nous écartons de la zone de glissement mixte. Dans le RGM, pour des valeurs de force normale faibles, les dispersions sont peu intenses. Pour des valeurs de forces intermédiaires, les dispersions sont très fortes. Nous nous attendions à ce que la dispersion soit de plus en plus forte à mesure que la force normale serait importante or ce n'est pas le cas.

Ces caractéristiques mettent en exergue la dépendance du comportement du système à la force normale au-delà du fait qu'il existe une dépendance au glissement. Un parallèle peut être fait avec les résultats des travaux de Zhou [118] qui montrent une diminution de la durée de vie en fatigue lorsque l'effort normal augmente.

Le cas de la force normale maximale (1500 N) est particulier. Il semblerait que le nombre d'essais effectués dans cette zone ne soit pas suffisant pour rendre compte de l'augmentation de la dispersion. En effet, en augmentant l'effort normal, le domaine de glissement mixte augmente et la zone de dispersion maximale se trouve décalée vers des glissements plus importants. C'est ce que nous observons pour des forces intermédiaires.



# Annexe D

## Compléments sur la simulation numérique de l'usure

Cette annexe regroupe les aspects sur la simulation numérique de l'usure qui n'ont pas été abordés dans le corps du manuscrit pour des raisons de clarté. Ils concernent en grande partie le STS mais certains paragraphes traitent du modèle de la liaison cannelée.

### D.1 Le remaillage comme outil pour simuler l'usure

#### D.1.1 État de l'art sur le remaillage

Les méthodes de remaillage sont utilisées dans le cas où il est nécessaire de raffiner le maillage dans certaines zones du domaine étudié et à certains incréments du processus de résolution du problème physique. Nous pouvons citer comme exemple la mise en forme qui induit des grandes transformations. Les grandes transformations provoquent un champ d'interpolation complexe qui doit être capté en tout point du domaine d'étude. L'autre point est la distortion importante du maillage de référence qui doit être retravaillé. Dans d'autres situations, les méthodes de remaillage sont employées pour simuler l'évolution d'une géométrie soumise à des sollicitations physiques. Par exemple, nous pouvons mentionner la simulation de la fissuration ou de l'usure d'une pièce. La simulation de la fissuration nécessite le remaillage pour que son chemin de propagation ne soit pas restreint au maillage d'origine. Dans le cas de l'usure, le remaillage permet de simuler la géométrie actuelle et les champs mécaniques qui en découlent.

Plusieurs méthodes de remaillage existent. Elles sont regroupées sous trois catégories : la h-adaptative, la p-adaptative et la r-adaptative.

La catégorie h-adaptatives est composée de méthodes dans lesquelles, à chaque incrément du processus de résolution numérique, le nombre d'inconnues du domaine d'étude est modifié et ainsi, un nouveau maillage et une nouvelle connectivité sont obtenus. Cette méthode est intéressante pour les domaines dont la forme est grandement modifiée entre deux pas de calcul. Elle permet de généraliser le remaillage à tous types de géométrie mais elle est de ce fait complexe à mettre en place (Cho et al. [16]).

La catégorie p-adaptatives quant à elle est utilisée pour raffiner localement un maillage en augmentant le degré du polynôme d'interpolation (champ quadratique, cubique, ... au lieu d'un champ linéaire). Cette catégorie est essentiellement utilisée pour les cas à iso-géométrie et parfois à iso-maillage dans lesquels l'erreur résiduelle entre le champ solution et le champ ap-

proché n'est pas satisfaisante. Par exemple pour les zones de concentration de contraintes. Le remaillage peut être dans ce cas local ou global. Cette stratégie est employée par Li et al. ou Zienkiewicz et al. par exemple [53, 120].

La dernière catégorie regroupe les méthodes r-adaptatives. Elles consistent à conserver le même nombre d'inconnues entre deux incréments et à créer un déplacement des nœuds d'une certaine région du domaine d'étude dans une autre zone nécessitant un maillage plus dense (Drake et al., Georges et al. [31, 38]). Pour cela, il est possible d'utiliser des fonctions homothétiques tenant compte des grandeurs géométriques par exemple. Cette stratégie peut être utilisée aussi bien pour une géométrie fixe que pour une géométrie évolutive.

C'est la dernière stratégie qui est employée pour simuler numériquement l'usure. Elle a l'avantage de conserver une structuration constante du maillage (nombre d'inconnues constant) et d'être plus rapide à implémenter qu'une méthode h-adaptative. Cependant, il sera nécessaire au cours du processus, selon la quantité d'usure générée, d'utiliser une méthode h-adaptative.

Enfin, hormis les méthodes mentionnées précédemment, nous pourrions imaginer d'utiliser des éléments finis étendus à fonctions de forme particulières pour simuler l'usure. Les XFEM sont déjà utilisées pour simuler la propagation de fissures. Par exemple, nous pourrions conserver la géométrie initiale et modifier les caractéristiques du matériau après usure dans les zones impactées.

### D.1.2 Méthode de propagation de la profondeur usée

La profondeur usée est propagée normalement à la surface de contact et chaque nœud du volume est déplacé d'une quantité proportionnelle à la profondeur usée.

#### *Cas du poinçon*

Pour le poinçon, tous les nœuds du volume sont compris dans un domaine borné. Les bornes de ce domaine sont définies par les segments constituant les bords du poinçon (cf figure D.1).

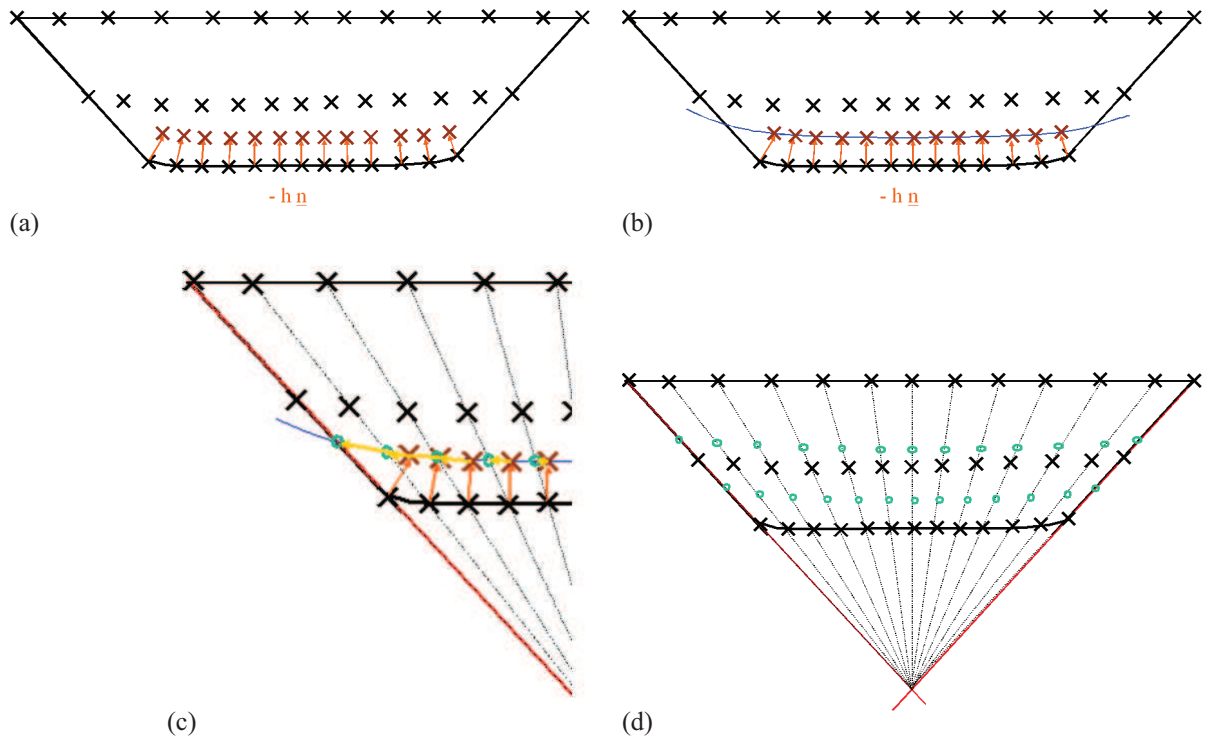
Les profils d'usure à l'instant  $t$  et à l'instant  $t + dt$  sont considérés pour le déplacement des nœuds du volume. À chaque nouvel incrément, le profil usé est déduit du profil usé à l'incrément précédent pris comme référence.

