POLLUTION SOLIDE DES LUBRIFIANTS, INDENTATION ET FATIGUE DES SURFACES

Fabrice Ville

▶ **To cite this version:**

Fabrice Ville. POLLUTION SOLIDE DES LUBRIFIANTS, INDENTATION ET FATIGUE DES SURFACES. Sciences de l'ingénieur [physics]. INSA de Lyon, 1998. Français. NNT : . tel-00936456

HAL Id: tel-00936456

https://theses.hal.science/tel-00936456

Submitted on 26 Jan 2014

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.

N°d'ordre 98 ISAL 0085 Année 1998

THESE

présentée

DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

FORMATION DOCTORALE : MECANIQUE
ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE LYON :
MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE (MEGA)

par

Fabrice VILLE
Ingénieur I.N.S.A.L.

POLLUTION SOLIDE DES LUBRIFIANTS, INDENTATION ET FATIGUE DES SURFACES

Soutenue le 16 novembre 1998 devant la Commission d'Examen

Jury :	**M.**	**G.**	**DUDRAGNE**	SNR Roulements - Annecy	
	M.	**R. S.**	**DWYER-JOYCE**	University of Sheffield	
	M.	**L.**	**FLAMAND**	LMC – INSA Lyon	
	M.	**R.**	**FOUGERES**	GEMPPM – INSA Lyon	
	M.	**J.-M.**	**GEORGES**	LTDS – ECL	
	Mme	**G.**	**INGLEBERT**	ISMCM-CESTI	(rapporteur)
	M.	**E.**	**IOANNIDES**	Imperial College	
	M.	**A.**	**LUBRECHT**	LMC – INSA Lyon	
	M.	**D.**	**NELIAS**	LMC – INSA Lyon	
	M.	**B.**	**VILLECHAISE**	Université de Poitiers	(rapporteur)

Cette thèse a été préparée au Laboratoire de Mécanique des Contacts de l'INSA de LYON

à mes parents, à ma sœur et à mon frère,

à ma femme…

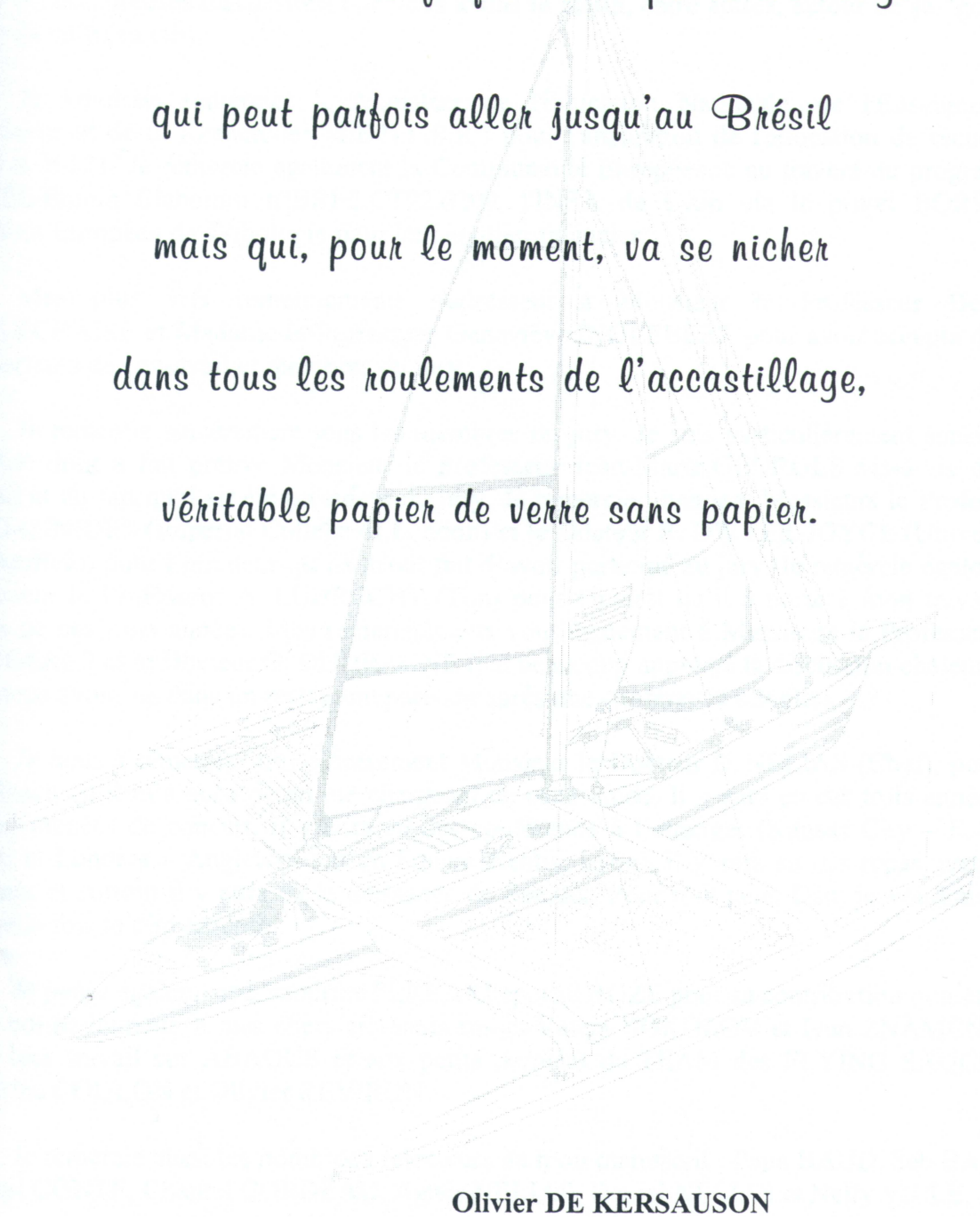
Le vent amène d'Afrique de la poussière rouge

qui peut parfois aller jusqu'au Brésil

mais qui, pour le moment, va se nicher

dans tous les roulements de l'accastillage,

véritable papier de verre sans papier.



Olivier DE KERSAUSON

Tous les océans du monde – 1997

dessin réalisé par Laurent VILLE – octobre 1998

AVANT PROPOS

Je tiens à remercier Monsieur le Professeur Louis FLAMAND (Patron) pour m'avoir accueilli au sein du Laboratoire de Mécanique des Contacts (UMR CNRS-INSA n°5514) de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, pour la confiance qu'il m'a accordée et pour les nombreuses discussions que nous avons le matin, entre autres, autour de sa "grande" tasse de café (au lait).

Je voudrais remercier le Ministère de l'Education Nationale, de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche (M.E.N.E.S.R.) pour l'attribution de l'allocation de recherche n°95-8-20121. Je remercie également la Communauté Européenne au travers du programme BRITE-Euram Elabomm n°BRE2.CT92.0209, l'INSA de Lyon via le projet BQR96 et l'Institut Européen de Tribologie pour leur soutien financier.

Mes plus vifs remerciements s'adressent à Monsieur le Professeur Bernard VILLECHAISE et Madame le Professeur Geneviève INGLEBERT pour avoir accepté d'être rapporteurs de ce travail et membres du jury.

Je remercie sincèrement tous les membres du jury. Je suis particulièrement sensible à l'intérêt dont a fait preuve Monsieur le Professeur Jean-Marie GEORGES vis-à-vis de ce travail et au fait qu'il ait été président du jury. Je remercie vivement Messieurs le Professeur E. IOANNIDES (Imperial College of London) et le Docteur R. DWYER-JOYCE (University of Sheffield) pour l'honneur qu'ils m'ont fait d'avoir participé au jury. Je remercie également Monsieur le Professeur A. LUBRECHT (Ton) pour l'intérêt qu'il a porté à mon travail au cours de ces trois années. Mes remerciements vont également à Messieurs le Professeur R. FOUGERES et le Docteur G. DUDRAGNE (j'ai beaucoup apprécié la discussion chaleureuse que nous avons eu dans un restaurant parisien après une conférence à Senlis).

Je tiens à remercier très sincèrement Monsieur le Docteur D. NELIAS (Chef), pour la confiance qu'il m'a accordé en me chargeant de cette étude. Il y aura eu ces trois années de travail menées de concert, il y aura eu des conférence à l'étranger (Kansas City – E.-U. -, Leeds et Londres – Angleterre) et en France (Senlis, Lyon), il y aura eu des repas avec nos femmes et surtout il y aura eu la naissance de Samuel. Pour tout cela, Dan, je voudrais une nouvelle fois te dire «merci».

Je pense également à Sandrine FERRARI épouse ROZE pour sa contribution numérique et sa bonne humeur, à mes chers étudiants russes Valery SOKOLOV et Ivan ZNAMENSKI pour leur travail sur ABAQUS et aux petits derniers du TEAM des FLYING SAUCERS Sandrine COULON et Olivier REVIRON.

Je remercie aussi les nombreux relecteurs de mon manuscrit : Papa BAUD, Seb BAUD, Michel CONTE, Chantal CORDEAU, Agnès NELIAS, Daniel NELIAS et Nelly VILLE.

Mes sincères remerciements à Monsieur G. TOURLONIAS (le "s" final se prononce), technicien de classe exceptionnelle au laboratoire, pour l'aide précieuse qu'il m'a apporté pour la réalisation des essais. Au fil des manips, des difficultés de la vie, des virées à vélo en 1997, des barbecues et surtout des cafés nous serons devenus je crois de véritables amis.

Je salue bien bas mes potes ITA (je me sens très proche de cette corporation) Pierre AEBY (mon fournisseur de fruits), Michèle BOURGEAT, Anne-Marie COLIN (ma secrétaire préférée), Jean-Michel DUMONT (supervisor), Monique CASSARD, Claude COURTOIS, Sadok GHARIB (mon cher comptable), Claude GODEAU, Lionel LAFARGE, Maryvonne LORMAND (Mamy), Alain PERROT (l'ancien) et Georges ROCHE (renard argenté).

Je tiens à témoigner ma reconnaissance à tous les membres du laboratoire pour l'aide et la sympathie que chacun a manifesté à mon égard.

Enfin, je fais un clin d'œil à tous ces "jeunes" du labo. : Mondher AJMI, Rodolphe ARTERO, Sylvie DESCARTES, Christophe DESRAYAUD, Fatiha LAHMAR, Laurent MAHE, Mario MARCHETTI, Jérôme MOLIMARD, Eric NICCOLINI (mon danseur fou à moi que j'ai), Fabrice PUBILIER, Jean-Philippe RACLOT...Continuez le basket mens sana en copore sano.

Mes remerciements également à Monsieur Sébastien BAUD (Seb) pour le soutien apporté, pour les parties d'AOE et Tekken 3 (tu es vraiment trop fort) et pour le reste. Bon vent vieux frère…

Enfin mes pensées vont tout particulièrement au Docteur Fabrice COUHIER qui était un véritable ami ainsi qu'à Jean-Marie FAYOLLE, qui aujourd'hui ne sont plus.

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS 11

SOMMAIRE 13

NOTATIONS 17

INTRODUCTION GÉNÉRALE 19

CHAPITRE I - CONTEXTE DE L'ÉTUDE 23

1 - Introduction 25

2 - Roulements et lubrification EHD 25

2.1 - Qu'est-ce qu'un roulement ? 25

2.2 - La lubrification élastohydrodynamique 27

2.3 - Les progrès dans les roulements 28

3 - Pollution solide des lubrifiants 30

3.1 - Origine et nature de la pollution 30

3.2 - Revue bibliographique 34

4 - Conclusion 36

CHAPITRE II - OUTILS EXPÉRIMENTAUX ET NUMÉRIQUES 37

1 - Introduction 39

2 - Outils expérimentaux 39

2.1 - Dispositif expérimental 39

2.1.1 - Machine à galets 39

2.1.2 - Banc de pollution 41

2.2 - Consommables 45

2.2.1 - Eprouvettes 45

2.2.2 - Lubrifiant 47

2.2.3 - Polluants 48

2.3 - Procédure expérimentale 51

2.3.1 - Préparation 51

2.3.2 - Réalisation de l'essai 52

2.3.3 - Dépouillement des essais 52
2.4 - Outils de dépouillement 52
3 - Outils numériques 54
3.1 - Théorie 54
3.1.1 - Contact élastohydrodynamique rugueux transitoire 54
3.1.2 - Contraintes dans un espace élastique semi-infini 61
3.2 - Aspects numériques 65
3.2.1 - Schéma de résolution du problème EHD 65
3.2.2 - Méthodes multigrilles et d'intégration rapide 66
3.2.3 - Application aux calculs EHD et des contraintes (figures 2.29 et 2.30) .. 69
4 - Conclusion 70

CHAPITRE III - INDENTATION DES SURFACES 71
1 - Introduction 73
2 - Nombre de particules en suspension dans l'huile 73
3 - Influence de la nature des particules 76
4 - Indentation par des particules ductiles 78
4.1 - Nombre d'indents 78
4.2 - Forme des indents 82
4.3 - Géométrie des particules déformées 88
5 - Discussion sur le processus d'indentation 89
5.1 - Trois processus différents suivant la nature des particules 89
5.2 - Formation de la bosse et du trou avec des particules ductiles 91
6 - Conclusion 92

CHAPITRE IV - FATIGUE DES SURFACES INDENTÉES 95
1 - Introduction 97
2 - Simulations numériques 97
2.1 - Définition des paramètres 98
2.1.1 - Modélisation de l'indent 98
2.1.2 - Conditions de fonctionnement 100
2.1.3 - Paramètres étudiés 101
2.2 - Remarques préliminaires 104
2.2.1 - Trois échelles de défaut 105
2.2.2 - Phénomène de l'indent induit 107

2.2.3 - Récapitulatif des simulations numériques effectuées 108
2.3 - Résultats en régime lubrifié stationnaire (glissement pur) 110
2.3.1 - Influence de la compressibilité du fluide 110
2.3.2 - Influence de la charge 111
2.3.3 - Influence de la vitesse 112
2.4 - Résultats en régime lubrifié transitoire 112
2.4.1 - Roulement pur 113
2.4.2 - Influence du glissement 114
2.5 - Étude comparative d'indents de différentes formes, avec et sans bourrelet . 119
2.3.1 - Rôle du bourrelet (Indents de taille identique) 119
2.3.2 - Influence de la forme des indents (facteur pente) 124
3 - Etude expérimentale 128
3.1 - Procédure expérimentale et conditions de fonctionnement 128
3.2 - Résultats 129
3.3 - Comparaison avec l'étude numérique 132
4 - Conclusion 133

CONCLUSION GÉNÉRALE 137

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 143

ANNEXES 153

NOTATIONS

a : demi-largeur de Hertz

A et B : paramètres du modèle de Dowson-Higginson

a_2 : profondeur de l'indent

E : module d'élasticité du massif

E' : module d'élasticité équivalent

F_{ext} : force normale extérieure appliquée au contact

F_i : force de volume et d'inertie

g : glissement spécifique $(U_1-U_2)/(U_1+U_2)$

g(x',y') : correspond à p(x',y'), t_x(x',y') ou t_y(x',y') suivant la sollicitation de la surface

h : géométrie du film lubrifiant

H : géométrie du film lubrifiant (adimensionnée)

h_{00} : constante d'intégration à chaque instant t

K_f : conductivité thermique du lubrifiant

N : charge normale

p : pression dans le lubrifiant

P : pression adimensionnée

P_{hmax} : pression maximale de Hertz

r : distance de M à M'

$\Re$: écart de géométrie adimensionné

R' : rayon de courbure équivalent $(1/R'=1/R_1+1/R_2)$

Rx1, Rx2 : rayons de courbure des surfaces 1 et 2 dans le sens du roulement

Rz1, Rz2 : rayons de courbure des surfaces 1 et 2 dans le sens perpendiculaire à celui du roulement

S_o : indice de thermoviscosité du modèle de Roelands

t : temps

T : force de frottement

T_{fct} : température de fonctionnement du contact

T_{ref} : température de référence

$t_x(x,y)$: contrainte tangentielle surfacique parallèle à x

$t_y(x,y)$: contrainte tangentielle surfacique parallèle à y

u : variable recherchée

U_1, U_2 : vitesses de surfaces des massifs 1 et 2

u_i : vecteur de déplacement

x : abscisse dans le sens du roulement

X : abscisse adimensionnée

x' : variable d'intégration

x_0 : abscisse pour laquelle le déplacement selon z est nul

y : ordonnée suivant l'épaisseur du film

α : coefficient de piézoviscosité pour la loi de Barus

β : indice de thermoviscosité du modèle de Barus

Δ : laplacien

δ_{ij} : symbole de Kronecker (si i = j, δ_{ij} =1, sinon δ_{ij} =0)

ε : écart combiné de la géométrie par rapport à la surface lisse

ε_{ij} : déformation

ϕ, ξ, ψ : potentiels harmoniques

γ : constante de pression dans la loi de Roelands

φ : angle entre la direction de charge et le vecteur $\overrightarrow{MM'}$

λ, μ : modules de Lamé

λ_H : paramètre hydrodynamique

λ_2 : longueur d'onde du défaut de surface

μ : viscosité dynamique du lubrifiant

μ_o : viscosité à pression ambiante

μ_∞ : constante de viscosité dynamique du modèle de Roelands

ν : coefficient de Poisson du massif

θ : divergence

Θ : constante de température dans la loi de Roelands

ρ : masse volumique du lubrifiant

ρ_0 : masse volumique du lubrifiant à la pression de référence

σ_{ij} : contrainte

$\omega 1, \omega 2$: vitesses de rotation des surfaces 1 et 2

INTRODUCTION GENERALE

Le palier à roulements est un organe mécanique de précision - souvent vital - et partout présent, du vélo à l'avion en passant par l'automobile. On peut compter jusqu'à 50 roulements dans une automobile et environ 800 dans un avion. La fiabilité de ce mécanisme joue un rôle important pour de nombreux systèmes.

La durée de vie et la fiabilité des roulements augmentent constamment. Ces progrès résultent d'une constante amélioration des procédés d'élaboration des aciers, des processus de fabrication et du soin apporté lors du montage. L'amélioration de la propreté inclusionnaire des aciers permet notamment une meilleure tenue mécanique en volume.

Dans le même temps, les exigences sont toujours plus grandes. Les roulements fonctionnent à des températures de plus en plus élevées avec un volume d'huile ou de graisse qui diminue. Par conséquent, la proportion des avaries résultant d'une fatigue initiée en surface augmente. Ces endommagements sont de trois types : grippage, micro-écaillage et écaillage initié en surface. Le grippage est dû principalement à un défaut de lubrification ou à une rugosité de surface trop importante. Aussi, ce type de dommage peut être évité en optimisant la lubrification et le refroidissement ou en améliorant l'état de surface. Le micro-écaillage est provoqué par la présence des rugosités. L'amélioration des états de surface permet également une réduction de ce type d'avarie. Enfin, l'écaillage profond peut être initié en surface par la présence d'un défaut géométrique (d'usinage ou de montage) ou au cours du fonctionnement (indents). Il est aujourd'hui bien établi qu'une particule solide en suspension dans le lubrifiant passant dans un roulement et plus particulièrement entre les corps roulants et les bagues peut indenter les surfaces. La question qui se pose alors est la suivante : est-il possible d'éviter la présence de ces particules indésirables, et si cela est impossible, quelles en sont les conséquences en terme de durée de vie ?

Les lubrifiants utilisés contiennent de nombreux polluants avant même leur mise en service. Ces polluants sont présents dans les huiles neuves ou introduits lors de la fabrication ou des opérations de montage. En service, de nouveaux polluants sont produits soit par le rodage et l'usure, soit par ingestion de l'extérieur selon l'étanchéité des joints et l'environnement de fonctionnement. Enfin, il arrive aussi que les polluants pénètrent dans le système lors des opérations de maintenance. Ces particules ont généralement un diamètre (jusqu'à 50 µm) bien supérieur à l'épaisseur du film de lubrifiant dans un contact élastohydrodynamique ou EHD (inférieure à 1 µm). Des particules sont donc susceptibles d'indenter les surfaces et de conduire à la fatigue du mécanisme.

Des filtres sont habituellement utilisés pour atténuer ces risques. Malheureusement, la filtration n'élimine pas complètement le problème car les petites particules ne sont pas toutes arrêtées. Les filtres automobiles laissent par exemple passer des particules dont la taille peut atteindre 40 µm. De plus, l'utilisation de filtres ultrafins, qui pourraient encore réduire la taille des particules susceptibles de passer, n'est pas souhaitable. En effet, ils provoquent des pertes de charges et se colmatent assez rapidement. La pollution solide des lubrifiants est donc un sujet d'actualité.

L'étude présentée ici tente de répondre à un certain nombre de questions liées à la présence de corps solides en suspension dans les lubrifiants. Quelle est la probabilité de passage d'une particule solide dans un contact EHD ? Quelles sont les dimensions de l'indent ainsi produit ? Existe-t-il une taille de défaut de surface tolérable en terme de durée de vie ? Telles sont les questions que nous nous posions au début de cette étude.

Nous posons le problème dans le premier chapitre. Après quelques rappels sur les paliers à roulements et la lubrification élastohydrodynamique, nous discuterons de la propreté des lubrifiants et plus spécifiquement des conséquences de cette pollution sur la durée de vie. Enfin, nous analyserons les principaux travaux publiés dans ce domaine.

Dans le deuxième chapitre, nous exposons l'ensemble des moyens mis en oeuvre ainsi que les procédures utilisées. Il s'agit d'une part des dispositifs expérimentaux (machine à galets, banc de pollution, ...) et d'autre part des outils numériques.

Nous abordons l'indentation des surfaces dans le troisième chapitre. Nous discuterons tout d'abord de la probabilité de passage d'une particule solide dans un contact EHD, puis nous décrirons les mécanismes d'indentation et en particulier le nombre, la taille et la forme des indents ainsi produits. C'est un travail principalement expérimental. Connaissant le nombre et la géométrie des indents susceptibles d'être rencontrés dans la réalité, il est désormais possible de s'intéresser à l'endommagement de surface dont un indent pourrait être à l'origine.

Enfin, le quatrième chapitre est consacré à la fatigue des surfaces indentées. Il se décompose en deux parties. Tout d'abord, un ensemble de simulations numériques est présenté pour illustrer l'effet du passage d'un indent sur le niveau de contraintes rencontré dans le matériau. Finalement, le résultat des simulations numériques est confronté à celui de quelques expériences réalisées pour la circonstance.

CHAPITRE I

CONTEXTE DE L'ÉTUDE

1 - INTRODUCTION

2 - ROULEMENTS ET LUBRIFICATION EHD

3 - POLLUTION SOLIDE DES LUBRIFIANTS

4 - CONCLUSION

1 - INTRODUCTION

Pour bien évaluer l'importance de l'étude de la pollution solide des lubrifiants des contacts EHD, il convient d'en établir le contexte. Cela passe par la présentation des roulements et de leur régime de lubrification, la description des différents polluants rencontrés et par une revue des différentes études existantes.

2 - ROULEMENTS ET LUBRIFICATION EHD

Les roulements sont parmi les mécanismes lubrifiés les plus utilisés.

2.1 - QU'EST-CE QU'UN ROULEMENT ?

Historique

L'homme a toujours cherché à réduire les pertes par frottement pour réaliser des économies. L'apparition de la roue dans l'Antiquité a permis par exemple le transport de lourdes charges. Toutefois la roue était en liaison directe avec son axe. Une usure importante limitait donc considérablement la durée de vie de l'essieu. L'introduction de graisse entre l'axe et la roue a permis d'en réduire l'usure.

Léonard de Vinci (1452-1519) a probablement été le premier tribologue. Il a en effet étudié le frottement et a introduit la notion de coefficient de frottement et de lubrification. Dans un de ses livres intitulés CODEX apparaît pour la première fois un croquis de roulement possédant une cage pour éviter le contact entre les corps roulants (figure 1.1). La plupart des roulements actuels possèdent une cage mais celle-ci n'existe que depuis une soixantaine d'années. Léonard de Vinci semble donc être l'inventeur du roulement.

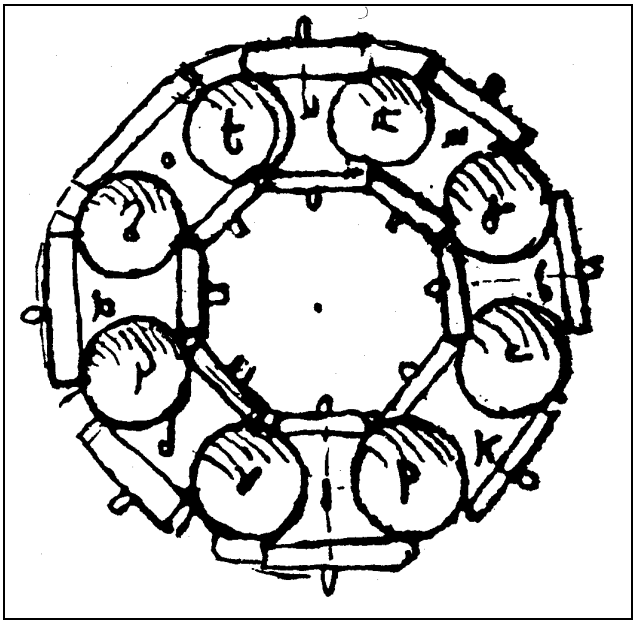


Figure 1.1 : Roulement à billes de Léonard de VINCI [27]

Malgré les études de Léonard de Vinci, les avancées n'ont pas été spectaculaires et il faut attendre le milieu du XVI^{ème} siècle pour voir l'apparition des paliers lubrifiés. Mais c'est avec la révolution industrielle et la nécessité d'avoir des paliers de plus en plus performants que les techniques se développent. Les roulements à rouleaux et à billes firent alors leur apparition. Les premiers brevets datent de la fin du XVIII^{ème} siècle. A cette époque, la qualité des roulements laisse à désirer et il faudra attendre la fin du XIX^{ème} siècle pour avoir de nettes

améliorations dans la fabrication. Ce n'est qu'avec le développement de l'automobile que le roulement connaîtra son véritable essor.

Le roulement actuel a obtenu sa forme définitive dès le début du XX^{ème} siècle. Les améliorations qu'il a connues au cours de ce siècle portent sur les matériaux, les processus de fabrication et de montage ainsi que sur la lubrification.

Définition

Le roulement est un organe qui permet une liaison mobile entre deux éléments en rotation l'un par rapport à l'autre. Sa fonction est d'autoriser une rotation relative des éléments sous charge, avec une grande précision et un frottement réduit.

Il se présente sous la forme d'un assemblage de plusieurs composants (figure 1.2) :

- les deux bagues (1a – 1b). L'une est liée au bâti, l'autre à l'arbre. Elles supportent le chemin de roulement ;
- les corps roulants (2) (billes, rouleaux, cônes) qui donnent son nom au roulement et permettent le déplacement relatif des deux bagues ;
- la cage (3) qui sépare les corps roulants.

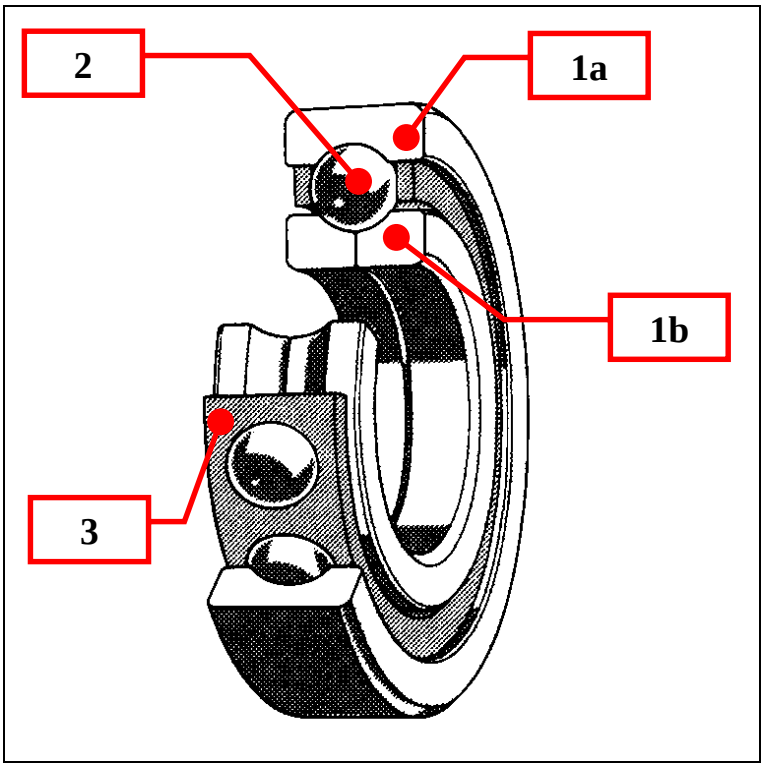


Figure 1.2 : éléments d'un roulement

La plupart des roulements actuels sont lubrifiés soit à l'huile, soit à la graisse. Deux régimes de lubrification sont observés à l'intérieur d'un roulement :

- le régime hydrodynamique entre corps roulants et cage et entre bagues et cage ;
- le régime élastohydrodynamique entre les corps roulants et les bagues.

2.2 - LA LUBRIFICATION ELASTOHYDRODYNAMIQUE

La présence d'huile dans le contact entre les éléments roulants et les bagues joue le rôle de film intercalaire, c'est le "troisième corps". Son rôle est important car il permet :

- l'accommodation des vitesses entre les premiers corps,
- la transmission de la charge normale,
- l'évacuation des calories produites dans le contact,
- l'évacuation des corps étrangers comme l'usure par exemple.

Le régime EHD qui existe dans ce contact est caractérisé par une géométrie non conforme des surfaces qui conduit à une aire de contact faible. De ce fait, les pressions générées dans le contact sont élevées ; sous l'effet de la piézoviscosité du lubrifiant, (variation de la viscosité en fonction de la pression) les surfaces se déforment. La figure 1.3 représente la géométrie déformée de la surface, qui correspond donc à l'épaisseur du film d'huile dans le contact ainsi que le champ de pression associé.

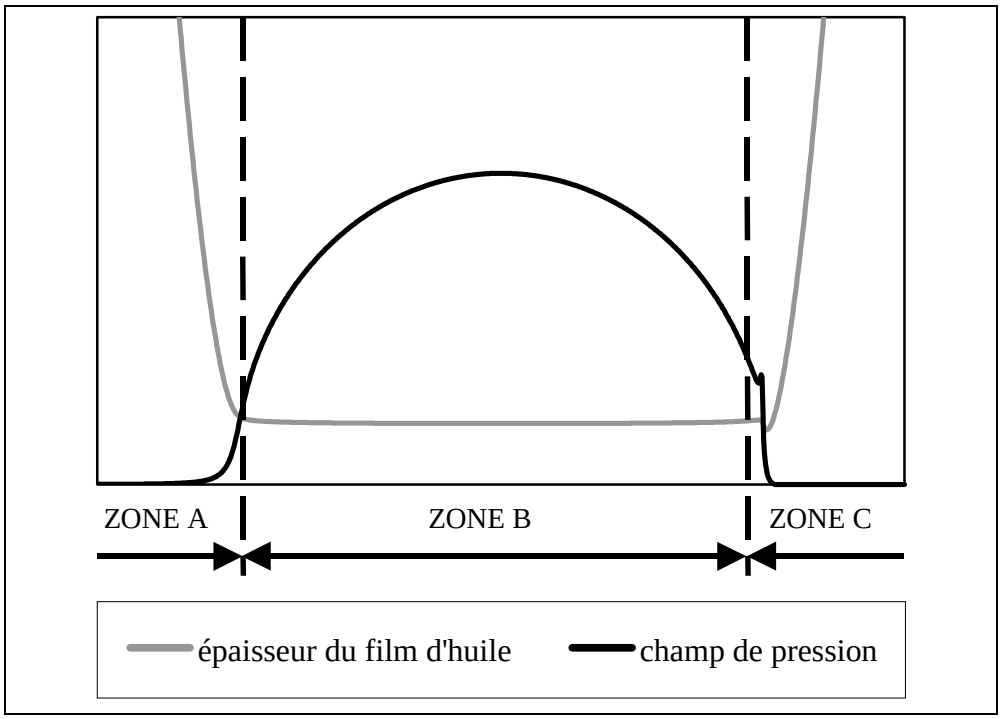


Figure 1.3 : trois zones dans le contact EHD

Le contact EHD est divisé en trois zones :

- la zone A : elle correspond à l'entrée du contact. Les surfaces forment un convergent et sous l'effet hydrodynamique (phénomène d'entraînement et d'écrasement), il y a génération de pression dans le lubrifiant. Cette zone est caractérisée par la piézoviscosité du lubrifiant et les effets hydrodynamiques.
- la zone B : elle correspond à la zone haute pression. C'est dans cette partie que l'essentiel de la charge normale est transmise. De part la pression, le lubrifiant devient hypervisqueux. De ce fait, l'huile va déformer les surfaces et former un plateau central.
- la zone C : elle correspond à la sortie du contact. Les surfaces forment un divergent et la dépression ainsi créée expulse le lubrifiant hors du contact. Comme le débit d'huile doit être conservé, une restriction apparaît à la sortie du contact.

La compréhension du contact EHD est récente. Il faut néanmoins souligner que les études de Hertz (1881) [38] et de Reynolds (1886) [65] sont les éléments de base de la résolution du contact EHD. En effet, Hertz apporte les premiers calculs concernant la déformée de massifs semi-infinis et entre autres la résolution du contact ellipsoïde/plan en l'absence de lubrifiant. Reynolds quant à lui, publie l'équation qui porte son nom et qui permet de calculer le champ de pression en présence de lubrifiant.

En 1920, Martin [56] et Gümbel [31] publient des travaux sur les conditions de lubrification des engrenages. En utilisant l'équation de Reynolds, ils parviennent à calculer l'épaisseur du film d'huile séparateur entre les surfaces des dents des engrenages. Néanmoins, ce calcul apparaît comme très approximatif. En effet, l'épaisseur du film d'huile correspond à l'amplitude des rugosités et pourtant aucune détérioration des éléments n'apparaît. En fait, il faut attendre les travaux de Ertel [24] et Grubin [30] pour avoir une meilleure résolution de ce problème. En utilisant la loi de Barus [4] sur les effets piézovisqueux du lubrifiant et la déformée calculée par la théorie de Hertz, ils parviennent à des épaisseurs d'huile plus en accord avec la réalité. Ces études sont les bases de la théorie EHD.

Il faut attendre 1949 et Petrusevich[64] pour avoir la première résolution numérique du problème EHD. Cette solution présente un pic de pression à la sortie du contact, pic qui s'appelle désormais « pic de Petrusevich ». En 1966, Higginson et Dowson [14] publie un ouvrage qui donne l'épaisseur du film d'huile en fonction des conditions de fonctionnement et pour un contact cylindre/plan ou linéique. En 1976-1977, Hamrock et Dowson [36, 35, 34, 37] apportent le même type de résultats mais pour un contact ellipsoïde/plan. Ces deux derniers travaux sont très utiles car ils fournissent des formules simples de mise en œuvre pour le calcul des épaisseurs de film d'huile. Cheng [32] apportera à tous ces résultats l'aspect thermique pour la première fois par l'intermédiaire d'un coefficient correcteur toujours utilisé.

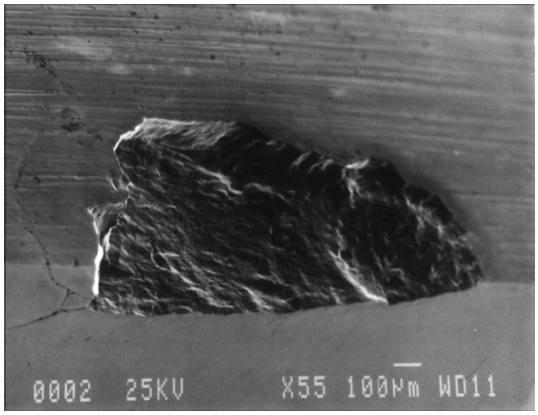
L'avènement de moyens de calculs toujours plus puissants a permis de travailler sur des problèmes encore plus pointus. Ainsi la prise en compte des rugosités de surface, de la thermique et de la rhéologie des lubrifiants ainsi que des problèmes d'alimentation en huile du contact a permis de faire d'importants progrès dans la compréhension des phénomènes EHD.