Dans un premier temps, les nœuds sont propagés normalement à l'interface d'une certaine profondeur proportionnelle à la densité d'énergie dissipée. Le cas des bords est traité particulièrement : nous faisons l'hypothèse que la normale à l'interface est moyennée d'après les normales adjacentes (voir figure D.1(a)).

Les nœuds du volume après propagation doivent conserver une certaine homogénéité dans leur répartition. De ce fait, une interpolation par des splines cubiques (monotones entre deux points d'interpolation) est effectuée avec un pas 100 fois supérieur à la taille de maille. Le support de cette interpolation est l'ensemble des nœuds de la nouvelle interface (courbe bleue sur la figure D.1(b)). L'extrapolation hors du domaine est approximée par la tangente au dernier point du support.

Un point de référence  $A$  est pris à l'intersection des droites définissant les bornes du domaine contenant le maillage du poinçon (en rouge sur le schéma de la figure D.1(c)). Chaque nœud de la nouvelle interface est repositionné sur le maillage de référence. Un réseau de droites est défini par intersection entre le point  $A$  et les nœuds fixes du poinçon (droites en pointillé sur la figure D.1(c)). Ce réseau de droites donne l'intervalle de positionnement des nœuds de l'interface. Les intersections entre la courbe définissant la nouvelle interface et le réseau de droites fournissent les positions des nouveaux nœuds. Les flèches jaunes sur la figure D.1(c) illustrent les directions de projection des nœuds pour les positionner sur le maillage de référence. Ainsi,

## D.1. Le remaillage comme outil pour simuler l'usure



**Figure D.1.** (a) Propagation des nœuds de l'interface normalement à l'interface (le cas des nœuds du bord est traité par le calcul d'une normale moyenne). (b) Interpolation de la nouvelle interface de contact par splines cubiques. (c) Projection des nœuds de la nouvelle interface sur les mailles de référence. (d) Propagation des nœuds en sous-couche sur les mailles de référence.

plusieurs intersections sont à déterminer pour pouvoir déplacer les nœuds du volume :

- entre les bornes de l'ancien domaine et chaque droite du réseau ;
- entre les bornes du nouveau domaine et chaque droite du réseau ;

Les nœuds du volume du poinçon sont repositionnés de manière homogène par déplacement successif à l'aide d'une fonction homothétique tenant compte des interfaces à l'instant  $t$  et à l'instant  $t + dt$ . Le nouveau maillage est illustré par les cercles bleus de la figure D.1(d)). Par la relation D.1, nous calculons les nouvelles positions des nœuds du volume :

$$x_{sc}^{i+1} \underline{n}_{seg} = x_{sc}^i \frac{(x_s^{i+1} - x_{min})}{(x_s^i - x_{min})} \underline{n}_{seg} \quad (D.1)$$

où  $\underline{n}_{seg}$  est la direction suivant laquelle un nœud est propagé.  $x_s^i$  est le nœud de la surface à l'instant  $i$  et  $x_{sc}^i$  est le nœud du volume à l'instant  $i$ .  $x_{min}$  est le nœud définissant la borne supérieure du domaine de remaillage.

Pour les autres géométries, l'équation régissant la propagation des nœuds s'écrit sous la même forme.

Dans le cas de la liaison cannelée, la propagation est effectuée sur une dent de la partie mâle et sur une dent de la partie femelle. Une fois le remaillage complet effectué sur la dent de référence, la nouvelle forme est projetée sur les autres dents par la formulation ALE (eq. D.2).

$$\underline{x} = \hat{\underline{x}} \underline{R} \quad (D.2)$$

avec  $\hat{\underline{x}}$  le vecteur des coordonnées de la dent de référence,  $\underline{R}$  l'application linéaire pour la projection et  $\underline{x}$  le vecteur des coordonnées dans la configuration courante.



### Difficultés pouvant apparaître

Une partie des phénomènes de divergence des calculs peuvent provenir de l'apparition de singularités numériques. Ces singularités impactent directement les profils des surfaces de contact après propagation, et ce, potentiellement à chaque incrément. Deux méthodes peuvent faire disparaître ces singularités :

- la première consiste à appliquer une tolérance sur la distance normale entre un nœud maître et la surface esclave. Ce qui revient à gommer les singularités en plaquant tous les nœuds maîtres distants de cette tolérance, sur la surface esclave. Le risque avec cette méthode est de devoir appliquer une tolérance supérieure à la profondeur effectivement usée à l'incrément courant.
- l'autre possibilité est de lisser directement les quantités permettant de calculer la profondeur usée. Si une tolérance doit être appliquée pour faciliter la convergence du calcul, celle-ci reste bien inférieure à la quantité usée à l'incrément courant.

Dans notre cas, le choix s'est porté sur la deuxième pratique qui, bien que plus complexe, donne des résultats plus exploitables.

#### D.1.3 Description de la démarche de lissage

Le champ de pression physique est continu en tout point de la zone de contact et présente des singularités aux bords. Le centre subit le minimum de pression tandis que les bords du contact présentent une valeur qui tend vers l'infini. Le contact est centré sur l'origine des coordonnées.

L'oscillation du champ de pression est caractérisée par des minima et des maxima locaux. L'intérêt est de distinguer ces extrema locaux de ceux qui existent dans le champ réel. Pour cela, nous postulons trois points :

- Deux extrema successifs sont associés à une oscillation du champ de pression. Plus précisément, les deux extrema correspondent à un minimum et un maximum ;
- Le support du signal est défini par les points de pression maximale. Ces points sont donc pris comme référence et sont conservés quel que soit le traitement appliqué ensuite ;
- Le signal n'est modifié que dans la zone où les pressions sont non nulles.

L'objectif est donc de trouver les points définis par l'ensemble solution D.3 :

$$\mathcal{S} = \left[ \sigma_n^*(\underline{x}, t) / \frac{\partial \sigma_n(\underline{x}, t)}{\partial \underline{x}} \Big|_{\{[p-1, p], [p, p+1]\}} \neq 0, \sigma_n^{max} \right] \quad (\text{D.3})$$

où  $\sigma_n^*(\underline{x}, t)$  est le champ de pression normale lissé au point  $\underline{x}$  et à l'instant  $t$ .  $p$  est le point courant sur la surface de contact.

Le champ de pression est calculé aux nœuds de l'interface. Dans le cas discrétisé, il se trouve que les extrema locaux, obtenus à des nœuds successifs, encadrent le signal lissé (cf figure D.2).

Dans un premier temps, le champ de pression numérique est interpolé par des splines cubiques afin de déduire un champ continu et  $C^0$ . Une fois le champ rendu continu, la démarche consiste à rechercher dans l'ensemble des points du champ de pression numérique, ceux qui présentent des minima et des maxima locaux. Les pressions associées sont ramenées à une valeur moyenne tenant compte des données adjacentes. Le mode de repositionnement consiste à prendre la droite de régression passant par les trois points constitués de l'extremum et des points de part et d'autre.

L'opération est itérée jusqu'à ce qu'il ne reste que des extrema globaux.

## D.1. Le remaillage comme outil pour simuler l'usure

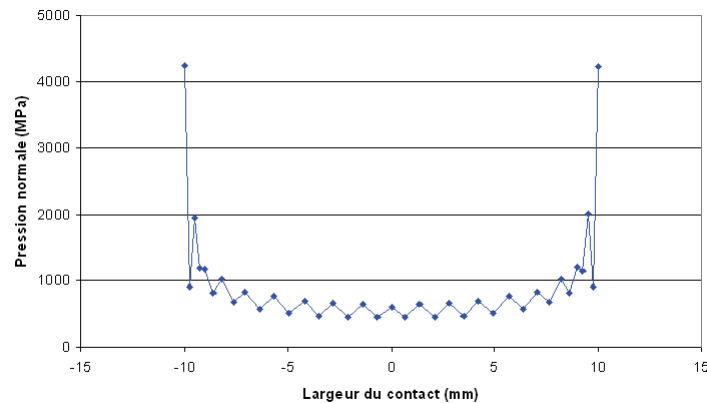


Figure D.2. Graphique du champ de pression normale avant lissage. Les extrema locaux encadrent un signal moyen.