Le point commun entre tous ces problèmes est la complexité des équations à résoudre. Par exemple, dans le cas de rugosités, des approximations étaient nécessaires [5] pour s'affranchir des termes transitoires. Mais grâce à la technologie et aux méthodes numériques développées par Lubrecht [53, 51], il a été alors possible de résoudre le problème complet. Les travaux sur la rugosité sont abordés numériquement (Couhier [12],Venner [71, 72, 69]) et peuvent être confirmés par des résultats expérimentaux entre autres menés par Kaneta [44]. Le problème de la sous-alimentation est également posé. En effet plus de 80% des roulements actuels sont graissés. Or la graisse a tendance à être rejetée sur les bords du contact et donc à provoquer un manque de lubrification du contact. Les travaux récents de Chevalier [11] ont permis d'approcher numériquement les observations effectuées par Cann et al. [8] et donc de mieux en comprendre les mécanismes.

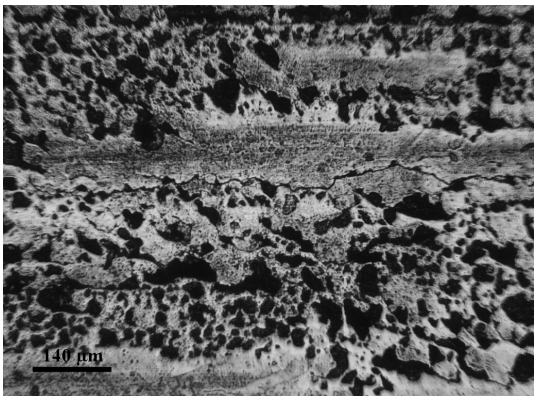
2.3 - LES PROGRES DANS LES ROULEMENTS

La compréhension du contact EHD n'est qu'un des maillons de la chaîne dans l'amélioration des performances des roulements. En considérant que de très grands progrès ont été effectués dans le choix et l'élaboration des matériaux ainsi que dans la fabrication et le montage des roulements, il reste néanmoins un nombre important de défaillances. Il apparaît en fait que les endommagements sont aujourd'hui principalement initiés en surface et non plus dans le volume comme par le passé [58]. La fatigue de roulement est une des principales causes d'endommagement de surface. Deux échelles sont identifiées :

- à l'échelle du contact, l'écaillage (figure 1.4) qui peut être formé à partir de la zone de Hertz (propagation de fissures initiées dans le volume) ou de la surface (amorçage à partir de la surface).
- à l'échelle des rugosités, le micro-écaillage (figure 1. 4) qui correspond à des micro-fissures et des micro-écailles.



écaille



micro-écailles

Figure 1.4 : endommagements dus à la fatigue de roulement

En fait, l'appréhension des phénomènes d'endommagements passe par la compréhension de l'initiation et de la propagation des défauts dans le matériau. Le niveau de contraintes dans le matériau apporte déjà des éléments de réponses [16]. Il est d'ailleurs noté une compétition entre la fatigue de roulement initiée en sous-couche au voisinage de micro-hétérogénéités et celle initiée en peau au voisinage de défauts de surface, qui chacun agissent comme des concentrateurs de contraintes (figure 1.5 [60]). Il est également constaté que le niveau de chargement, l'intensité du frottement et le sens d'inclinaison des fissures initiées par rapport au frottement sont des facteurs aggravants dans la fatigue de roulement.

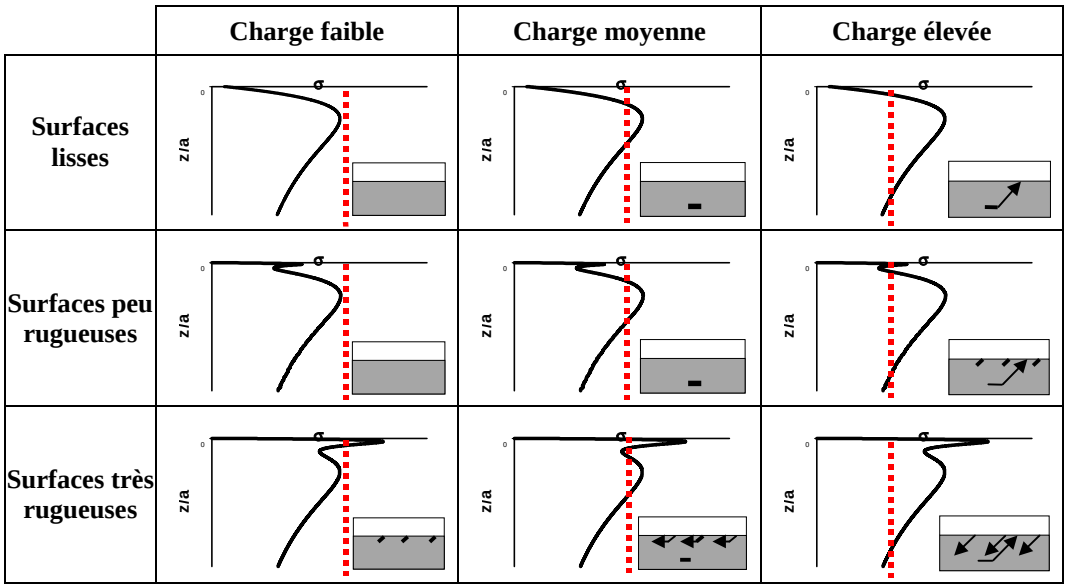


Figure 1.5 : compétition entre volume et surface[60]

Il faut enfin rappeler que l'endommagement des surfaces lisses peut être initié par la présence d'hétérogénéités dans le matériau du type inclusions qui va conduire à l'initiation de fissures et par conséquent à l'endommagement (papillons de fatigue [81]).

Ainsi l'étude du contact EHD permet de mieux comprendre les défaillances de roulements. En couplant cette étude avec celle des endommagements liés à la fatigue de roulement, il est alors possible d'expliquer la quasi majorité des endommagements rencontrés. Néanmoins un facteur n'a pas encore été abordé de façon suffisamment importante, il s'agit de la pollution des lubrifiants.

3 - POLLUTION SOLIDE DES LUBRIFIANTS

Un polluant est une substance non désirée qui peut conduire à la détérioration d'éléments de mécanismes. Pour bien appréhender le rôle de la pollution solide des lubrifiants, il convient tout d'abord d'identifier l'origine, la nature et la forme des polluants.

3.1 - ORIGINE ET NATURE DE LA POLLUTION

La pollution peut être liquide, gazeuse ou solide. Cette étude ne s'intéressera qu'à la pollution solide des huiles.

Elle peut avoir cinq origines principales. Il s'agit de la pollution :

- présente dans une huile neuve comme en témoigne le graphique à la figure 1.6 ;
- due à la fabrication. Lors des usinages, il arrive que des copeaux ou encore des particules issus des outils coupants ou des meules de rectification restent dans le mécanisme ;
- générée. Lors du fonctionnement du dispositif, des particules d'usure se forment à partir des composants en mouvement. Il peut y avoir également de la pollution due à l'oxydation et à la décomposition du lubrifiant ;
- ingérée de l'environnement. Cela provient d'une étanchéité insuffisante, des filtres qui n'éliminent pas toutes les particules (des filtres de taille absolue 40 µm sont utilisés dans l'automobile) ou encore de l'ouverture des réservoirs ;
- ingérée lors des opérations de maintenance. Cela se produit lors des démontages et remontages des pièces ou lors des pleins et appoints en lubrifiants.

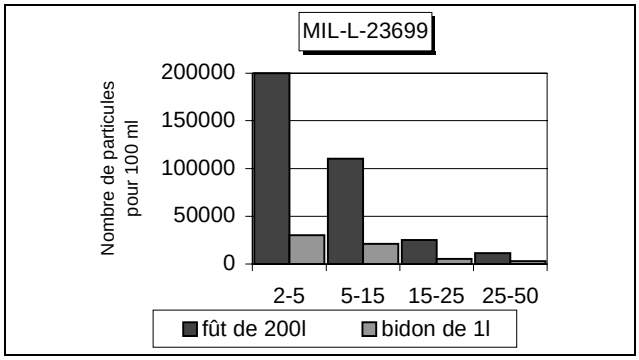


Figure 1.6 : pollution d'une huile neuve

Procédure d'analyse d'huile

Elle repose sur l'étude du lubrifiant prélevé directement sur le mécanisme. De nombreux problèmes peuvent apparaître lors du prélèvement, comme l'ajout de particules issues de l'atmosphère ambiante.

L'échantillon est analysé en utilisant diverses techniques. L'analyse peut être découpée en quatre catégories :

- examens physico-chimiques ;
- comptage de particules ;
- examens spectrométriques ;

- examens ferrographiques.

Les examens physico-chimiques permettent de vérifier l'état de l'huile utilisée. Ils passent entre autres par une mesure de :

- la viscosité qui permet entre autres de détecter un échauffement important de l'huile ;
- la teneur en eau par chromatographie en phase gazeuse. Il est alors possible de détecter une éventuelle infiltration de l'extérieur ;
- l'acidité et de la basicité de l'huile par TAN (Total Acidity Number) et TBN (Total Basicity Number). Ceci permet de connaître le niveau de dégradation de l'huile. En effet la précipitation ou la destruction de certains additifs conduit à l'acidification de l'huile par exemple.

Le comptage de particules présentes dans l'huile donne des informations sur le niveau d'usure d'un mécanisme. En effet il est maintenant bien établi que la vie d'un mécanisme peut se lire sur sa courbe d'usure (figure 1.7). La première partie correspond au rodage du mécanisme. Le volume d'usure est important mais va toujours en diminuant. Cette zone est suivie par un plateau qui correspond au fonctionnement normal du mécanisme. L'usure est faible. Enfin la troisième partie témoigne d'une augmentation rapide du volume d'usure. Il s'agit de la fin de vie du mécanisme et la rupture d'un ou plusieurs éléments est proche. Il apparaît donc clairement que le suivi de la quantité de polluants solides présents dans le mécanisme peut donner des informations capitales sur son état de santé.

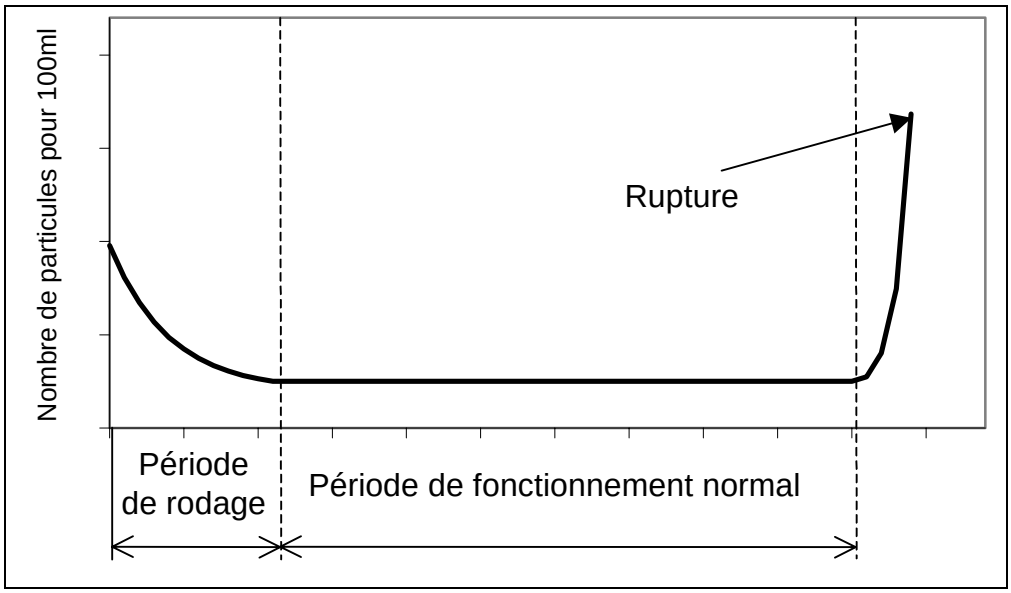


Figure 1.7 : vie d'un mécanisme

Plusieurs techniques de comptage sont utilisées. Le premier type est le comptage en ligne. Il consiste à placer un compteur directement branché sur le circuit de lubrification. Ainsi toute intrusion extérieure est évitée lors des comptages. Le deuxième type est le comptage par prélèvement. Plus délicat à mettre en œuvre pour les raisons déjà exposées, il est couplé très souvent à l'analyse des particules polluantes puisqu'il utilise la filtration sur membranes ou la ferrographie analytique.

Les examens spectrométriques menés sur une huile permettent de connaître la composition chimique des particules présentes. Ces particules peuvent provenir :

- de l'usure des pièces en mouvement. Les éléments alors détectés seront le fer, le cuivre, le plomb, le nickel, le chrome… ;

- de l'extérieur du mécanisme. Le silicium sera alors particulièrement recherché durant l'analyse ;
- des additifs de détergence, de dispersivité, des anti-oxydants et anti-usures contenus dans l'huile vierge.

Enfin la ferrographie qui est de deux types :

- à lecture directe. Elle donne un indice de sévérité d'usure ;
- analytique. Elle est utilisée pour obtenir des informations sur la forme, la taille et la nature des particules métalliques présentes dans l'huile.

Elles utilisent le même principe de base. Il consiste à faire s'écouler l'huile sur une plaquette disposée au-dessus d'un champ magnétique. Les particules se déposent alors suivant leur taille. L'analyse de la plaquette permet de déterminer la nature des diverses particules.

Il apparaît ainsi que l'ensemble de ces techniques permet de connaître le niveau d'usure d'un mécanisme mais aussi la quantité et la nature des polluants présents. Cette technique de l'analyse d'huile prend aujourd'hui un rôle important dans le domaine de la maintenance. En effet en effectuant des prélèvement réguliers, il est possible de connaître avec précision l'état de fonctionnement du mécanisme exploré. Les opérations de maintenance ne sont alors effectuées que lorsque cela est nécessaire et non systématiquement comme cela se fait habituellement. Par exemple, il est possible de déterminer si le joint de culasse d'un moteur est en fin de vie. En effet par la détection d'eau dans l'huile couplée à la présence de sodium ou de bore (éléments constitutifs du joint), le diagnostic est établi avec certitude.

Dans le travail mené sur le rôle de la pollution solide des lubrifiants, l'analyse d'huile est en fait un outil qui permet d'obtenir le type de particules rencontrées dans les mécanismes lubrifiés.

Types de particules

Des études menées sur des huiles utilisées dans des applications aéronautiques [57] ont montré qu'il y avait une grande diversité de particules polluantes (tableau 1.1).

Type	Source	Génération
Particules métalliques (Fe, Cu, Al…)	usinage, montage	très importante pour les pièces neuves
	usure, avaries	importante en période de rodage
Carbures (B_4C, SiC, …)	usinage	faible et limitée aux pièces neuves
Minéral (Si…)	interne : sable de fonderie	faible et limitée aux pièces neuves
	externe : ingestion en fonctionnement ou durant la maintenance	faible à très importante (fonction de l'environnement et du type de moteur)
Oxydes et sulfures métalliques	corrosion de surface, des particules en suspension	tout au long de la vie du mécanisme (fonction de la température et des réactifs chimiques présents dans le lubrifiant)

Tableau 1.1 : pollutions présentes dans les turbines aéronautiques

Ces polluants ont des formes très variées. Hunt [39] propose de les classer en sept familles présentées dans le tableau 1.2. Il apparaît que ce classement basé sur la forme des particules permet également de déterminer l'origine de ces particules. Il constate que la taille des particules va de moins de 1 µm à près de 2 mm.

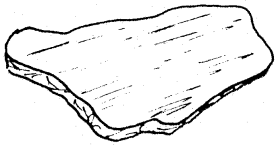
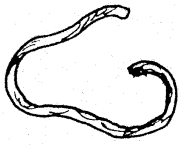
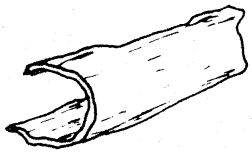
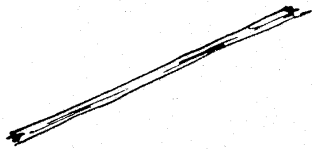
Forme	Schéma	Origine
Sphères		agglomération et fusion de débris métalliques d'usure
Ovoïdes déformés lisses (galets)		poussières (quartz, silice…) issues de l'extérieur
Gros morceaux et pavés		particules métalliques produites par la fatigue des surfaces
plaquettes et écailles		particules métalliques produites lors du rodage ou d'une usure dite normale
boucles, copeaux et lamelles		particules produites lors de l'usinage ou par « labourage » de la surface
rouleaux		particules étant à la fois des copeaux et des écailles
brins et fibres		particules non métalliques en général issues d'une atmosphère polluée

Tableau 1.2 : forme des particules

Pour terminer sur les types de particules polluantes présentes dans les huiles, il convient de rappeler les travaux de Akl et Kalifha [2, 3]. A partir de l'analyse des huiles utilisées lors d'essais sur une machine à galets qui simule un contact hertzien lubrifié, ils effectuent une classification des particules (tableau 1.3). Ce classement a été défini à partir des spécificités en forme, taille et quantité dues aux conditions de fonctionnement. Ces quatre classes correspondent aux périodes de rodage, de fonctionnement normal, de transition et de rupture du mécanisme.

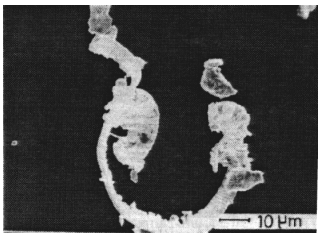
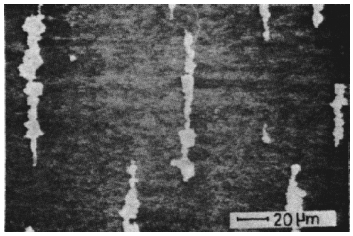
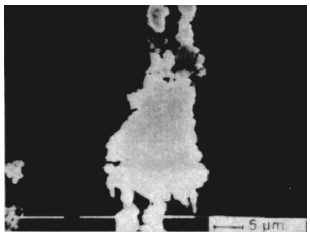
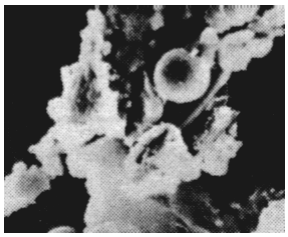
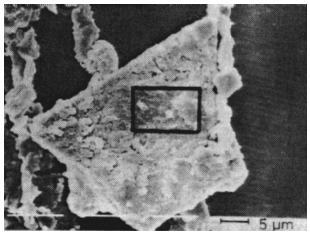
Famille	Photo	Caractéristiques
R		- particules issues du rodage - dimension jusqu'à 50 µm - correspond à l'adaptation des surfaces
N		- particules d'usure par frottement - dimensions de 5 à 20 µm - apparition après le rodage
U		- formes plates et sphériques - dimensions de 25 à 60 µm - les particules U correspondent à la formation des fissures - les particules $\overline{U}$ apparaissent après les U pour des déformations importantes des surfaces accompagnées d'effets thermiques - les particules U^* indiquent une fissuration plus profonde - détermine le début de la transition vers une usure plus sévère et correspond à l'apparition d'avaries
$\overline{U}$		
U^*		
G et S	particules produites lors du grippage	

Tableau 1.3 : Familles de particules d'après AKL et KHALIFA

Il a pu être constaté que de nombreux types de particules polluantes (forme, taille, nature…) sont présents dans les mécanismes. Dans la suite de ce travail, il ne s'agit pas d'étudier toutes les particules mais plutôt d'établir des tendances sur leur rôle dans l'indentation et la fatigue des surfaces.

3.2 - REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

Les études développées sur la pollution des contacts EHD peuvent être subdivisées en deux catégories. Il y a tout d'abord celles qui s'intéressent au comportement et à

l'endommagement du mécanisme complet. Ensuite, il y a celles qui portent sur le contact EHD. Celles-ci sont de deux types : expérimental et numérique.

Études sur mécanismes

Les dispositifs pour étudier la pollution sont souvent constitués de roulements à billes, à rouleaux ou de butées. Ces études consistent souvent à élaborer une solution polluée par plusieurs types de particules, à identifier les endommagements induits et à mesurer la durée de vie du roulement.

Ainsi Fitzimmons [25] établit qu'un roulement à rouleaux coniques fonctionnant dans un milieu pollué de particules dont la taille est supérieure à l'épaisseur du film d'huile va se détériorer. Au cours de ses essais il a également montré que le niveau d'usure du roulement est également lié à la nature des particules. Loewenthal [48] a aussi effectué des essais avec une solution de trois polluants différents (Arizona Fine Test Dust, acier et carbone) et un roulement à billes. L'objectif de son étude était d'établir le rôle important que joue la filtration sur la durée de vie d'un mécanisme en milieu pollué. Il montre ainsi que plus la filtration est efficace et plus la durée de vie augmente. Dans une deuxième série de travaux [49] menés avec des roulements à billes à gorge profonde, il confirme que la filtration peut doubler la durée de vie des roulements et montre également que les filtres centrifuges utilisés dans l'aéronautique ont une efficacité comparable à des filtres absolus de 30 µm.

Les principaux endommagements observés et liés à la pollution ont pour origine des indents. Ces trous sont formés à la surface des massifs lors du passage des particules. La fatigue initiée à partir de l'indent a fait l'objet d'études spécifiques. Elles consistent à indenter préalablement la surface des roulements soit artificiellement par indenteur [50], soit naturellement à l'aide de polluants [62] et à conduire les essais jusqu'à la rupture. Cela a permis d'établir que l'augmentation de la profondeur et de la largeur des indents diminue la durée de vie. D'autres auteurs [10, 63] ont cherché à déterminer le rôle de la nature des polluants sur la fatigue des roulements. Ainsi, ils ont effectué des tests avec divers polluants (SiC, Al_2O_3…) et ont montré que les carbures causent l'usure sévère la plus importante.

Enfin, pour ce qui est des mécanismes, il faut souligner que Tallian diagnostique, dans son « Atlas of failure » [68], un certain nombre d'avaries dues à la pollution des lubrifiants. Il confirme ainsi la nocivité des polluants présents dans le lubrifiant.

Études EHD

Pour mieux comprendre les mécanismes en jeu, de nombreux auteurs se sont intéressés au contact ponctuel lubrifié. Le principal dispositif utilisé est de type "bille-plan". Il s'agit de charger une bille en rotation sur un disque en verre ou en saphir. Il est alors possible de visualiser le contact et de mesurer l'épaisseur du film lubrifiant par interférométrie optique. Ce dispositif est utilisé couramment pour étudier le contact EHD lisse [29].

Les expériences menées sont de deux types :

- étude de l'indent dans son passage dans le contact,
- étude du passage des particules.

Wedeven [13, 85, 86] dans les années 70 puis Kaneta [44, 41, 42] dans les années 80 ont employé un dispositif bille-plan pour observer le transit d'un indent dans un contact EHD. Ils ont indenté la surface de leur bille et ainsi pu suivre la progression de l'indent dans le contact et l'effet de ce dernier sur l'épaisseur du film d'huile. Ils montrent par exemple le rôle important que jouent les conditions de fonctionnement. En effet, la présence de glissement conduit à une modification importante de l'épaisseur du film d'huile autour et au niveau de l'indent. Ils signalent d'ailleurs que cette modification va se traduire par une augmentation des contraintes et donc par une augmentation du risque de fatigue.

L'approche qui consiste à suivre les particules dans le contact nécessite un dispositif équipé d'une caméra rapide. En effet, une particule passe dans le contact en moins d'une milliseconde. Wan [82] a pu ainsi mettre en évidence la déformation des particules de cuivre ainsi que le passage des grosses particules, c'est-à-dire celles dont la taille dépasse l'épaisseur du film d'huile. Dwyer-Joyce [20, 22, 18] a procédé à une étude plus systématique en utilisant des polluants de natures et de tailles différentes. Il a ainsi établi une classification des particules (ductiles, fragiles, dures-fragiles) en fonction de leur comportement dans le contact et de la forme des indents qu'elles produisent. Cann [7] a, par la suite, apporté le calcul de la pression supportée par les particules lors de leur passage dans le contact.

Ces études expérimentales ont souvent permis de confirmer les études numériques menées par ailleurs. De nombreux auteurs ont calculé le champ de pression lié à la présence d'un indent [1, 23, 28, 33, 45, 83, 84, 87, 88, 89]. Ils ont ainsi pu établir le champ de contraintes dans le massif et montrer que l'indent joue le rôle d'amplificateur des contraintes.

4 - CONCLUSION

Comme le montrent les différentes études menées, la compréhension du rôle de la pollution solide sur la fatigue des surfaces se décompose en cinq étapes :

(a) **détermination des particules présentes**. En effet, il convient tout d'abord de connaître la concentration, la taille, la forme et la nature des particules présentes dans le lubrifiant du mécanisme étudié. Ceci doit permettre par la suite d'établir un niveau de risque de fatigue dû à la pollution présente.

(b) **entrée ou non des particules dans le contact**. Il s'agit d'évaluer le taux d'entrée des particules dans le contact à partir de la concentration dans le volume.

(c) **déformation ou fragmentation des particules dans l'entrée du contact**. Cette étape conditionne directement la suivante.

(d) **indentation des surfaces**. La création du trou, de l'indent est directement liée à la nature et à la forme des particules. Cet indent créera par la suite des surcontraintes dans le matériau. Aussi, il semble important de pouvoir associer un type d'indent à un type de particules.

(e) **fatigue des surfaces**. La présence de l'indent n'est pas dommageable en elle-même. En fait, c'est la fatigue résultante qui va provoquer la ruine du mécanisme. Il est donc primordial de pouvoir déterminer si un indent va conduire ou non à la fatigue de la surface.

L'analyse du niveau de pollution d'une huile doit permettre à terme d'évaluer le niveau de risque encouru. Il peut très bien être envisagé qu'un utilisateur constatant la présence de particules polluantes à une certaine concentration pourra déduire la durée de vie de son mécanisme. L'étude présentée ici n'a pas cette ambition. Elle va porter sur les points (b), (c), (d) et (e) et tenter d'apporter des réponses sur le taux d'entrée des particules, le devenir de celles-ci, la forme des indents créés et leur rôle sur la fatigue des surfaces.

CHAPITRE II

OUTILS EXPERIMENTAUX ET NUMERIQUES

1 - INTRODUCTION

2 - OUTILS EXPÉRIMENTAUX

3 - OUTILS NUMÉRIQUES

4 - CONCLUSION

1 - INTRODUCTION

L'étude expérimentale a été menée sur une machine à galets. Un banc de pollution lui a été adjoint pour avoir des niveaux contrôlés de pollution. Dans le même temps, un dispositif original de dépouillement vidéo qui fait appel aux techniques de traitement d'images a été développé.

Parallèlement aux essais expérimentaux, des simulations numériques ont été menées. Les calculs ont pour objectif d'évaluer l'évolution du champ de contraintes dans un contact EHD indenté. Deux codes de calculs ont été utilisés et complétés pour mener à bien cette étude. Basés sur les théories classiques de l'EHD rugueux transitoire isotherme et du calcul du champ de contraintes, ils utilisent les techniques multigrilles et d'intégration rapide.

Les dispositifs ainsi que les procédures d'essais mis en place sont présentés dans une première partie. Dans une deuxième partie, la théorie est décrite et les techniques numériques utilisées sont brièvement rappelées.

2 - OUTILS EXPERIMENTAUX

2.1 - DISPOSITIF EXPERIMENTAL

2.1.1 - MACHINE A GALETS

2.1.1.1 - PRINCIPE DE LA MACHINE

Les essais ont été effectués sur la machine à galets disponible au laboratoire [26]. Cette machine reproduit les conditions de fonctionnement du contact entre les dents d'un engrenage ou entre la bille et la piste d'un roulement à billes. En effet, ce contact peut être simulé par deux galets d'axes parallèles et de géométrie équivalente (figure 2.1).

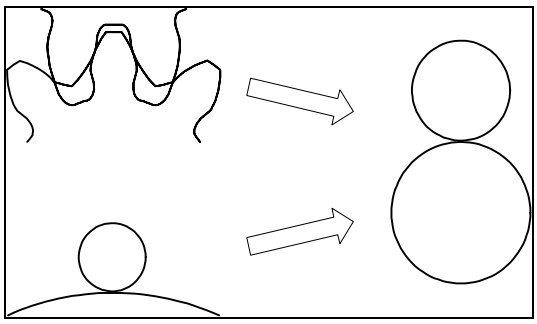


Figure 2.1 : Géométrie équivalente

Les paramètres qui gouvernent le contact (figure 2.2) sont alors imposés et/ou mesurés.

Ils correspondent :
- à la géométrie des éprouvettes,
- à la microgéométrie des pistes,
- aux vitesses des surfaces,
- à la charge normale et la force de frottement,
- au débit et la température du lubrifiant.

La gamme de variation de ces paramètres est donnée dans le tableau 2.1.

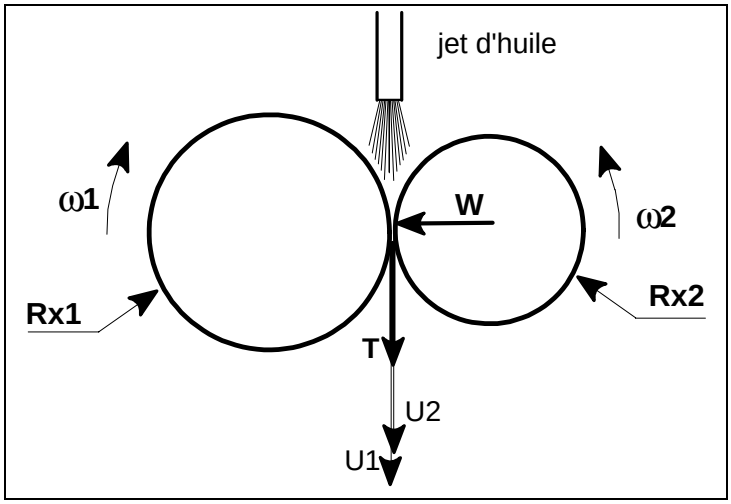


Figure 2.2 : Paramètres du contact entre galets

Paramètres du contact	Gamme	Unité	Paramètre imposé	Paramètre mesuré
Rayons **Rx1**, **Rx2**	$10 \rightarrow 50$	mm	**X**	
Rayons de courbure des pistes **Rz1**, **Rz2**	$10 \rightarrow 1000$	mm	**X**	
Largeur des pistes	$0.5 \rightarrow 10$	mm	**X**	
Vitesses de rotation **ω1**, **ω2**	$2000 \rightarrow 14000$	tr/min	**X**	**X**
Vitesses de surfaces $\mathbf{U_1}$, $\mathbf{U_2}$	$1.05 \rightarrow 36.7$	m/s	**X**	
Glissement spécifique $\mathbf{(U_1-U_2)/(U_1+U_2)}$	$0 \rightarrow 75$	%	**X**	**X**
Charge Normale **W**	$250 \rightarrow 10000$	N	**X**	**X**
Force de frottement **T**	$1 \rightarrow 250$	N		**X**
Pression maximale de Hertz $\mathbf{P_{hmax}}$	$0.1 \rightarrow 4$	GPa	**X**	
Nature du lubrifiant	quelconque		**X**	
Température du lubrifiant	$20 \rightarrow 120$	°C	**X**	**X**
Température de surface des galets	$20 \rightarrow 250$	°C		**X**

Tableau 2.1 : Gamme de variation des paramètres

2.1.1.2 - DESCRIPTION DE LA MACHINE

Comme il est possible de le voir sur les figures 2.3 et 2.4, la machine à galets est composée de deux électrobroches indépendantes. Chaque éprouvette ou galet est monté sur la broche d'un moteur électrique asynchrone triphasé. La vitesse des broches est obtenue en faisant varier la fréquence du moteur à l'aide d'un variateur numérique. Ainsi chaque moteur

peut avoir une vitesse imposée différente. Ceci permet d'effectuer des essais avec du glissement.

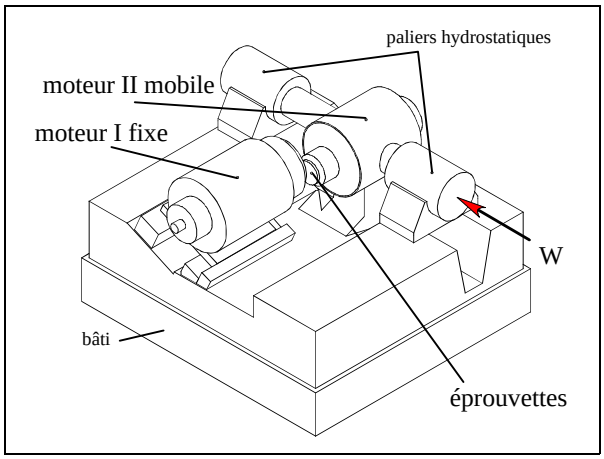


Figure 2.3 : Principe de la machine à galets

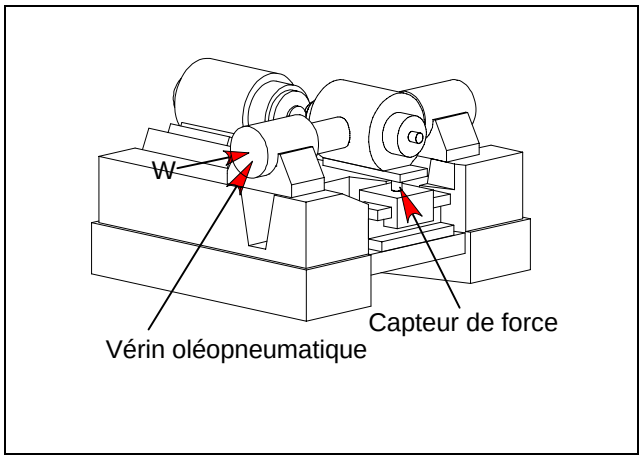


Figure 2.4 : Mesure de la force de frottement

Le moteur I est fixé sur le bâti de la machine. Le moteur II est lié au bâti par l'intermédiaire de deux paliers hydrostatiques cylindriques placés sur un axe perpendiculaire à son axe de rotation (les deux moteurs ont des axes de rotation parallèles). Ce moteur possède ainsi deux degrés de liberté. La translation suivant l'axe transverse permet d'appliquer la charge normale W désirée par l'intermédiaire d'un vérin oléopneumatique (figure 2.4). La rotation autour de ce même axe transforme l'ensemble moteur II en une balance dynamométrique. La force de frottement entre les galets est alors mesurée à l'aide d'une cellule de charge à grande rigidité (figure 2.4).

Le tableau 2.2 donne le type et la précision de mesure des capteurs utilisés pour évaluer les différents paramètres imposés et contrôlés.

Paramètre	Capteur	Instrument de mesure	Précision
Charge normale **W**	Manomètre de précision	Manomètre de précision	± 3N
Force de frottement **T**	Cellule de charge à jauge de contrainte	Conditionneur et logiciel d'acquisition du signal	± 0.5 N
Vitesse de rotation ω_i	Capteur à réluctance variable	Tachymètre et logiciel d'acquisition du signal	± 1 tr/min

Tableau 2.2 : Paramètres imposés et mesurés

2.1.2 - BANC DE POLLUTION

Le contact EHD entre les galets est alimenté par un jet d'huile. Pour réaliser les essais de pollution solide de l'huile, nous avons développé un système de lubrification spécifique à niveau de pollution contrôlé, appelé banc de pollution.

2.1.2.1 - DESCRIPTION

Ce banc (figure 2.5) est composé des éléments suivants :

- un réservoir à fond conique d'une capacité de 8 litres,
- une pompe à vis dont les caractéristiques sont données à l'annexe 1,
- une vanne trois voies,

- deux filtres en série dont les taux de filtration sont $\beta_{3\mu m}$=200 et $\beta_{12\mu m}$=200 (cf. annexe 2),
- une dérivation.