### D.1.4 Déroulement et validation du lissage

#### Convergence vers l'état lissé

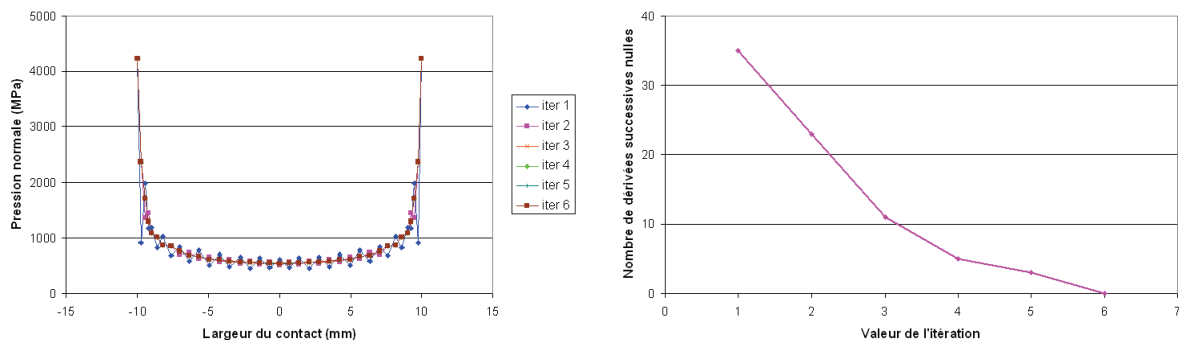


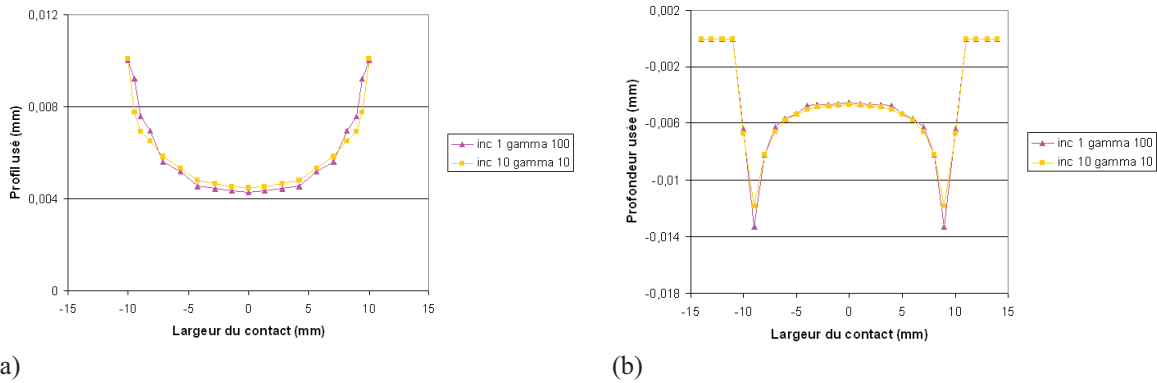
Figure D.3. (a) Champs de pression normale pour le poinçon itérés jusqu'au lissage complet. (b) Nombre de dérivées successives nulles par itération de lissage.

Les courbes des champs de pression successifs sont présentées sur la figure D.3(a) et le nombre de dérivées successives nulles par itération est tracé sur la figure D.3(b). À l'état initial, le champ de pression présente 35 dérivées successives nulles et compte 37 points. Les deux points dont les valeurs sont conservées sont les maxima de pression (obtenus aux bords pour ce type de contact). Le lissage se fait de manière descendante, c'est-à-dire de l'extérieur vers le centre du contact. Le nombre de points lissés par itération est toujours pair du fait que le champ de pression est symétrique par rapport au centre. À l'état final, nous obtenons un champ de pression lissé qui se positionne dans l'intervalle entre les extrema locaux.

#### Validation du lissage

Afin de justifier l'utilité de la méthode de lissage et de vérifier qu'elle n'introduit pas de biais dans les profils usés qui en découlent, nous étudions deux états d'usure équivalents mais issus de conditions de sollicitations différentes (accélération de l'usure  $\gamma$  différente).

Les deux situations retenues sont un cas avec un facteur d'accélération  $\gamma = 100$  et un cas avec un facteur d'accélération  $\gamma = 10$ . Les résultats des profils d'usure sont regroupés sur la figure D.4. Dix incréments d'usure avec un  $\gamma$  de 10 mènent au même résultat qu'un seul



**Figure D.4.** Profils usés après dix incréments avec un  $\gamma$  de 10 et un incrément avec un  $\gamma$  de 100 pour (a) le poinçon et (b) le plan.

incrément avec un  $\gamma$  de 100. Cependant, la différence réside dans le nombre de lissage subis. Pour chaque incrément d'usure, un lissage est effectué. Sur les graphiques présentant les profils usés du poinçon et du plan, nous constatons une bonne superposition globale des deux profils malgré une dispersion autour de chaque point. Les maxima d'usure apparaissent sur les bords et sont conservés pour le poinçon mais sont un peu différents pour le plan. Le cas avec un  $\gamma$  de 10 permet logiquement d'obtenir des résultats plus précis.

À noter que sur la figure 6.2 sur laquelle sont comparés les champs de pression numériques aux champs de pression théoriques, les signaux obtenus par éléments finis sont donnés après lissage.

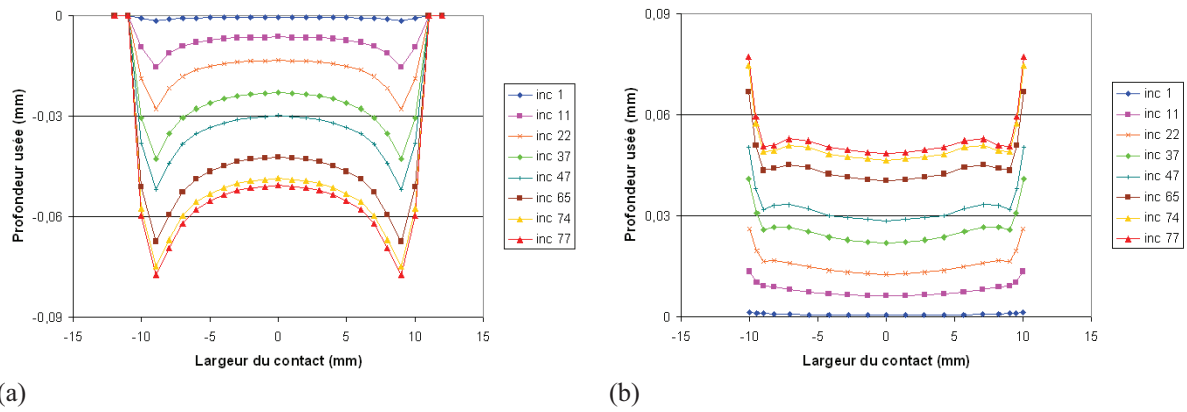
## D.2 Analyse locale des profils usés du contact poinçon sur plan

Nous présentons sur la figure D.5, les profils usés successifs pour le plan et pour le poinçon dans le cas d'un déplacement normal. Les résultats sont sensiblement équivalents pour le cas d'une force normale appliquée. Les incréments considérés sont les mêmes que dans la section 6.4.1. Le plan présente des pics aux bords qui sont liés aux singularités sur les champs d'énergie. La forme initiale se propage progressivement et les zones de forte dissipation se creusent au fur et à mesure des incréments. À l'incrément final, compte tenu du champ d'énergie associé (figure 6.6(a)), nous pouvons estimer que la forme du profil n'évoluera plus de façon substantielle.

En ce qui concerne le poinçon, la forme du profil usé évolue en deux étapes : dans un premier temps, une seule courbure apparaît sur les profils (jusqu'à l'incrément 22) puis ensuite, une nouvelle forme avec une double courbure apparaît. Cette forme se développe du fait de la chute de pression mentionnée dans le chapitre 6 existant dans la zone intermédiaire des champs d'énergie. Dans le cas des éléments quadratiques, ce phénomène de double courbure n'apparaît pas.

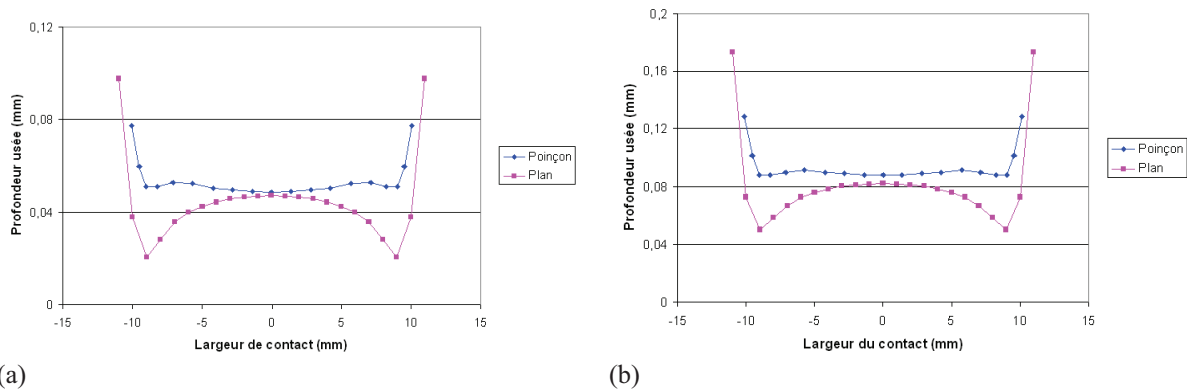
Dans un deuxième temps, nous illustrons sur la figure D.6 les formes finales des profils usés du plan et du poinçon pour les deux cas de chargement normal (force normale imposée ou déplacement normal imposé). La première constatation est que les profils finaux sont équivalents. Les trajets de chargement ne sont pas les mêmes donc ceci assure la robustesse de l'algorithme de lissage. Nous pouvons également émettre l'hypothèse qu'il existe une solution unique du champ d'énergie compatible avec les sollicitations globales. Nous constatons par ailleurs que les profils finaux du plan et du poinçon ne sont pas conformes. Il faut préciser que ces profils

## D.2. Analyse locale des profils usés du contact poinçon sur plan



**Figure D.5.** Forme des profils usés en fonction des incréments pour un déplacement normal imposé (a) dans le cas du plan et (b) dans le cas du poinçon.

sont présentés sans l'application du chargement extérieur. Il est probable que sous la sollicitation normale, les deux profils s'épousent exactement.

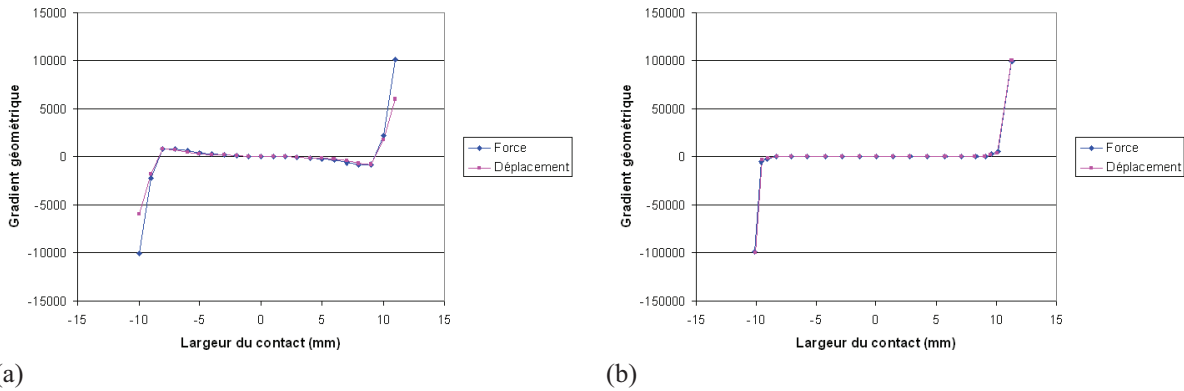


**Figure D.6.** État de l'interface de contact (profils du plan et du poinçon) après obtention du champ d'énergie asymptotique (a) dans le cas d'un chargement en déplacement normal et (b) dans le cas d'un chargement en force normale.

Par ailleurs, pour le cas à effort normal imposé, nous notons que les profondeurs usées sont plus importantes. Cette caractéristique est liée au facteur d'accélération de l'usure considéré dans ce cas. En effet, nous avons pris un  $\gamma$  variable qui correspond à un nombre de cycles d'usure deux fois plus important que dans le cas à déplacement normal. Cette différence se retrouve sur les profondeurs usées. Malgré cela, les profils usés restent identiques.

Sur les graphiques de la figure D.7, nous faisons intervenir une notion que nous appelons gradient géométrique. Il s'agit de la dérivée des profils usés par rapport à leur position matérielle que nous amplifions par un facteur 100 000. En particulier, ce gradient est proportionnel au gradient de densité d'énergie puisque la loi d'usure est proportionnelle. Quel que soit le chargement appliqué, les gradients sont superposés dans la majeure partie de la zone de contact. Ceci traduit l'équivalence du gradient de dissipation pour les deux chargements et nous vérifions l'unicité du résultat. Toutefois, les points des bords ne se correspondent pas pour le plan et nous attribuons cette différence aux singularités numériques.

D'autre part, le fait que les gradients géométriques et donc par extension les gradients de dissipation soient proches de 0 dans une large zone permet d'affirmer la stationnarité du phénomène d'usure.



(a)

(b)

**Figure D.7.** Gradient géométrique de l'interface à l'état asymptotique en fonction de la sollicitation normale appliquée : (a) cas du plan ; (b) cas du poinçon.

### D.3 Convergence des calculs

#### D.3.1 Critères de divergence forte

À la suite des calculs numériques en usure, plusieurs conditions de convergence ont pu être établis. Pour les illustrer, nous utilisons un cas de divergence forte des calculs en usure et nous le commentons (figure D.8). Les figures D.8(a) et D.8(b) présentent les champs d'énergie dissipée par frottement sur les trois premiers incréments. Les figures D.8(c) et D.8(d) renseignent sur l'état des profils successifs associés. Nous constatons que les divergences apparaissent dès le deuxième incrément d'usure et font suite à une usure trop importante entre l'instant initial et le premier instant d'usure. Ensuite, ils ne font que s'amplifier. Après le troisième incrément d'usure, le calcul mécanique ne converge plus correctement.

Les champs d'énergie pour le plan et pour le poinçon présentent des irrégularités. L'effet sur les profils usés est immédiat puisque des points singuliers apparaissent très rapidement. Ces résultats mettent en exergue trois particularités :

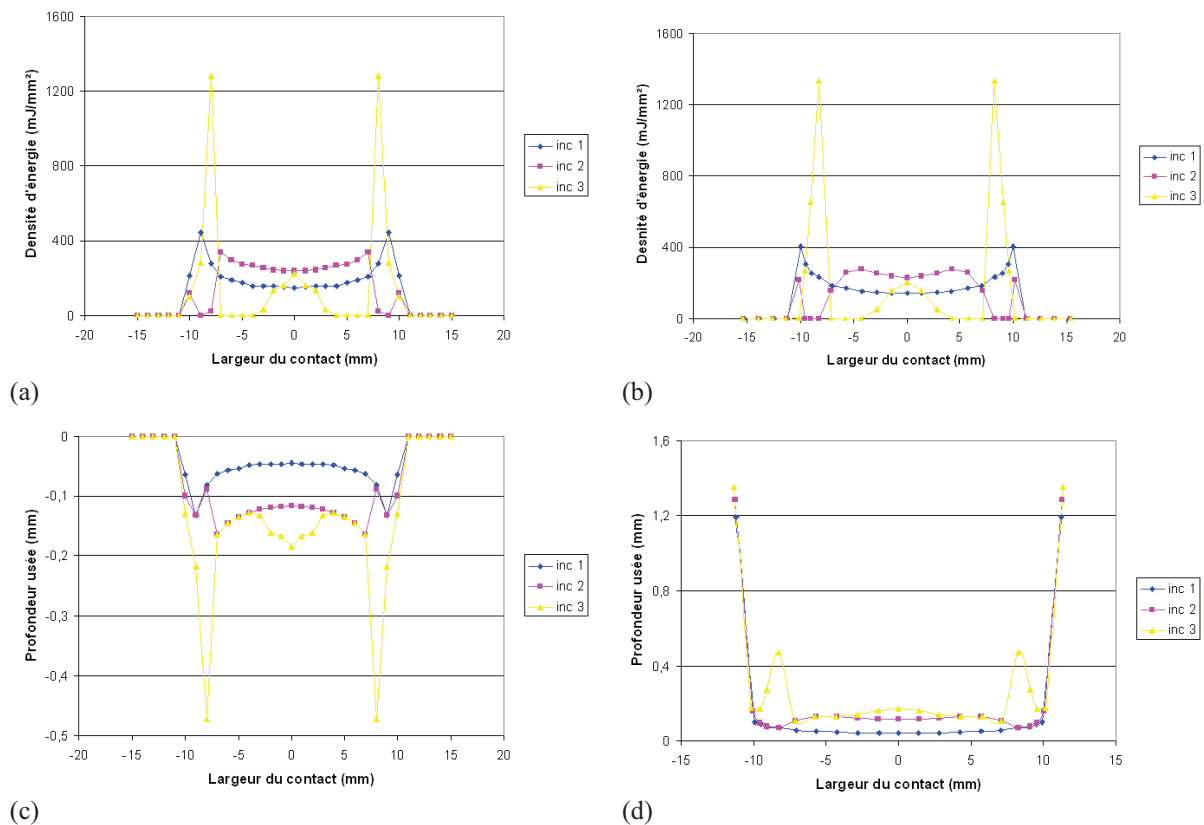
- la surface de contact à l'instant  $t$   $S_c(t)$  doit être supérieure ou égale à la surface de contact initiale  $S_c(t-T)$  :  $S_c(t) \geq S_c(t-T)$ . Ce critère est cohérent avec celui proposé par Antoni et al [4] pour l'adaptation dans le cas du glissement (sans usure) ;
- l'énergie dissipée par frottement au point  $j$  à l'instant  $t$  doit être différente de 0 dans l'aire de contact :  $E_{u_j}(t) \neq 0$ . En effet, nous constatons que les singularités s'amplifient sur certains points parce qu'ils ne dissipent plus d'énergie ;
- le choix d'un  $\gamma$  optimal est indispensable car c'est celui-ci qui pilote la convergence.