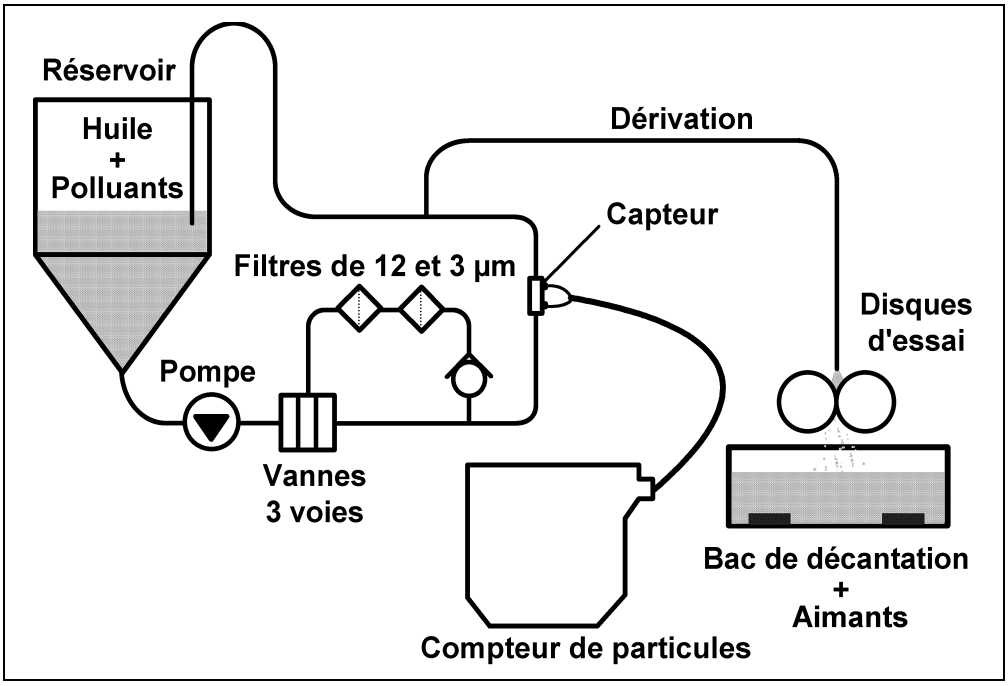


Figure 2.5 : Banc de pollution couplé à la machine à galets

Le banc fonctionne de manière autonome ou couplé à la machine à galets au moyen de la dérivation. Il possède deux positions. L'une, dite directe (figure 2.6), pour laquelle le lubrifiant circule en boucle fermée sur le banc. Cette position permet une homogénéisation du mélange huile-particules solides. L'autre, dite de dépollution (figure 2.7), permet de « nettoyer » le lubrifiant après essais. En effet l'huile passe alors par les filtres de $\beta_{12\mu m}$=200 et $\beta_{3\mu m}$=200. Les particules solides sont alors piégées.

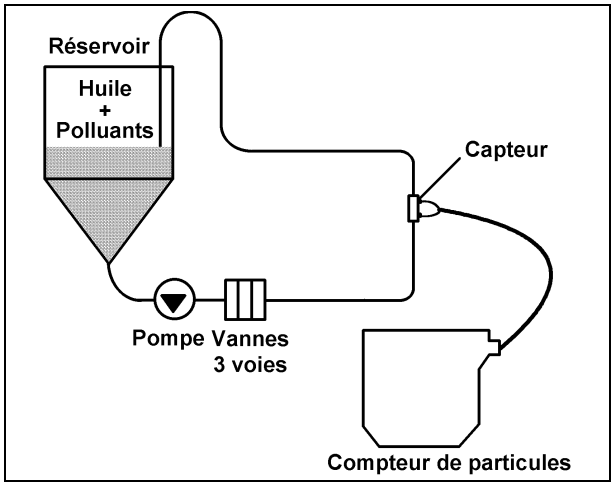


Figure 2.6 : Banc en position directe

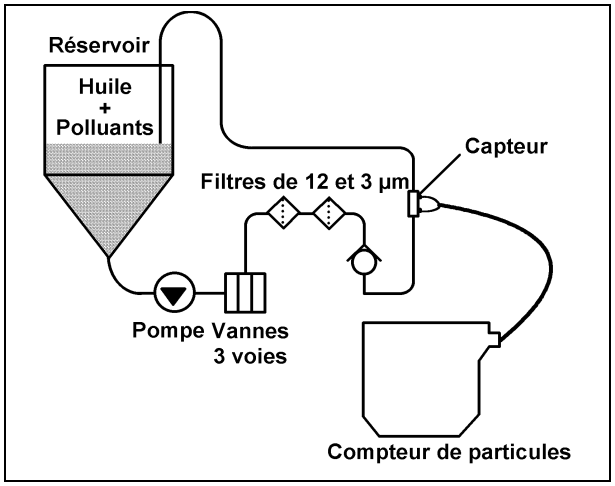


Figure 2.7 : Banc en position de dépollution

Le compteur de particules

Un compteur est utilisé pour mesurer en ligne la distribution et la concentration des particules en cours d'essai. Ce compteur de particules (figure 2.8) est portable ce qui permet

des comptages en ligne ou par prélèvement. Son principe de fonctionnement est basé sur une analyse photoélectrique de l'huile.

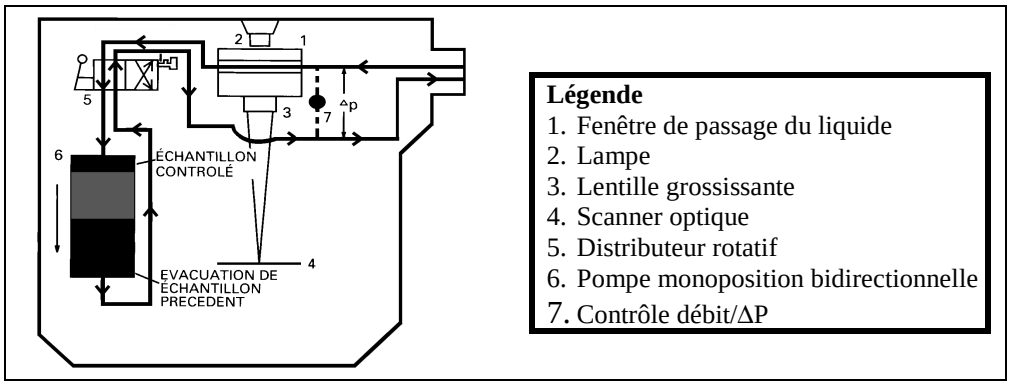


Figure 2.8 : Schéma du compteur de particules

La taille des particules est mesurée grâce à une photo-diode qui convertit l'intensité de lumière absorbée en tension en fonction du temps (figure 2.9-a). L'absorption de lumière est proportionnelle à la taille des particules qui traversent la fenêtre optique (figure 2.9-b). En intégrant les valeurs de baisse de tension avec le temps de passage, la taille théorique de la particule est déterminée (figure 2.9-c).

Pratiquement, en tournant le distributeur rotatif, un test automatique de 4 minutes est déclenché. En inversant le distributeur rotatif, le sens de la pompe volumétrique est inversé pour réaliser un autre comptage. Une fois toutes les mesures établies, un transfert des données est effectué au moyen d'un port série RS232 vers un ordinateur.

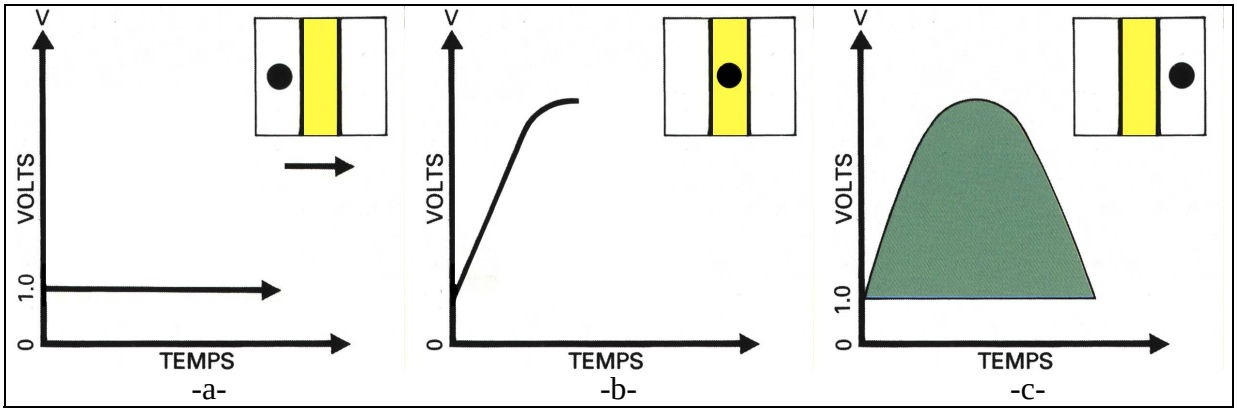


Figure 2.9 : Principe de fonctionnement du compteur de particules

Pour les comptages, le nombre et la taille des particules ont été normalisés par l'International Standards Organisation (ISO) comme ISO DIS 4406 et par la Society of Automotive Engineers (SAE) comme SAE J1165 en mars 1986. Ces comptages sont donnés pour des particules d'une taille supérieure à 2, 5, 15, 50 et 100 µm dans la norme ISO. Initialement limitée à deux classes (particules plus grande que 5 et 15 µm), cette spécification a été étendue à trois classes en prenant également en compte les particules dont la taille est supérieure à 2 µm. A partir de la norme un code est élaboré. Trois gammes qui correspondent au nombre de particules, pour 100 ml de fluide, plus grande que 2, 5 et 15 µm (annexe 3) sont sélectionnées. Par exemple, si 100 ml d'huile contiennent 1.2 10^6 particules supérieures à 2 µm, 250 10^3 supérieures à 5 µm et 30 10^3 supérieures à 15 µm, le comptage sera désigné par ISO 21/18/15.

Les résultats des essais présentés dans ce mémoire le seront selon la norme ISO DIS 4406.

2.1.2.2 - VALIDATION DU BANC

Le cahier des charges pour le banc de pollution est le suivant :

1. La pompe à vis et les autres composants internes ne doivent pas générer des particules pour éviter une source interne de pollution ;
2. Le système doit être étanche et imperméable pour n'avoir aucune source extérieure de pollution ;
3. La distribution en taille des polluants ne doit pas être altérée au cours de l'essai. Cela signifie qu'il ne faut pas de sédimentation des plus grosses particules ;
4. La concentration des particules doit être uniforme sur toute la durée de l'essai. Ceci vérifie le fait qu'il n'y a ni pollution issue de l'extérieur ni pollution issue de l'intérieur et qu'il n'y a pas de zones mortes dans le flux d'huile ;
5. Les particules ne doivent traverser le contact EHD qu'une seule fois. La taille des particules n'est alors pas modifiée pendant l'essai ;
6. Le banc doit permettre une dépollution satisfaisante de l'huile entre chaque essai.

Le banc a été conçu pour éviter toute sédimentation ou adhérence des particules aux parois. Les zones où l'huile pourrait stagner ont été éliminées et le réservoir possède un fond conique. A partir de la viscosité de l'huile, le diamètre des tubes a été déterminé pour avoir un débit avec un nombre de Reynolds suffisamment élevé (supérieur à 4000). Ceci signifie que le régime est turbulent et donc que le lubrifiant « lèche » les parois. Cela permet d'éviter l'adhérence des particules sur les parois des tubes. Le système de chauffage (pour avoir une température d'huile de 80 °C) a été placé en dehors du flux d'huile autour des tuyaux. Le contact entre les résistances et le lubrifiant qui brûle l'huile en produisant de fines particules de coke est ainsi évité.

La figure 2.10 présente l'évolution de la distribution des particules polluantes au cours d'un essai. Dans ce cas, la pollution est constituée de particules d'acier M50, de répartition 32-40 µm à la concentration de 100 mg/l.

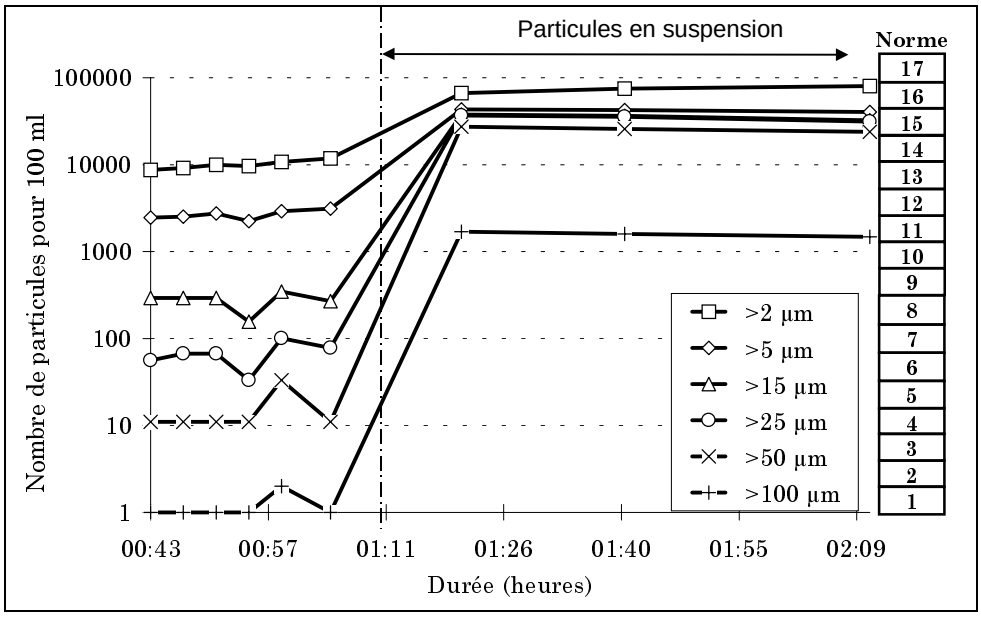


Figure 2.10 : Exemple de distribution au cours d'un essai

Le trait mixte correspond à l'instant où la solution mère est introduite dans le réservoir conique (cf. chapitre 2, § 2.3.1 : préparation de l'essai). Auparavant, le banc fonctionne en position directe (cf. figure 2.6). A partir de l'observation de cette zone, il est admis qu'il n'y a pas de source interne ou externe de pollution. En effet la norme ISO pour les particules supérieures à 25 µm reste autour de 7 (tableau 2.3) et ce pour une durée supérieure à 1 heure. Quelques minutes après la dilution de la solution mère, les particules sont en suspension de façon homogène. Le niveau reste constant selon la norme ISO (qui dépend de la concentration initiale). Ainsi, cela signifie qu'il n'y a pas de sédimentation des particules pendant 1 heure. Cette durée est amplement suffisante puisque les essais d'indentation n'excéderont pas 15 minutes.

Position de dépollution				Position directe sans particule				Position directe avec des particules				Concentration
>2	>5	>15	>25	>2	>5	>15	>25	>2	>5	>15	>25	(mg/l)
9-12	0	0	0	13-14	11-12	8-9	6-8	16	14	13	13	10
								16	15	14	15	50
								17	16	16	16	100

Table 2.3 : Valeurs ISO 4406 pour chaque concentration

Enfin, le niveau de dépollution atteint entre chaque essai - après 2 heures en position de dépollution (figure 2.7) – s'établit entre ISO 9/0/0 et 12/0/0 (tableau 2.3). Ce niveau prouve l'efficacité du banc pour dépolluer l'huile de la majorité des particules ingérées pour l'essai précédent.

2.2 - CONSOMMABLES

Cette partie a pour objectif de présenter les différents éléments nécessaires pour réaliser les essais. Ils comprennent les éprouvettes ou galets, le lubrifiant et bien sûr les particules solides polluantes.

2.2.1 - EPROUVETTES

Les éprouvettes sont des disques ou galets en acier. Nous nous sommes cantonnés à deux types de matériaux et une seule macro et microgéométrie.

2.2.1.1 - MATERIAUX

Les matériaux sont le 100Cr6 et le M50. Le 100Cr6 est l'acier le plus utilisé actuellement pour la fabrication des roulements. Le M50, quant à lui, est utilisé pour les applications à température élevée.

100Cr6

Le tableau 2.4 donne la composition de l'acier 100Cr6. Les inclusions résiduelles présentes sont le plus souvent des sulfures, aluminates et oxydes globulaires.

Elément	**C**	**Si**	**Mn**	**Cr**	**Ni**	**Mo**	**Cu**
% de masse	1.03	0.27	0.30	1.53	0.13	0.037	0.09

Tableau 2.4 : Composition chimique du 100Cr6

La structure du 100Cr6 est martensitique avec un taux d'austénite résiduelle inférieur à 7%. Le traitement thermique est donné dans le tableau 2.5. La dureté superficielle des échantillons obtenus est comprise entre 58 et 61 HRc.

Opérations	Température (°C)	Temps (min)
Austénitisation	850 (bains de sels)	10
Isotherme	220 (bains de sels)	
Refroidissement	air calme pour retour à l'ambiant	
Revenu	170	60

Tableau 2.5 : Traitement thermique du 100Cr6

M50

Le tableau 2.6 donne la composition de l'acier M50 utilisé pour les essais. Il correspond à l'acier E80DCV40 et contient des carbures primaires riches en molybdène et vanadium.

Elément	C	Si	Mn	Cr	Mo	V
% de masse	0.80	0.50	0.30	4.10	4.25	1.10

Tableau 2.6 : Composition chimique du M50

Le traitement thermique du M50 est donné dans le tableau 2.7. La dureté superficielle des échantillons obtenus est comprise entre 62 et 64 HRc. La structure est martensitique et le taux d'austénite résiduelle est inférieur à 2%.

Opérations	Température (°C)	Temps (min)
$1^{ère}$ préchauffe	550	20
$2^{ème}$ préchauffe	850	15
Austénitisation	1090	8
Isotherme	550	5
Refroidissement	air calme pour retour à l'ambiant	
1^{er} revenu	550	60
1^{er} froid	-70	60
$2^{ème}$ revenu	550	60
$2^{ème}$ froid	-70	60
$3^{ème}$ revenu	550	60
$4^{ème}$ revenu	550	60

Tableau 2.7 : Traitement thermique du M50

Des mesures par rayons X des profils de contraintes résiduelles montrent que la rectification et le polissage produisent des contraintes compressives sur une fine épaisseur de

5 µm. Les contraintes mesurées après polissage sont de 300 MPa pour le 100Cr6 et de 400 MPa pour le M50.

2.2.1.2 - MACROGEOMETRIE

Les galets utilisés sont sphériques. Les rayons de courbures Rx et Rz sont égaux et valent 40 mm. Ainsi, comme le galet possède un rayon de courbure élevé dans le sens du roulement, les vitesses linéaires peuvent être importantes. De plus, la pression est élevée puisque l'aire de contact induite par les rayons de courbures est faible.