Dans le cas présent, les calculs sont effectués pour un  $\gamma$  de 1000. Nous remarquons que les énergies présentent localement des valeurs nulles dans la zone de contact ce qui a pour conséquence d'augmenter le nombre de singularités lors du calcul mécanique suivant. Le nombre de valeurs nulles sur le champ d'énergie augmente au fur et à mesure des incréments. Plus le  $\gamma$  est fort, plus le couplage entre l'usure et la mécanique est faible. Ici le couplage est trop faible et l'hypothèse selon laquelle les variables mécaniques restent inchangées entre deux incréments d'usure est fautive.

#### D.3.2 Critères de divergence faible

Un autre exemple de divergence est présenté ici pour un  $\gamma$  de 100 (figure D.9). Les figures D.9(a) et D.9(b) montrent l'évolution des densités d'énergie dissipée par frottement sur les trois

### D.3. Convergence des calculs



**Figure D.8.** Illustration d'un cas de divergence forte de l'algorithme d'usure sur les trois premiers incréments : les champs d'énergie (a) pour le plan et (b) pour le poinçon et les profondeurs usées (c) pour le plan et (d) pour le poinçon avec un  $\gamma$  de 1000.

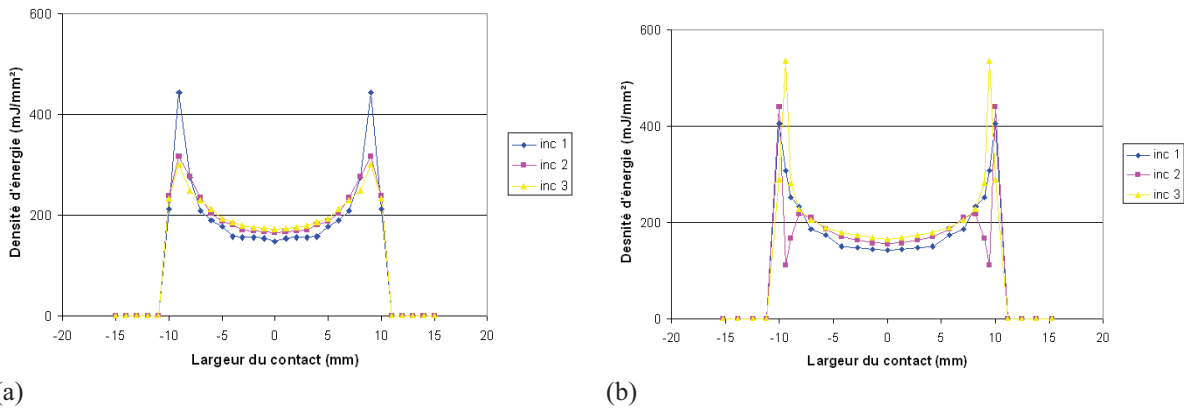
premiers incréments d'usure.

Ce cas de divergence est plus difficile à détecter. Les champs d'énergie conservent un support de contact qui augmente au cours des incréments d'usure. Ici les phénomènes de divergence ne sont pas les mêmes sur le plan et le poinçon. Sur le plan, Les valeurs maximales décroissent progressivement mais au centre, les densités d'énergies ne varient pas en forme et en valeur.

Sur le poinçon, la divergence est plus évidente. La particularité réside dans le fait qu'au troisième incréments d'usure, les champs d'énergie se réorganisent et la valeur maximale qui décroît sur les résultats convergés (section 6.4.1) a tendance ici à croître et surtout à se déplacer. Après quelques incréments, une divergence caractérisée apparaît.

Ce résultat induit un quatrième critère permettant de pointer les risques de divergence : les positions matérielles des extrema des champs d'énergie doivent être conservées à tout instant lors du processus d'usure.

Par ailleurs, le facteur d'accélération  $\gamma$  est dépendant du gradient de l'énergie dissipée par frottement. Plus le gradient est important, plus les risques de divergence sont dépendants de la valeur du  $\gamma$  appliquée. Effectivement, nous avons constaté qu'une fois le champ d'énergie asymptotique atteint, les cas de divergence sont inexistantes jusqu'à des facteurs d'accélération importants. Nous avons effectué des calculs avec un  $\gamma$  de 1000 qui nous ont donné des résultats cohérents et convergents. Cette particularité est utile pour le traitement de l'usure sur le modèle du banc composant (chapitre 7).



**Figure D.9.** Illustration d'un cas de divergence faible de l'algorithme d'usure sur les trois premiers incréments : les champs d'énergie (a) pour le plan et (b) pour le poinçon avec un  $\gamma$  de 100.

### *Précision de l'algorithme de remaillage*

Pour illustrer la précision de l'algorithme, nous avons effectué des calculs en considérant un facteur d'accélération très faible ( $\gamma = 25$ ) pour trois incréments successifs sur la liaison cannelée en partant de l'état initial. L'évolution des variables présentées dans la section 7.4.1 est regroupée dans le tableau D.1 pour la partie mâle de la liaison cannelée sur les flancs impairs sachant que l'évolution de la géométrie sous usure est équivalente pour les deux pièces.

**Tableau D.1.** Évolution des variables de chargement et de dissipation pour un facteur d'accélération  $\gamma = 25$ .

	1 <sup>er</sup> incrément	2 <sup>e</sup> incrément	3 <sup>e</sup> incrément
$F_t$ (N)	5478,99	5476,75	5474,11
$E_g$ (N.mm)	32,20	32,80	32,84
$E_l^{max}$ (N/mm)	17,55	17,50	17,40
$L_g^{max}$ (mm)	0,1033	0,1032	0,1032
$S_c$ (mm <sup>2</sup> )	65,77	65,92	66,03
$h^{max}$ (mm)	0	$1,03 \cdot 10^{-4}$	$2,07 \cdot 10^{-4}$

Pour ce facteur d'accélération, les variations sur les variables de chargement et de dissipation sont très faibles. Et pourtant les tendances présentées dans la section 7.4 apparaissent déjà pour des facteurs d'accélération aussi faibles. Nous constatons que ce facteur d'accélération induit des profondeurs usées de l'ordre du dixième de micromètre à chaque incrément. Cette variation de géométrie est de l'ordre de la perturbation et pourtant elle rend compte des phénomènes dissipatifs. Ceci confirme la robustesse de l'algorithme de remaillage.

# Annexe E

## Compléments de la simulation de l'usure sur la liaison cannelée

Dans cette annexe, nous présentons le travail effectué pour simplifier le calcul des variables mécaniques locales intervenant dans le travail des forces de frottement. Cette simplification est faite dans une optique de réduction des temps de résolution du problème compte tenu de la problématique industrielle.

### E.1 Choix préliminaires : configuration lagrangienne ou eulérienne

Deux possibilités sont envisagées pour simuler la sollicitation :

- Le chargement est fixe et la structure est en rotation ;
- La structure est fixe et le chargement est en rotation.

Dans la mesure où la rotation est une variable discrète dans le calcul par éléments finis, la rotation de la structure ou du chargement mènent aux mêmes résultats. Pour les calculs, nous faisons le deuxième choix : la structure est fixe et le chargement est mobile.

Par ailleurs, il est possible de tenir compte de la symétrie du système afin de simplifier le chargement. En effet, le système contient dix huit dents et à la raideur locale près (voir section 4.3), les dents ont un comportement identique. En faisant l'hypothèse d'un état permanent de la structure sous certaines conditions, il est possible, en se plaçant dans un repère tournant, de déduire les sollicitations sur un cycle complet à partir d'un chargement fixe.

#### E.1.1 Repère fixe

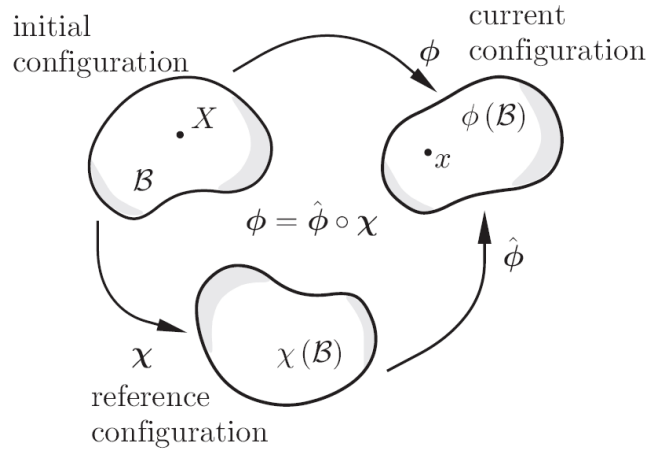
Dans cette configuration, le chargement est en rotation. Le point sur lequel sont calculées toutes les quantités mécaniques est lui fixe. C'est une configuration que nous pouvons qualifier de lagrangienne. Toutes les quantités mécaniques sont calculées à chaque instant de chargement.

#### E.1.2 Repère mobile

Dans la méthode stationnaire [25], le mouvement est décrit en formulation eulérienne. La méthode stationnaire s'applique dans les cas de chargement mécanique en translation ou en rotation, sur des solides qui peuvent être assimilés à des cylindres généralisés. Une hypothèse est faite sur un état permanent de la structure dans le repère lié au chargement mobile. Dans ce repère, les grandeurs physiques deviennent indépendantes du temps en tout point. Une extension



de cette méthode est la formulation ALE pour 'Arbitrary Lagrangian Eulerian' [69]. L'idée principale de cette méthode est la décomposition du mouvement en un mouvement de corps rigide et un mouvement d'une quantité matérielle dans la configuration de référence (figure E.1).



**Figure E.1.** Décomposition du mouvement par la méthode ALE (d'après [69]).

Mathématiquement, cette formulation est décrite par une décomposition multiple du mouvement telle qu'une grandeur mécanique tensorielle s'écrit :

$$\underline{A} = \underline{\hat{A}} \cdot \underline{R} \quad (\text{E.1})$$

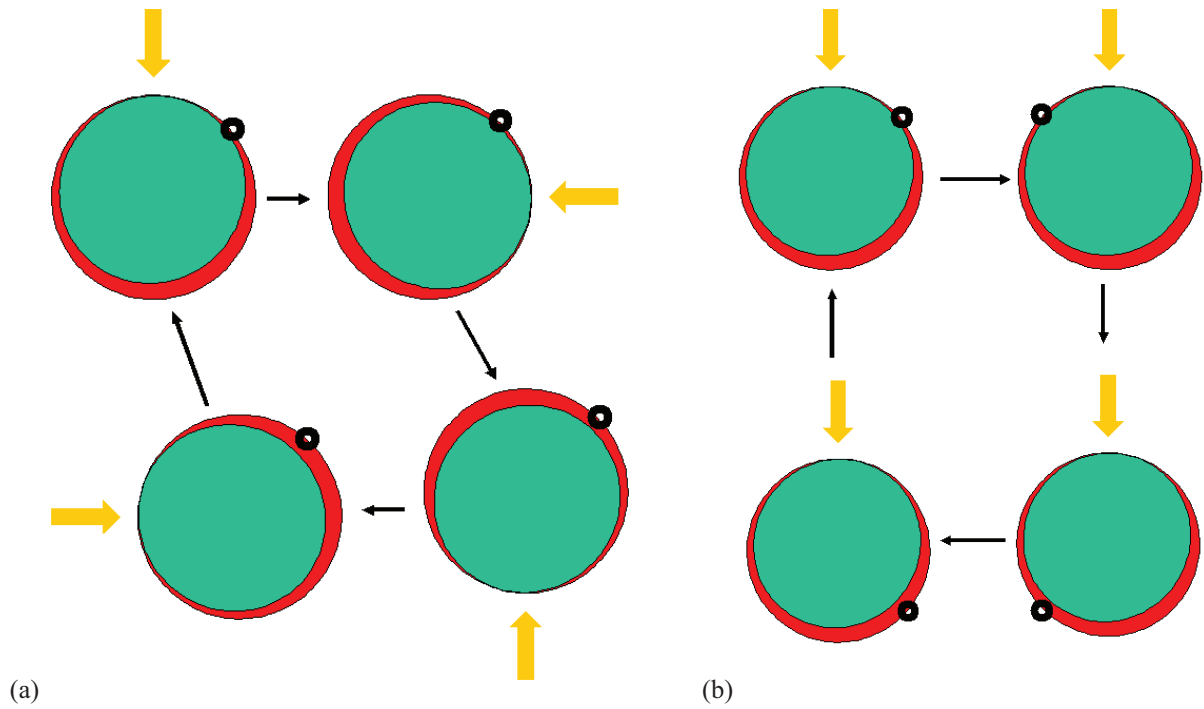
où le tenseur  $\underline{R}$  est le mouvement de corps rigide qui dépend du point  $x$  dans la configuration courante. La propriété d'orthogonalité est vérifiée pour ce tenseur :  $\underline{R}^{-1} = \underline{R}^t$ . Le vecteur  $\underline{\hat{A}}$  est une mesure objective de la grandeur mécanique du corps en mouvement.

Le mouvement complet est décrit par la projection des différentes quantités matérielles dans la configuration de référence notée  $\chi$  sur la figure E.1. Cette configuration est différente de la configuration courante et de la configuration initiale.

L'avantage de cette méthode, si elle est intégrée dans la formulation des éléments, est l'utilisation d'une discrétisation spatiale fixe qui permet un raffinement local dans la zone de contact pour une étude plus précise.

La figure E.2 schématise la différence entre la configuration à repère fixe et celle à repère mobile. La flèche jaune caractérise la direction de chargement. La marque noire situe le point d'observation. Le cylindre vert correspond à l'arbre et le cylindre rouge schématise le manchon.

À noter que l'utilisation de la méthode stationnaire implique d'avoir un état permanent de la structure quelle que soit l'application linéaire utilisée pour passer de la configuration courante à la configuration de référence. Dans la formulation ALE, il est suffisant d'avoir une application linéaire vérifiant le passage entre la configuration courante et la configuration de référence. La configuration à repère mobile est une description eulérienne du mouvement.



**Figure E.2.** (a) Situation de chargement dans laquelle la sollicitation est mobile et le point d'observation est fixe.  
 (b) Situation dans laquelle le chargement est fixe et le point d'observation est mobile.

## E.2 Calcul des variables selon la configuration

### E.2.1 Configuration lagrangienne

Les coordonnées initiales des points sont notées  $X_0^b$  avec  $b$  un entier prenant la valeur 1 ou 2 (respectivement partie mâle ou partie femelle). Les coordonnées à l'instant  $t$  après l'application du couple et du défaut de positionnement sont respectivement  $x_c^b(t)$  et  $x_d^b(t)$ . Les déplacements après l'application du chargement sont notés  $\underline{u}_c^b(t)$  et  $\underline{u}_d^b(t)$ .

Pour soustraire l'effet du couple dans le calcul des déplacements relatifs à l'interface, nous calculons le déplacement effectif  $\underline{u}_e^b(t)$  pour chacun des corps par l'équation :

$$\underline{u}_e^b(t) = \underline{u}_d^b(t) - \underline{u}_c^b(t) \quad (\text{E.2})$$

Ensuite, nous calculons le déplacement relatif noté  $\underline{U}_f(t)|_{\mathcal{B}}$  associé à l'instant  $t$  de chargement dans la base  $\mathcal{B}$ .  $\underline{U}_f(t)|_{\mathcal{B}} = \underline{u}_e^1(t)|_{\mathcal{B}} - \underline{u}_e^2(t)|_{\mathcal{B}}$ . Le déplacement relatif calculé est celui qui permet de passer de l'instant initial à l'instant après mise en position. Cette variable n'est pas le vecteur de débattement (entre deux instants de rotation).