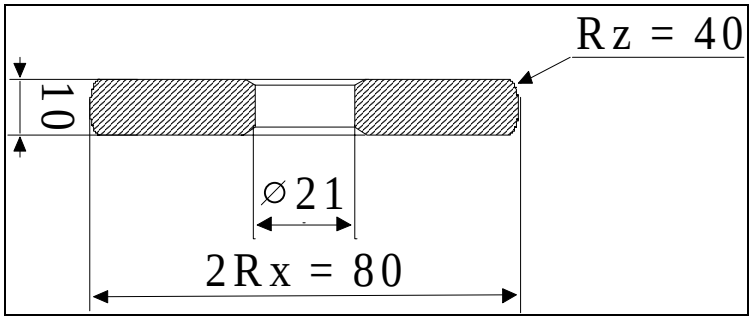


Figure 2.11 : Macrogéométrie des éprouvettes

2.2.1.3 - MICROGEOMETRIE

Les galets sont rectifiés puis polis par toilage. Les relevés de rugosités (figure 2.12) ont été obtenus à l'aide d'un rugosimètre optique (description ci-après). Les valeurs de rugosité sont les suivantes :

- écart arithmétique moyen, Ra = 0.125,
- écart total, Rt = 0.972,
- écart type centré, Rms = 0.163.

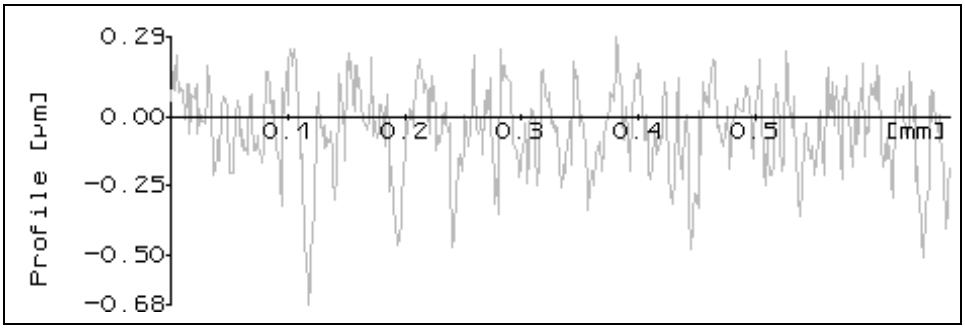


Figure 2.12 : Etat de surface initial d'un galet en 100Cr6

2.2.2 - LUBRIFIANT

Le lubrifiant utilisé est un tétra-ester de viscosité 5 cst à 100°C qualifié pour la lubrification des turboréacteurs sous la dénomination MIL-L-23699. La température du jet d'huile est maintenue à 80°C pendant tous les essais. Les propriétés tribologiques et rhéologiques de ce lubrifiant sont données par Vergne et al. [75].

De nombreux modèles rhéologiques existent pour décrire le comportement des lubrifiants. Le plus simple est le modèle établi par Barus [4] qui donne la viscosité de l'huile fonction d'une pression et d'une température données. Pour des pressions élevées (> 100 MPa), elle ne donne plus satisfaction. La loi de Roelands s'applique jusqu'à des

pressions de l'ordre du gigapascal et pour des températures de 10 à 80 °C. Vergne et al. [75] montrent nettement que pour des pressions et des températures supérieures, une loi modifiée de Winer et al. présente des résultats plus satisfaisants. Il faut noter que la loi de Roelands est purement empirique et concerne plutôt des huiles minérales. Le modèle de Winer et al. quant à lui possède une base physique et a été établi pour des huiles synthétiques dont la MIL-L-23699 fait partie.

Pourtant la loi de Roelands est préférée dans le cadre d'une modélisation. Les principales caractéristiques de l'huile d'essai établies pour cette loi sont rappelées dans le tableau suivant :

Loi de Roelands :

$$\mu = \mu_o \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_o}\right)^{(1-(1+p/\gamma)^2 \left(\frac{T_{fct}}{T_{ref}}\frac{\Theta}{\Theta}\right)^{S_o})}$$

Désignation	Valeur	Unité
T_{fct}	353.15	K
T_{ref}	373	K
μ_0	$5.021\ 10^{-3}$	Pa.s
α	$1.142\ 10^{-8}$	Pa^{-1}
So	-1.015	
β	$-1.867\ 10^{-2}$	K^{-1}
K_f	$1.52\ 10^{-1}$	$Ns^{-1}K^{-1}$

Tableau 2.8 : Propriétés du lubrifiant

2.2.3 - POLLUANTS

Pour les essais, trois familles de polluants ont été utilisées. Elles sont établies d'après les propriétés mécaniques des particules. Il s'agit des particules :

- fragiles,
- céramiques fragiles,
- ductiles.

Une présentation des différents polluants est effectuée en donnant leurs propriétés mécaniques, leur composition chimique, leur taille et forme.

2.2.3.1 - PARTICULES FRAGILES (SAE AFTD)

Les particules de sable connues sous la dénomination SAE Arizona Fine Test Dust (SAE AFTD) sont couramment employées pour des tests de pollution sur les roulements. En effet, elles simulent la pollution issue du milieu extérieur. Le tableau 2.9 donne la composition du SAE AFTD. Ce sont des particules fragiles essentiellement constituées d'oxyde de silicium (SiO_2). La figure 2.13 présente une photographie au microscope électronique à balayage (M.E.B.). Enfin le tableau 2.10 donne la répartition des particules suivant leur taille.

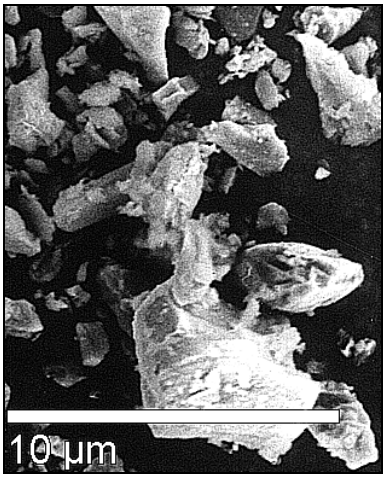


Figure 2.13 : SAE AFTD (distribution 0-100 µm) ρ= 2650 kg/m^3

Composé	SiO_2	Al_2O_3	Fe_2O_3	Na_2O	CaO	MgO	TiO
% de masse	66-75	11-17	2.5-5	2-4	2-5	1-2	0.5-1

Tableau 2.9 : Composition chimique du SAE AFTD

Taille (µm)	2	5	10	20	40	80
% supérieur à	89.2	67.8	48.0	28.8	11.5	0.4

Tableau 2.10 : Répartition des particules

2.2.3.2 - PARTICULES CERAMIQUES FRAGILES (SiC, B_4C)

Ces particules sont des carbures. Pour les essais, deux types ont été utilisés : les carbures de bore et les carbures de silicium. Ces particules peuvent provenir d'outils coupants ou abrasifs. Leur dureté est mesurée par nanoindentation [46]. Ces deux carbures ont une structure et une dureté proches de celles du diamant. Leurs caractéristiques thermomécaniques sont données dans le tableau 2.11.

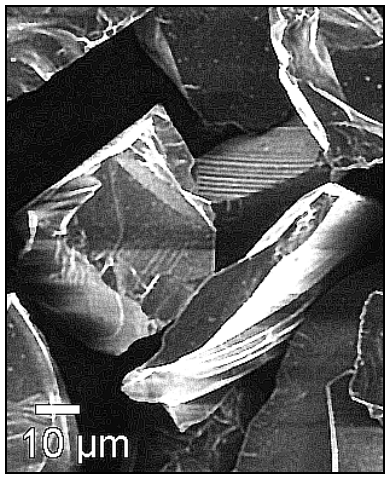


Figure 2.14 : SiC (taille moyenne 45 µm) ρ= 3110 kg/m^3

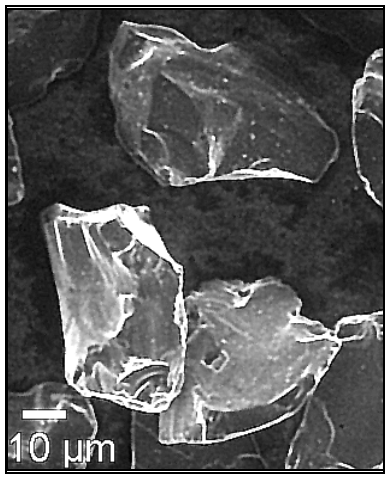


Figure 2.15 : B_4C (taille moyenne 45 µm) ρ= 2485 kg/m^3

Matériau	Dureté (GPa)	Module d'élasticité (GPa)	Charge rupture (MPa)	Ténacité ($MPa.m^{1/2}$)	Coefficient de dilatation (20-800 °C ; $10^{-6}K^{-1}$)
SiC	25-33	390-440	400-700	3-5.1	4.3 - 4.6
B_4C	31-33	440-472	300	3.6-3.7	3.5 - 5.6

Tableau 2.11 : Propriétés thermomécaniques des carbures

Il est important de noter que les carbures font partie de la famille des céramiques ; c'est pourquoi, comme toutes les céramiques, les carbures sont des solides durs et fragiles. La plastification et la fatigue sont des problèmes secondaires pour ce type de matériaux.

2.2.3.3 - PARTICULES DUCTILES (M50)

La composition des poudres polluantes de M50 est identique à celle des aciers à roulement (tableau 2.12).

Composé	C	Mn	S	Si	Cr	V	Mo	N	O
% de masse	0.81	0.23	0.018	0.32	3.96	1.00	4.35	0.052	0.0069

Tableau 2.12 : Composition chimique du M50

Sa dureté est proche de celle des galets en 100Cr6 utilisés pour les essais (58-61 HRc).

Les particules ont été tamisées pour avoir des gammes de poudre plus réduites (10-20, 20-32, 32-40 et 40-50 µm). La distribution pour chaque gamme est donnée en annexe 4.

Comme le montre la figure 2.16, la forme initiale des particules est presque parfaitement sphérique. De plus, ces particules sont métalliques et donc magnétiques. Aussi, une observation de la forme des indents et des particules déformées, piégées par des aimants dans le bac de décantation de la machine à galets (figure 2.5), peut donner des informations sur l'histoire de la particule.

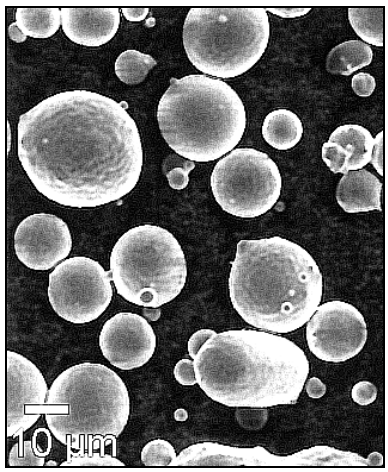


Figure 2.16 : M50 (distribution 0-100 µm) ρ= 7800 kg/m³

2.3 - PROCEDURE EXPERIMENTALE

Pour effectuer les essais d'indentation et de fatigue, des procédures ont été fixées. La suite présente les étapes de cette procédure pour les essais d'indentation.

2.3.1 - PREPARATION

La première étape lors des essais de pollution correspond à la préparation des galets, de la pollution et de la machine d'essai. C'est sans doute l'étape la plus importante en terme de qualité opératoire que nous présentons élément par élément.

Les galets

Ils sont tout d'abord nettoyés dans un bain d'acétate d'éthyle passé aux ultrasons. Puis ils sont rincés avec de l'acétate d'éthyle « propre ». Cette opération permet d'éliminer une pollution issue de l'usinage des galets et de l'entreposage.

Ensuite, un contrôle visuel de toute la surface (au moyen d'un microscope optique) est effectué. Ce contrôle est accompagné d'un enregistrement vidéo de toute la surface pour enlever toute incertitude quant à des défauts préexistants.

Puis un relevé de profil dans le sens du roulement est effectué.

Enfin, les galets sont à nouveau nettoyés pour éliminer tout polluant issu des diverses manipulations. Ils sont également passés sur un plateau démagnétiseur pour éviter que des particules métalliques restent à la surface des galets et provoquent une indentation parasite.

La pollution

La préparation consiste à élaborer une solution de pollution et à contrôler le banc de pollution.

Dans un premier temps, le banc est placé en dépollution pour obtenir un niveau de propreté suffisant (entre 9/0/0 et 12/0/0 en ISO DIS 4406). Il faut noter qu'il est nécessaire de procéder à un rinçage de la tuyauterie et de la seringue du compteur quand le banc est en dépollution. Pour ce faire, une série de trois mesures dites de rinçage est effectuée.

Au bout d'une heure environ, une série de cinq comptages permet de s'assurer du niveau de propreté du banc. Ensuite cinq manœuvres de la vanne trois voies de position directe à dépollution permettent de décoller les particules qui se seraient logées dans la vanne. Le banc est alors placé en position directe. 15 minutes après, une mesure permet de connaître le niveau de pollution de départ. Le banc est prêt à recevoir la solution mère de pollution. Cette dernière est préparée à part pour s'assurer du bon mouillage des particules.

Les particules choisies pour l'essai d'indentation sont placées environ douze heures avant l'essai à l'étuve. Cela permet d'évacuer l'eau qui favorise l'agglomération de particules. Ensuite, la masse qui correspond à la concentration de particules désirées est mesurée à l'aide d'une balance de précision. Les particules sont alors placées dans un flacon propre de 100 ml rempli de 75 ml d'huile filtrée. Pour s'assurer de la mouillabilité des particules, le flacon est d'abord secoué à la main puis placé dans un bac à ultrasons.

Le flacon est alors vidé dans le réservoir du banc de pollution. Cinq rinçages avec de l'huile propre permettent de s'assurer que la quasi totalité des particules est bien dans le réservoir. Le banc fonctionne alors seul en position directe pour obtenir une solution homogène. Une série de deux mesures permet de connaître le niveau de pollution avant essai.

La machine à galets

Avant chaque essai, le bac de décantation placé sous les galets est nettoyé. Ce bac permet de récupérer les particules après qu'elles sont passées dans le contact. Les galets numérotés sont montés sur chaque broche, le galet pair sur le moteur II mobile et le galet

impair sur le moteur I fixe. Les moteurs sont alors mis en rotation pour atteindre le régime de fonctionnement stabilisé avant de débuter l'essai à proprement parler.

2.3.2 - REALISATION DE L'ESSAI

La dérivation branchée sur la machine à galets est tout d'abord ouverte. Après une minute, temps nécessaire pour que le flux du jet d'huile soit continu, les galets sont mis en charge. Le jet d'huile pollué est maintenu sur toute la durée de l'essai.

Une fois les galets déchargés à la fin du test, la dérivation est fermée et un comptage est effectué pour vérifier que le niveau de pollution est resté constant.

2.3.3 - DEPOUILLEMENT DES ESSAIS

Le dépouillement nécessite lui aussi d'avoir une procédure bien établie pour pouvoir comparer les résultats entre eux.

Les galets

Les galets sont à nouveau nettoyés dans un bain d'acétate d'éthyle placé aux ultrasons. Ils sont ensuite rincés. Ce nettoyage est susceptible de perdre quelques informations quant au fonctionnement à proprement parler du contact, par exemple en enlevant des particules qui seraient restées à la surface. Néanmoins, une série d'observation avant nettoyage n'ayant apparemment pas fourni d'informations pour la compréhension du phénomène d'indentation, tous les galets ont été nettoyés avant observation.

Pour effectuer le dépouillement, les galets sont montés sur un banc d'acquisition vidéo. Ce banc permet d'observer le faciès de la surface après essai et d'effectuer un comptage des indents. Ceux-ci sont alors repérés et mesurés à l'aide du profilomètre optique.

L'huile

Récupérée à la sortie du contact à l'aide du bac de décantation, l'huile est placée dans une fiole. Une fois qu'elle a suffisamment reposé (une journée) afin que les particules les plus grosses sédimentent, un prélèvement est effectué. Ce prélèvement est filtré. Les membranes obtenues sont alors observées au microscope optique ou électronique à balayage pour trouver d'éventuelles particules.

2.4 - OUTILS DE DEPOUILLEMENT

Différents outils ont été utilisés pour les dépouillements. Les microscopes optique et électronique à balayage ne seront pas présentés puisqu'il s'agit de matériels classiques. Par contre le banc d'acquisition vidéo original, ainsi que le profilomètre et le procédé de filtration vont être décrits.

Banc d'acquisition vidéo

Ce banc (figure 2.17) est composé d'un moteur pas-à-pas, d'un microscope équipé d'une caméra, d'un magnétoscope et d'un ordinateur avec une carte d'acquisition vidéo numérique et une carte de pilotage. L'originalité de ce dispositif réside dans l'opération de dépouillement. En effet, grâce à une application développée au laboratoire, ce dépouillement se fait quasiment de façon automatique.

Le galet est monté sur l'arbre du moteur pas-à-pas. L'ordinateur donne ensuite l'ordre au magnétoscope de se mettre en mode enregistrement par l'intermédiaire d'une liaison série RS232. Puis, à chaque pas du moteur commandé par l'ordinateur via la carte de pilotage, il y a acquisition de l'image. Un ensemble de traitements [15] permet de délimiter les indents.

Chaque indent de la surface peut alors être compté de façon automatique. Un contrôle visuel en parallèle permet d'avoir une confirmation voire une correction sur le comptage effectué.

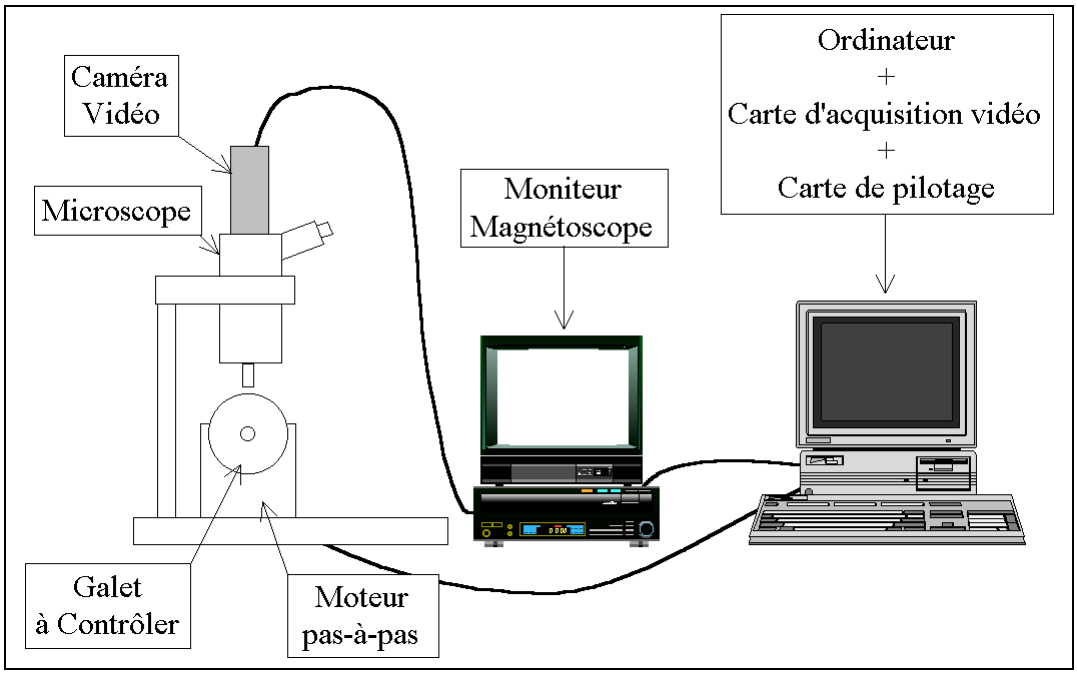


Figure 2.17 : Banc d'acquisition vidéo

Profilomètre

Le profilomètre laser, disponible au laboratoire, a été utilisé pour décrire la topographie des indents. Il est composé d'un capteur optique et d'un contrôleur. La mesure est effectuée en utilisant la focalisation de la lumière laser. De ce fait, les résultats ne dépendent pas du matériau et des caractéristiques de réflectivité de l'éprouvette mesurée. Une fenêtre dans le capteur permet une observation directe de la zone mesurée. Les principales caractéristiques du système sont les suivantes :

- gamme de mesure : $\pm$ 50 µm ou $\pm$ 500 µm ;
- résolution : 0.01 % de la gamme choisie ;
- taille du spot : 1 µm ;
- longueur de mesure : 2 mm ;
- réflectivité minimum nécessaire : 1%.

Filtration

La filtration permet de collecter sur un support, facilement observable, les particules présentes dans l'huile. La filtration par dépression de solution très diluée est la méthode choisie. Cela nécessite, dans un premier temps, de diluer l'huile avec de l'hexane. La solution est ensuite placée dans le réservoir (figure 2.18). La filtration s'effectue par dépression au travers d'une membrane dont les pores ont un diamètre (0.45 µm) inférieur ou égal au diamètre des plus petites particules. Une fois le volume d'huile filtré et la membrane rincée avec l'hexane, cette dernière est placée dans une boîte hermétique pour éviter toute contamination ambiante.

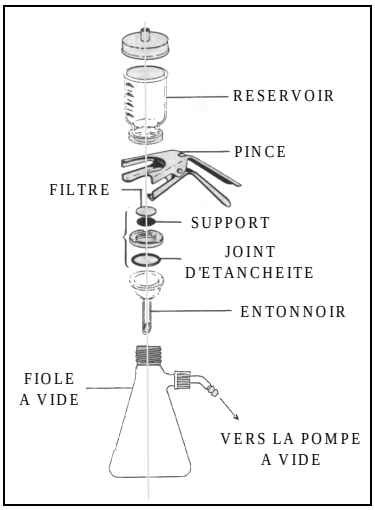


Figure2.18 : Ensemble de filtration

3 - OUTILS NUMERIQUES

L'objet de cette partie n'est pas de redémontrer la théorie élastohydrodynamique transitoire rugueuse et le calcul des contraintes dans un espace élastique semi-infini ; il s'agit simplement d'un rappel des équations constitutives et des techniques numériques utilisées. Les programmes utilisés ont été développés lors de deux thèses précédemment effectuées au laboratoire [12, 16].

3.1 - THEORIE

3.1.1 - CONTACT ELASTOHYDRODYNAMIQUE RUGUEUX TRANSITOIRE

La détermination d'un contact élastohydrodynamique rugueux transitoire isotherme nécessite la prise en compte d'un certain nombre de phénomènes physiques. En effet, ce type de lubrification est dû :

- à la génération de pression par l'effet d'écrasement et d'entraînement de l'huile,
- à la déformation élastique des massifs sous l'effet du champ de pression,
- au comportement piézovisqueux et compressible du fluide.

Ainsi donc, à partir de la mise en équations définie dans cette partie, il est possible d'obtenir la géométrie du film lubrifiant et le champ de pression qui permettent de caractériser ce régime de lubrification.

Pour établir les équations, il est nécessaire de se donner un repère. Traditionnellement, la surface 1 est placée sous la surface 2 ; l'axe x est dans le sens du roulement et l'axe y suivant l'épaisseur du film ; le centre du repère est placé sur la surface 1 et au centre du contact (figure 2.19).

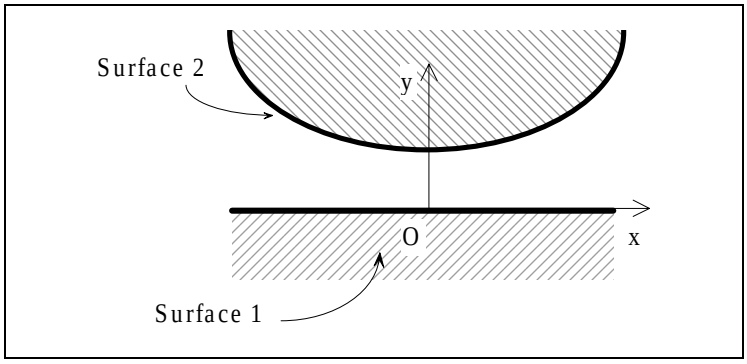


Figure 2.19 : Définition géométrique du contact

3.1.1.1 - MISE EN EQUATION DU PROBLEME

La résolution du problème élastohydrodynamique passe par la résolution simultanée des cinq équations suivantes :

a) L'équation de Reynolds

Cette équation [65] est issue de la loi de conservation de la masse et des équations de Navier.

Les hypothèses posées sont rappelées :

- l'écoulement est continu et laminaire ;
- le lubrifiant a un comportement newtonien ;
- les forces de masse et d'inertie sont négligeables devant les efforts induits par la viscosité ;
- l'épaisseur de film est très faible devant les autres dimensions du contact ;
- les déformations induites par le champ de pression sont suffisamment faibles pour ne pas perturber les vitesses au niveau des surfaces ;
- il y a adhérence du fluide aux parois.

Les conditions aux limites choisies pour résoudre cette équation sont :

- de type cinématique :

$$y = h1\ (x,t),\ u = U_1 \qquad (2.1)$$

$$y = h_2\ (x,t),\ u = U_2 \qquad (2.2)$$

- de non cavitation :

$$\forall t,\ \forall x,\ p(x,\ t) \geq 0 \qquad (2.3)$$

Enfin, il a été choisi de se cantonner à l'étude du contact cylindre/plan. La dimension z est donc considérée comme infinie. Cela simplifie l'équation de Reynolds qui s'écrit alors sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho}{12\mu}h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right) = \frac{U_1 + U_2}{2}\frac{\partial}{\partial x}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) \qquad (2.4)$$

avec la condition de non-cavitation :

$$\forall t,\ \forall x,\ p(x,t) \geq 0 \qquad (2.3)$$

et :

x : la direction de roulement,

t : le temps,

ρ : la masse volumique du lubrifiant,

μ : la viscosité dynamique du lubrifiant,

h : la géométrie du film lubrifiant,

p : la pression dans le lubrifiant,

U_1 : la vitesse de la surface 1,

U_2 : la vitesse de la surface 2.

b) Les deux équations traduisant le comportement du lubrifiant.

Elles caractérisent le comportement piézovisqueux et piézomassique du lubrifiant.

Comportement piézovisqueux

Pour relier la viscosité du lubrifiant à la pression, la loi de Roelands [66], plus précise, est préférée à celle de Barus [4]. En effet pour des pressions supérieures à 1 GPa, la loi de Roelands traduit mieux le comportement visqueux du lubrifiant (figure 2.20). Cette loi se présente sous la forme suivante :

$$\mu = \mu_o \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_o}\right)^{(1-(1+ p/\gamma)^2 \left(\frac{T_{fct} - \Theta}{T_{ref} - \Theta}\right)^{S_o})} \quad (2.5)$$

avec :

μ : la viscosité du lubrifiant à la pression et à la température données,

μ_o : la viscosité à pression ambiante,

μ_∞ : la constante de viscosité dynamique du modèle,

γ : la constante de pression,

S_o : l'indice de thermoviscosité,

Θ : la constante de température,

T_{fct} : la température de fonctionnement du contact,

T_{ref} : la température de référence.

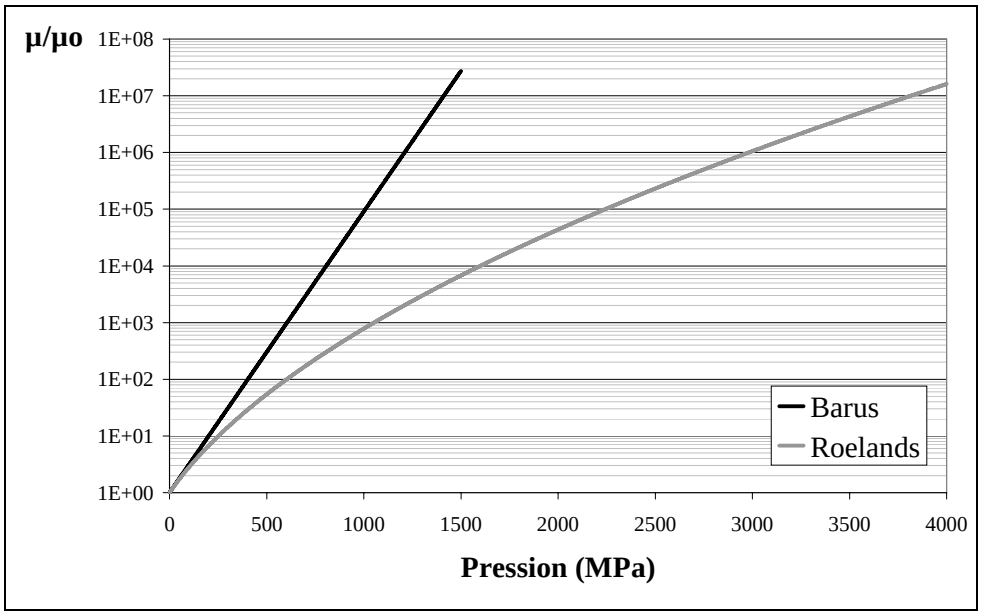


Figure 2.20 : Lois de comportement visqueux du lubrifiant à 100°C

Les valeurs des constantes du modèle de Roelands sont rappelées dans le tableau 2.13. Les caractéristiques de l'huile utilisée pour nos essais ont été mentionnées précédemment (cf. tableau 2.8).

Désignation	Valeur	Unité
γ	$1.96\ 10^{8}$	Pa
Θ	$1.38\ 10^{2}$	°C
μ_∞	$6.31\ 10^{-5}$	Pa s

Tableau 2.13 : Constantes du modèle piézovisqueux de Roelands

Comportement piézomassique

Pour caractériser l'évolution de la masse volumique du lubrifiant en fonction de la pression, Dowson et Higginson [14] proposent la loi suivante :

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{Ap}{1 + Bp} \right) \quad (2.6)$$

avec :

ρ : la masse volumique du lubrifiant,

ρ_0 : la masse volumique du lubrifiant à la pression de référence,

p : la pression dans le lubrifiant,

A et B : les paramètres du modèle,

Les valeurs des paramètres du modèle de Dowson-Higginson pour notre lubrifiant sont données dans le tableau 2.14.

Désignation	Valeur	Unité
A	$5.83\ 10^{-10}$	Pa^{-1}
B	$1.68\ 10^{-9}$	Pa^{-1}

Tableau 2.14 : Paramètres du modèle de Dowson-Higginson

c) L'équation de déformation élastique des massifs

L'épaisseur du film lubrifiant pour un contact cylindre/plan peut s'écrire de façon classique :

$$\forall t,\quad h(x,t) = h_{00}(t) + \frac{x^2}{2R'} + \varepsilon(x,t) - \frac{4}{\pi E'}\int_{\Omega_c} \ln\left|\frac{x-x'}{x_0}\right| p(x',t)dx' \quad (2.7)$$

avec les hypothèses sur les déformations élastiques des massifs semi-infinis :

- les contraintes sont liées aux déformations par la loi de Hooke,
- les matériaux sont homogènes et isotropes,
- les conditions aux limites sont de type massifs semi-infinis.

où :

h_{00} : la constante d'intégration à chaque instant t,

R' : le rayon de courbure équivalent ($1/R'=1/R_1+1/R_2$),

ε : l'écart combiné de la géométrie par rapport à la surface lisse,

E' : le module d'élasticité équivalent ($\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E2}$),

x_0 : l'abscisse pour laquelle le déplacement selon z est nul,

x : la direction du roulement,

x' : la variable d'intégration.

d) L'équation de conservation de la charge

L'écriture de l'équilibre du contact apporte la troisième équation nécessaire pour résoudre le système aux trois inconnues h, p et h_{00} :

$$\forall t,\quad F_{ext} = \int_{\Omega_c} p(x,t)dx \quad (2.8)$$

avec:

F_{ext} : la force normale extérieure qui s'applique sur le contact.

En effet, à une valeur $h_{00}(t)$ correspond une géométrie de film associée à un champ de pression. Ainsi l'équation 2.8 donne un seul champ de pression compatible avec l'équilibre du contact et permet donc de déterminer une valeur unique de $h_{00}(t)$.

3.1.1.2 - CONDITIONNEMENT DES EQUATIONS

Il n'y a pas de solution analytique disponible pour ce problème. Les équations précédemment mises en place vont donc être résolues numériquement. Pour cela, il est nécessaire de procéder à un adimensionnement des équations.

Problème de référence : le contact sec

La lubrification élastohydrodynamique admet comme solution asymptotique celle qui correspond au contact sec, lorsqu'il n'y a plus d'écoulement du lubrifiant.

La pression maximale de Hertz (notée ph) et la demi-largeur du contact (notée a) sont les grandeurs qui caractérisent le contact sec cylindre/plan. A partir de ces grandeurs, il est possible de reconstruire le champ de pression analytiquement :

$$\begin{aligned} &\text{si } -a \le x \le a : && p(x) = ph.(1-(x/a)^2)^{1/2} \\ &\text{sinon :} && p(x) = 0 \end{aligned} \qquad (2.9)$$

avec :

$$ph = \sqrt{\frac{F_{ext}E'}{2\pi R'}} \qquad (2.10)$$

$$a = \sqrt{\frac{8F_{ext}R'}{\pi E'}} \qquad (2.11)$$

Il est possible d'adimensionner l'équation 2.9 en posant :

$$P = p/ph \qquad (2.12)$$

$$X = x/a \qquad (2.13)$$

Elle devient alors :

$$\begin{aligned} &\text{si } -1 \le X \le 1 : && P(X) = (1-X^2)^{1/2} \\ &\text{sinon :} && P(X) = 0 \end{aligned} \qquad (2.14)$$

La figure 2.21 représente la pression et la géométrie déformée du contact sec, solution unique du problème en valeurs adimensionnées.

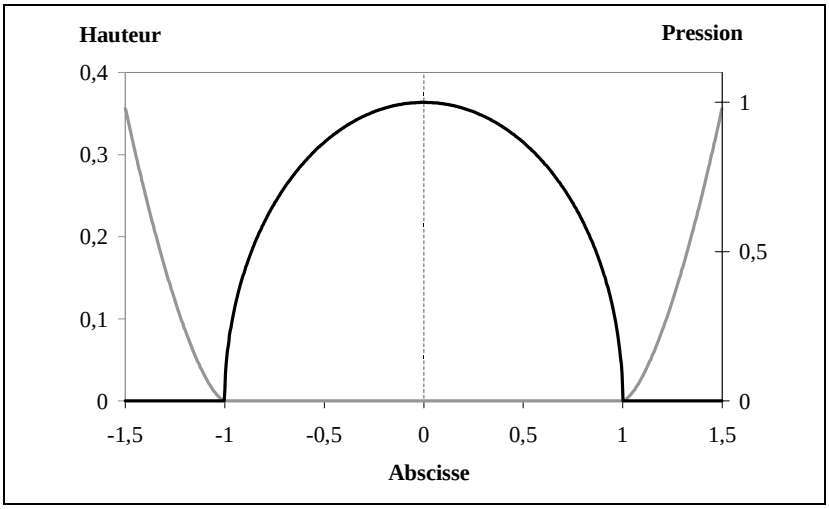


Figure 2.21 : Contact sec adimensionné

Viscosité et masse volumique du lubrifiant

Ces deux grandeurs sont naturellement adimensionnées par rapport à leur valeur à la pression ambiante. La viscosité et la masse volumique s'écriront donc :

$$\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0} \qquad (2.15)$$

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0} \qquad (2.16)$$

Equation de conservation de la charge

Pour adimensionner l'équation 2.8, l'adimensionnement défini en 2.12 et 2.13, ainsi que la théorie de Hertz sont utilisés et l'équation devient :

$$\forall t, \quad \int_{\bar{\Omega}_c} P(X,t)dX = \frac{\pi}{2} \qquad (2.17)$$

Equation de déformation élastique des massifs

L'adimensionnement de cette équation à partir de la théorie de Hertz conduit à :

$$\forall t, \quad h(X,t) = h_{00}(t) + \frac{a^2}{R'}\frac{X^2}{2} + \varepsilon(X,t) - \frac{4aph}{\pi E'}\int_{\bar{\Omega}_c} \ln|X - X'|P(X',t)dX' \qquad (2.18)$$

Un adimensionnement des termes d'épaisseur de film ainsi que de la microgéométrie est proposé :

$$H = \frac{R'}{a^2}h \qquad (2.19)$$

$$\Re = \frac{R'}{a^2}\varepsilon \qquad (2.20)$$

L'équation 2.18 devient donc :

$$\forall t, \quad H(X,t) = H_{00}(t) + \frac{X^2}{2} + \Re(X,t) - \frac{1}{\pi}\int_{\bar{\Omega}_c} \ln|X - X'|P(X',t)dX' \qquad (2.21)$$

Equation de Reynolds

En suivant la même démarche que précédemment, l'équation 2.4 devient :

$$\left(\frac{a^3 ph}{\mu_0 R'^2}\right)\frac{\partial}{\partial X}\left(\frac{\bar{\rho}}{12\bar{\mu}}H^3\frac{\partial P}{\partial X}\right) = \frac{U_1 + U_2}{2}\frac{\partial}{\partial X}(\bar{\rho}H) + a\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}H) \qquad (2.22)$$

Classiquement le temps de passage moyen d'une particule fluide dans le contact correspond à :

$$t_{passage} = \frac{2a}{(U_1 + U_2)/2} \qquad (2.23)$$

L'adimensionnement du temps proposé est donc le suivant :

$$T = \frac{U_1 + U_2}{2a} t \qquad (2.24)$$

Il vient donc pour l'équation de Reynolds adimensionnée :

$$\frac{\partial}{\partial X}\left(\frac{\overline{\rho}}{\overline{\mu}} \frac{H^3}{\lambda_H} \frac{\partial P}{\partial X} \right) = \frac{\partial}{\partial X}(\overline{\rho} H) + \frac{\partial}{\partial T}(\overline{\rho} H) \qquad (2.25)$$

avec λ_H paramètre adimensionné :

$$\lambda_H = \frac{6\mu_0 R'^2 (U_1 + U_2)}{a^3 p h} \qquad (2.26)$$

et la condition de non-cavitation :

$$\forall T, \forall X, P(X,T) \geq 0 \quad (2.27)$$

3.1.2 - CONTRAINTES DANS UN ESPACE ELASTIQUE SEMI-INFINI

La démarche utilisée pour résoudre ce problème est largement décrite par Solomon [67] et Dumont [16, 17]. La résolution s'effectue en prenant en compte les hypothèse suivantes :

- les massifs sont homogènes et isotropes,
- il y a linéarité géométrique entre les déformations et les dérivées des déplacements (faibles déformations),
- il y a linéarité physique entre les contraintes et les déformations.