Le glissement est calculé par l'équation (E.3). Il est noté  $\underline{g}_{21}$  et le paramètre  $\zeta$  traduit l'existence du contact aux deux instants de chargement  $t_1$  et  $t_2$ .  $\zeta \in [0, 1]$  est un entier. Pour la description du débattement,  $\zeta$  est toujours égal à 1.

$$\underline{g}_{21} = \zeta(\underline{U}_f(t_2)|_{\mathcal{B}_2} - \underline{U}_f(t_1)|_{\mathcal{B}_1}) \quad (\text{E.3})$$

### E.2.2 Configuration eulérienne

Dans un cadre eulérien, en reprenant le formalisme ALE, le déplacement relatif à un instant  $t_2$  se déduit du déplacement relatif à l'instant  $t_1$ . L'équation (E.4) donne la formalisation du

vecteur de débattement relatif.

$$\underline{d}_{21} = \underline{U}_f(t_2)|_{\mathcal{B}_2} - \underline{U}_f(t_1)|_{\mathcal{B}_1} = \underline{R} \cdot \hat{\underline{U}}_f(t_1)|_{\mathcal{B}'} - \underline{U}_f(t_1)|_{\mathcal{B}_1} \quad (\text{E.4})$$

avec  $\underline{R}$  une application linéaire particulière permettant de passer de la base  $\mathcal{B}_2$  (à l'instant  $t_2$ ) à la base  $\mathcal{B}'$  (à l'instant  $t_1$ ).

Les champs de contraintes nécessaires au calcul de la dissipation par frottement sont déterminés par l'équation suivante :

$$\underline{\sigma} \cdot \underline{n}(\underline{x}, t)|_{\mathcal{B}} = \underline{R} \cdot \hat{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n}(\underline{x}, t')|_{\mathcal{B}'} \quad (\text{E.5})$$

En utilisant la méthode ALE, il est possible de déduire le chargement sur le cycle à l'aide d'un seul instant de sollicitation. Dans la section E.3.1, nous étudierons le domaine de validité des égalités présentées dans ce paragraphe.

### E.2.3 Discussion sur le paramètre $\zeta$

Le vecteur de glissement relatif  $\underline{g}_{21}$  calculé dans cette section n'est qu'une approximation du glissement dans la mesure où il fait intervenir seulement un critère de contact au début et à la fin de l'incrément par l'intermédiaire du paramètre  $\zeta$ . Ce critère n'est pas discriminant vis-à-vis des cas de collage. Nous admettons que lorsqu'il y a contact aux deux instants, le passage d'une position à l'autre se fait par glissement. Ceci reste à être vérifié.

Cependant, une démarche différente n'est pas applicable dans la mesure où nous ne modélisons pas la rotation de la liaison cannelée explicitement mais plutôt implicitement par discrétisations successives du chargement.

## E.3 Résultats obtenus selon la configuration

Nous effectuons un calcul numérique sur la liaison cannelée en simulant la rotation à l'aide de neuf pas de discrétisation. Les neuf pas de discrétisation nous permettent de calculer les variables en configuration lagrangienne. Par ailleurs, nous pouvons obtenir neuf rotations en configuration eulérienne. Dans la suite, nous présentons les résultats pour les deux configurations en incorporant les neuf rotations pour la configurations eulérienne.

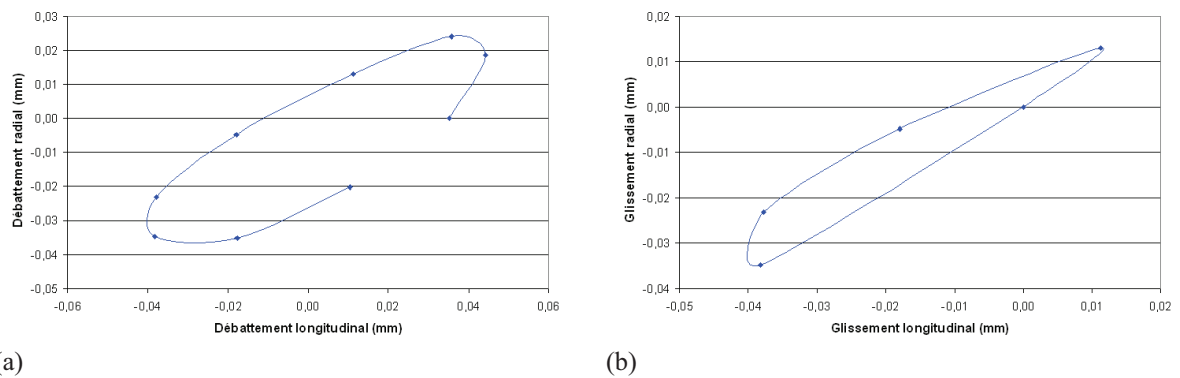
### E.3.1 Comparaison des boucles de débattement et de glissement entre les deux configurations

Sur la figure E.3, nous présentons les boucles obtenues pour le débattement et le glissement en configuration lagrangienne. De la même manière, nous exposons les boucles en configuration eulérienne sur la figure E.4.

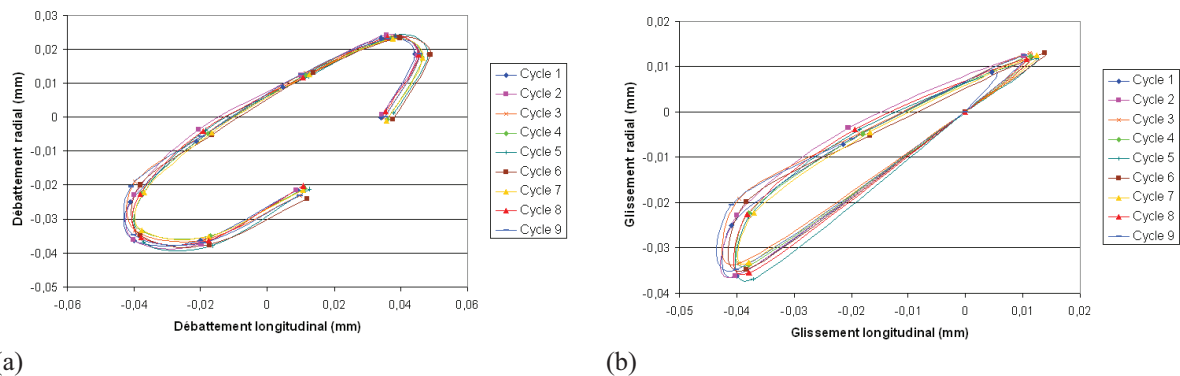
Le premier constat est la différence entre les boucles sur les neuf rotations en configuration eulérienne. En effet, aucune ne se superpose et il n'y a pas de phénomène de stabilisation (bien que nous en ayons constaté pour d'autres conditions de chargement).

La cohérence des boucles de débattement et de glissement entre les deux configurations est vérifiée dans la forme des boucles ainsi que sur les amplitudes de glissement et de débattement. Aucune des boucles en configuration eulérienne ne correspond précisément à celles en configuration lagrangienne. Cependant, les points des courbes sont situés dans les mêmes régions et la configuration eulérienne donne lieu à une dispersion faible autour de la valeur moyenne.

### E.3. Résultats obtenus selon la configuration



**Figure E.3.** (a) Débattement et (b) glissement relatif au cours d'une rotation en configuration lagrangienne pour un point pris en bord de flanc.



**Figure E.4.** Neuf boucles issues des neuf rotations en configuration eulérienne pour le même point qu'en configuration lagrangienne : (a) boucles de débattement, (b) boucles de glissement.

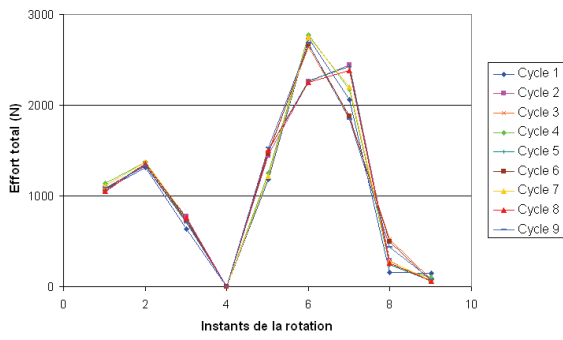
À noter par ailleurs que pour le premier cycle en configuration eulérienne, la boucle de glissement se détache du lot et présente une amplitude un peu plus faible que la boucle en configuration lagrangienne. Toutefois, nous pouvons considérer qu'il existe une bonne corrélation entre les boucles dans les deux configurations.

#### E.3.2 Comparaison des répartitions de l'effort total

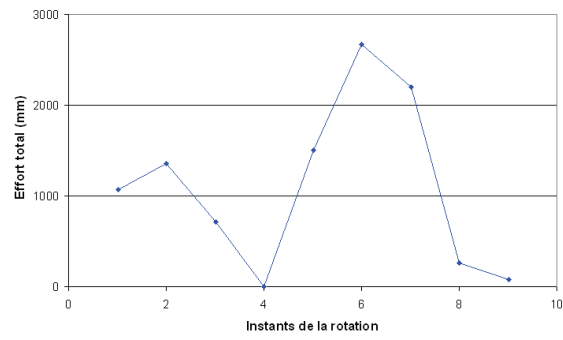
Sur la figure E.5, nous mettons en regard l'effort total transitant à l'interface d'un flanc de cannelure au cours des différents instants de rotation selon la configuration employée.

Comme nous avons pu le constater dans la section précédente pour la cinématique, les distributions de l'effort total ne se superposent pas pour la configuration eulérienne. Les comportements sont localement différents selon le cycle considéré. Toutefois, comme dans le cas de la cinématique, les formes et les valeurs sont équivalentes pour les deux configurations. Nous remarquons que les distributions en configuration eulérienne sont communes tous les trois cycles. Sachant qu'une rotation est décrite par neuf pas de discrétisation, nous retrouvons ici la symétrie des raideurs du manchon par tiers de tour évoquée dans la section 4.3.

L'ensemble des résultats présentés dans les deux précédents paragraphes nous confortent dans l'idée que les variables d'état de la structure ont un comportement stationnaire et nous pouvons donc simuler la rotation à l'aide d'une seule position de chargement. Nous savons maintenant estimer l'erreur que cette hypothèse occasionne et d'après les résultats présentés, elle semble



(a)



(b)

**Figure E.5.** Distribution de l'effort total pour un flanc de cannelure au cours de la rotation (b) en configuration lagrangienne et (a) en configuration eulérienne.

relativement faible.

# Annexe F

## Les différents modes de conception du banc composant

Cette annexe est un complément au chapitre 8. Il s'agit d'introduire les deux modes de conception envisagés pour le banc composant. Ils diffèrent par la manière d'appliquer le chargement. Le chargement peut être fixe ou en rotation. Si le chargement est fixe, la liaison cannelée est en rotation. À l'inverse, un chargement en rotation implique que la liaison cannelée soit fixe. Dans les deux cas, le chargement appliqué est composé d'un couple, d'un mésalignement et d'une excentricité. Nous allons étudier les deux solutions afin de choisir la moins contraignante.

### F.1 Solution avec la rotation du chargement

Nous présentons en figure F.1, le schéma de principe du banc d'essai dans le cas de la rotation du chargement.

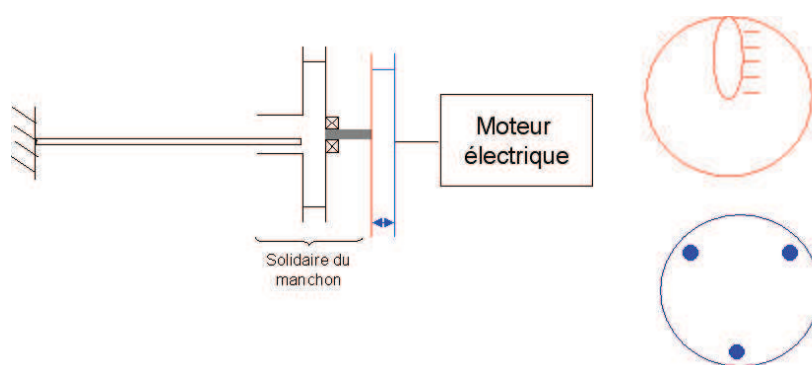


Figure F.1. Schéma de principe du banc d'essai avec rotation du chargement

Le système est constitué de cinq parties distinctes :

- l'arbre primaire qui est représenté par la poutre encadrée à une extrémité ;
- le manchon qui est la pièce directement en contact avec l'arbre primaire ;
- le manchon est lié à un disque par six trous de fixation destinés, dans le système réel, à

- supporter le moteur électrique. Sur ce disque, sont ajoutés un axe et un roulement. L'axe est en rotation par rapport au disque et le roulement est fixe par rapport au disque ;
- le disque qui suit l'ensemble, est représenté en rouge sur la figure F.1. Il schématise la partie permettant d'agir sur l'excentricité. Ce disque (vu de face en haut à droite de la figure) est muni d'un lamage dans lequel vient coulisser l'axe lié à la partie mobile du roulement. Il est possible de considérer des cas parfaits ou avec une excentricité ;
  - le disque bleu situé derrière le disque d'excentricité est celui qui permet d'appliquer le mésalignement. Vu de face (en bas à droite de la figure), il présente trois axes permettant de le solidariser au disque rouge. L'un de ces axes peut coulisser dans le disque rouge pour provoquer un basculement du manchon.

Tout l'ensemble est relié à un moteur électrique qui permet de faire tourner le chargement. Avec ce principe, il est possible de piloter les deux défauts de positionnement indépendamment. En revanche, dans cette solution technologique, le couple est plus difficile à mettre en oeuvre. Il est nécessaire d'ajouter une pièce permettant d'appliquer un moment constant au manchon autour de l'axe de rotation. Le manchon change de position au cours du temps. Pour conserver un couple constant, il est impératif d'utiliser un vérin s'appuyant sur le manchon.

## F.2 Solution avec le chargement fixe

La solution avec un chargement fixe est présentée sur la figure F.2.

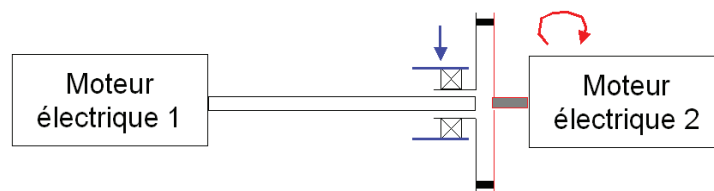


Figure F.2. Schéma de principe du banc d'essai avec chargement fixe.

Le schéma de principe met en évidence deux moteurs électriques et la liaison cannelée :

- l'arbre primaire est lié au moteur électrique 1 ;
- le manchon de la machine électrique est relié à l'arbre primaire par l'intermédiaire de la liaison cannelée ;
- le disque rouge apparaissant sur la figure est fixé au manchon par 6 plots. Ce disque est lié rigidement au moteur électrique 2.

Le mésalignement est appliqué à l'aide du disque rouge qui vient faire pivoter le manchon par rapport à l'arbre primaire. L'excentricité est appliquée par l'arbre bleu lié au manchon par un roulement. Les deux chargements sont fixes lors de la rotation.

### F.2.1 Bilan et choix de configuration

Nous avons regroupé les avantages et les inconvénients des deux configurations du banc d'essai dans le tableau F.3.

La configuration avec la rotation du chargement présente un intérêt en termes de coût lié à la possibilité de fonctionner avec un seul moteur. En revanche, la rotation du chargement va

## F.2. Solution avec le chargement fixe

	Solution avec chargement fixe	Solution avec rotation du chargement
<b>Avantages</b>	Bonne représentativité du système réel  Savoir faire du sous-traitant avec cette conception	Système d'acquisition fixe par rapport au banc  Possibilité d'observer l'amplitude de débattement au niveau du contact  Un seul moteur est nécessaire pour faire fonctionner le banc
<b>Inconvénients</b>	Lourdeur du système d'acquisition en rotation  Deux moteurs sont nécessaires pour faire fonctionner le banc	Impossible d'appliquer une température uniforme au contact  Difficulté d'application du couple  Mouvement de balourd introduit du fait de la rotation du chargement  Cinétique d'évacuation des débris non représentative du système réel

**Figure F.3.** Tableau comparatif des deux systèmes proposés

engendrer une différence fondamentale avec le système réel dans le comportement des débris d'usure. La rotation des cannelures engendre une évacuation des débris par l'effet centrifuge. Lorsque les cannelures sont fixes (cas avec la rotation du chargement), les débris sont moins disposés à être évacués du contact. De plus la rotation du chargement pose un autre problème lié à l'application d'une température homogène dans le contact. Même en utilisant un soufflet en rotation, il sera difficile de conserver une température équivalente en tout point du contact, de par les effets convectifs.

Dans le cas du système avec un chargement fixe, l'inconvénient majeur reste la lourdeur du système d'acquisition des données qui sera nécessairement en rotation avec les cannelures. Nous bénéficions toutefois du savoir faire du sous-traitant qui est confronté aux difficultés de fabriquer de tels bancs d'essais.

Nous avons donc décidé de nous orienter vers la configuration avec un chargement fixe qui nous semble être la meilleure solution pour les besoins de l'étude.