Ces hypothèses impliquent qu'aucune déformation plastique ne peut être prise en compte.

3.1.2.1 - EQUATION DE LAME

En tenant compte des hypothèses précédentes, un système d'équations décrivant le tenseur des contraintes internes (au point M par exemple) peut être écrit. Il est dû à une distribution de pression p(x,y) et de contraintes de cisaillement tx(x,y) et ty(x,y). Les charges p(x,y), tx(x,y) et ty(x,y) agissent en chaque point M' du domaine D (figure 2.22).

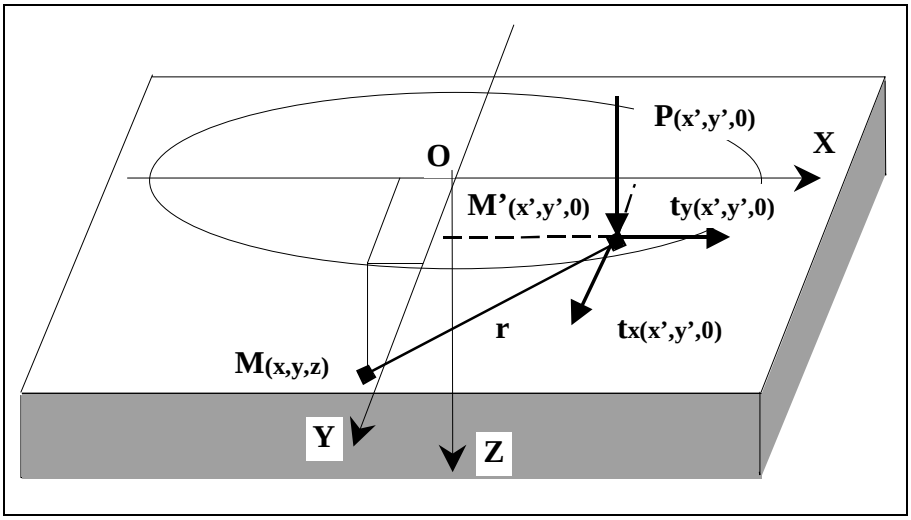


Figure 2.22 : Domaine de calcul

L'état des contraintes dans l'espace semi-infini est décrit en fonction des déplacements et des déformations par les équations suivantes :

équilibre des forces $$\sigma_{ij,j} + F_i = 0 \qquad (2.28)$$

linéarité entre déformations et déplacements $$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(u_{i,j} + u_{j,i}\right) \qquad (2.29)$$

linéarité entre contraintes et déformations (loi de Hooke) $$\sigma_{ij} = \lambda\theta\delta_{ij} + 2\mu\varepsilon_{ij} \qquad (2.30)$$

où :

$$\theta = \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \qquad (2.31)$$

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \qquad (2.32)$$

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \qquad (2.33)$$

avec :

i : indice qui correspond à x,y ou z,

u_i : vecteur de déplacement,

E : module d'élasticité du massif,

ν : coefficient de Poisson du massif,

σ_{ij} : contrainte suivant i et j,

F_i : force de volume et d'inertie,

ε_{ij} : déformation suivant i et j,

δ_{ij} : symbole de Kronecker (si i = j δ_{ij} =1 sinon δ_{ij} =0),

λ et μ : modules de Lamé.

Ces équations conduisent aux équations de Lamé :

$$(\lambda + \mu)\frac{\partial \theta}{\partial i} + \mu \Delta u_i = 0 \quad (2.34)$$

où :

$$\Delta u_i = \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial z^2} \qquad (2.35)$$

La solution peut être exprimée en fonction d'équations différentielles de fonctions harmoniques.

3.1.2.2 - SOLUTION DE BOUSSINESQ ET CERRUTI

Le problème a été résolu par Boussinesq [6] dans le cas d'un chargement normal et par Cerruti [9] dans celui d'un chargement tangentiel. Les fonctions harmoniques, calculées dans la première solution des équations de Lamé, sont données par les fonctions potentielles :

- Potentiel Newtonien : $$\phi = \int_D \frac{g(x',y')dx'dy'}{r} \qquad (2.36)$$
- Potentiel Logarithmique : $$\xi = \int_D (-r + z\ln(r+z))g(x',y')dx'dy' \qquad (2.37)$$
- Second Potentiel Logarithmique : $$\psi = \int_D \ln(r+z)g(x',y')dx'dy' \qquad (2.38)$$

où :

g(x',y') : correspond à p(x',y'), t_X(x',y') ou t_Y(x',y') suivant la sollicitation de la surface,

r : distance de M à M' (en 3 dimensions).

De plus les conditions aux limites suivantes sont choisies :

- dans le plan z = 0 :
  - pour la pression normale : $\sigma_{zz} = -p(x,y)$, $\sigma_{xz} = 0$, $\sigma_{yz} = 0$
  - pour le cisaillement : $\sigma_{zz} = 0$, $\sigma_{xz} = -t_X(x,y)$, $\sigma_{yz} = -t_Y(x,y)$
- à une distance infinie du contact : les déplacements tendent vers 0.

Les déplacements et les contraintes peuvent être exprimés à partir des fonctions potentielles. Dans le cas d'une sollicitation surfacique à la fois normale et tangentielle, les hypothèses de linéarité permettent de superposer les contraintes calculées pour chaque cas. L'expression des contraintes devient alors une somme d'intégrales complexes. Elles peuvent

être réduites à des formulations analytiques simples, en utilisant la méthode des coefficients d'influence.

3.1.2.3 - METHODE DES COEFFICIENTS D'INFLUENCE

Le chargement surfacique est discrétisé en éléments rectangulaires de chargement uniforme (figure 2.23).

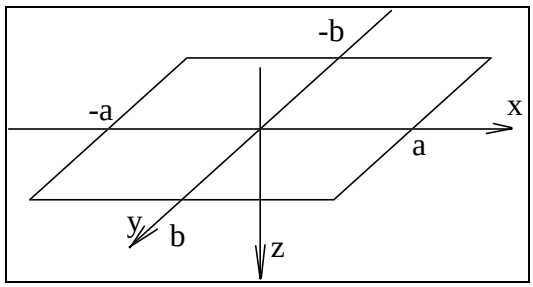


Figure 2.23 : Elément rectangulaire

Le tenseur des contraintes peut être évalué en tout point M du massif en sommant les influences exercées sur ce point par chaque élément de surface chargé uniformément :

$$\sigma_k(x,y,z) = \sum_{j=1}^{n}\left(p_j F_{kj}^1(x - x_j, y - y_j, z)\, t_{x_j} + F_{kj}^2(x - x_j, y - y_j, z)\, t_{y_j} F_{kj}^3(x - x_j, y - y_j, z) \right) \qquad (2.39)$$

Les fonctions d'influences sont calculées par intégration analytique sur un élément rectangulaire subissant un chargement uniforme. Elles dépendent des coefficients de Lamé et de la distance entre le centre de chaque élément $M'(x_j,y_j,0)$ et le point du massif $M(x_i,y_i,z_i)$:

$$F_{kj}(x,y,z) = \int_{xj-a}^{x_j+a}\int_{yj-b}^{y_j+b} f_k(x - x', y - y', z)\,dx'dy' \qquad (2.40)$$

3.1.2.4 - SIMPLIFICATION DANS LE CAS D'UN CONTACT CYLINDRE/PLAN

La théorie des déformations planes peut être appliquée. Les équations sont résolues par la méthode des coefficients d'influence, les éléments de charge étant linéaires (figure 2.24).

La loi de Hooke simplifiée devient :

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= \lambda\theta + 2\mu\varepsilon_{xx} & \sigma_{zz} &= 2\mu\varepsilon_{xz} \\ \sigma_{yy} &= \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{zz}) & \sigma_{yz} &= 0 \\ \sigma_{zz} &= \lambda\theta + 2\mu\varepsilon_{zz} & \sigma_{xy} &= 0 \end{aligned} \qquad (2.41)$$

Les contraintes dépendent de la fonction biharmonique d'Airy :

$$\phi = A.r.\varphi\sin\varphi \qquad (2.42)$$

où :

r : distance de M à M' (en 2 dimensions).

φ : angle entre la direction de charge et le vecteur $\overrightarrow{MM'}$

A : constante qui dépend des conditions aux limites :

$A=-p/\pi$ si p est la pression normale (selon z),

$A=-t_x/\pi$ si t_x est la contrainte tangentielle (selon x).

A partir de ces simplifications, les expressions des coefficients d'influence et des composantes des contraintes sont évaluées pour le contact bidimensionnel [40].

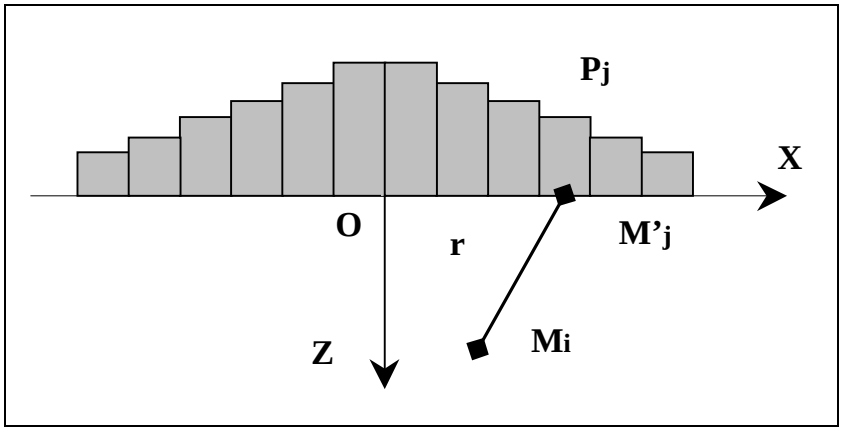


Figure 2.24 : Configuration de chargement

3.2 - ASPECTS NUMERIQUES

La description de l'outil numérique n'étant pas le propos de ce mémoire, un rappel succinct des techniques employées sera donné. Les techniques multigrilles et d'intégration rapide [53, 54] utilisées pour diminuer les temps de calculs ne seront que brièvement décrites.

3.2.1 - SCHEMA DE RESOLUTION DU PROBLEME EHD

Le problème consiste à résoudre simultanément les trois équations suivantes :

- l'équation de Reynolds où la pression P et l'épaisseur du film H interviennent,
- l'équation de déformation des massifs qui fait intervenir P, H, et H_{00},
- l'équation de conservation de la charge avec P uniquement.

La méthode dite "directe" est utilisée ([74] et figure 2.25). Cette méthode privilégie comme inconnue principale la variable de pression qui est obtenue par relaxation. L'épaisseur du film est alors considérée comme un paramètre qui doit être remis à jour. C'est l'équation de conservation de la charge qui permet la mise à jour de la constante H_{00} dans l'expression de la géométrie du film, par intégration du champ de pression obtenu. Il apparaît donc que la résolution est itérative.

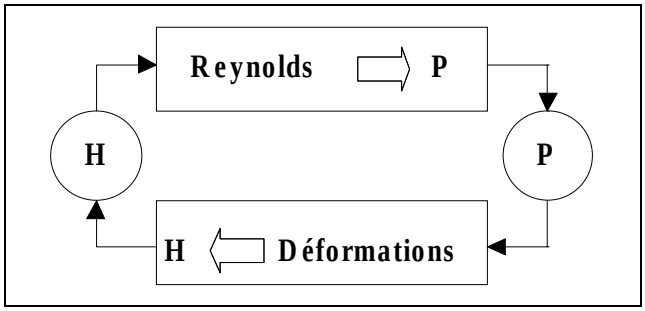


Figure 2.25 : Méthode directe

La discrétisation des équations aux dérivées partielles est effectuée par la méthode des différences finies [12].

Enfin, des schémas de relaxation différents sont utilisés pour chacune des zones du contact (convergent ou zone de génération de pression ; plateau central ; divergent ou zone de cavitation du lubrifiant). Ces schémas ne seront pas explicités mais le lecteur pourra se référer à Couhier [12].

Le facteur d'échelle est le problème principal de la modélisation d'un contact. La discrétisation devant couvrir le macroscopique (échelle du contact) et le microscopique (échelle des défauts), un maillage fin dans l'espace et le temps est donc nécessaire.

La méthode de résolution est stable mais lente entraînant ainsi des temps de calculs très longs. L'introduction des techniques multigrilles permet un gain de temps considérable [12, 16].

3.2.2 - METHODES MULTIGRILLES ET D'INTEGRATION RAPIDE

3.2.2.1 - ACCELERATEUR DE CONVERGENCE

Ces techniques utilisent une série de grilles (k_1, k_2, …, k_f) qui décrivent le même domaine de résolution (en terme d'espace) mais avec des pas différents. Chaque grille k_i est maillée avec un pas deux fois plus fin que la grille précédente k_{i-1}.

Ce concept est fondé sur la compréhension du phénomène de ralentissement dans la réduction de l'erreur lors de la convergence du processus itératif. En effet, si l'erreur est décomposée en série de Fourier, il apparaît que les erreurs qui ont une longueur de l'ordre du pas de la grille disparaissent rapidement. Par contre, plus le pas est fin, plus la réduction d'erreur est lente. Donc, la convergence d'une solution sur une grille de pas plus grossier, dite grille grosse, est plus rapide que sur une grille de pas plus fin dite grille fine. De ce fait, si les erreurs de longueur d'onde supérieure au pas de la grille fine sont résolues sur la grille grosse, alors la convergence sera accélérée. C'est ce qui définit l'accélérateur de convergence.

Une brève explication du schéma est faite ci-après, en considérant uniquement deux niveaux de grille différents.

Schéma de correction

Considérons une grille fine de pas h et une grille grosse de pas H=2h. Soit l'équation différentielle discrète à résoudre :

$$L^h u^h = f^h \qquad (2.43)$$

avec :

L^h : l'opérateur linéaire,

u : la variable recherchée,

f : le second membre,

Soit $\tilde{u}^h$, une approximation de u^h après quelques itérations sur la grille fine.

Le résidu r^h est défini comme la différence entre la valeur exacte et la valeur approchée de f :

$$r^h = f^h - \tilde{f}^h = L^h(u^h - \tilde{u}^h) = L^h v^h \qquad (2.44)$$

v^h représente alors l'erreur numérique sur u^h et se retrouve ainsi liée au résidu r^h. Cette erreur n'est pas calculée sur la grille fine, mais transférée sur une grille plus grosse par l'intermédiaire d'un opérateur de transfert I_h^H tel que :

$$L^H v^H = I_h^H r^h \quad (2.45)$$

Après une série de relaxations sur la grille grosse jusqu'à obtention de la précision souhaitée, v^H est transférée sur la grille fine par l'intermédiaire d'un opérateur de transfert réciproque I_H^h. Cela permet la correction de $\tilde{u}^h$ et donc l'approximation sur u^h est améliorée :

$$v^h = I_H^h v^H \qquad (2.46)$$

d'où :

$$u^h{}_{\text{corrigé}} = \tilde{u}^h + I_H^h v^H \quad (2.47)$$

Ce principe de résolution est appliqué aux équations linéaires. Il existe une extension de ce schéma de correction aux équations non-linéaires appelée schéma d'approximation globale FAS (Full Approximation Scheme). Elle permet entre autres la résolution d'équations du type de Reynolds [12].

Le schéma de correction décrit précédemment n'utilise que deux niveaux de grilles. Le V-cycle est lui, l'élément de base d'une résolution multigrilles.

<u>le V-cycle</u>

Le Vcycle est basé sur le schéma de correction en incluant plusieurs grilles. Son principe est décrit à la figure 2.26. Cela consiste à effectuer un nombre d'itérations limité sur les grilles fines pour diminuer le temps de calcul sur les grilles de pas fin. La convergence jusqu'à la diminution complète de l'erreur se fait sur la grille grosse.

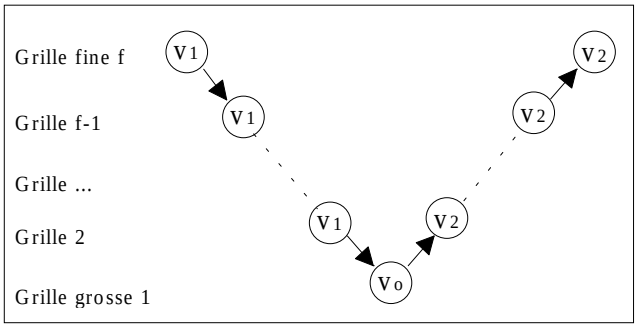


Figure 2.26 : V-cycle sur plusieurs niveaux

v_0, v_1,v_2 représentent le nombre d'itérations effectuées sur chaque grille **[**51**]**.

Un schéma de résolution plus complet permet de réduire le temps de calcul, il s'agit du FMG.

Le schéma FMG (Full Multi Grid)

La résolution du problème commence sur une grille de pas grossier, l'objectif étant de transférer la solution obtenue sur une grille de pas plus fin en effectuant des interpolations successives. Le principe en est décrit à la figure 2.27.

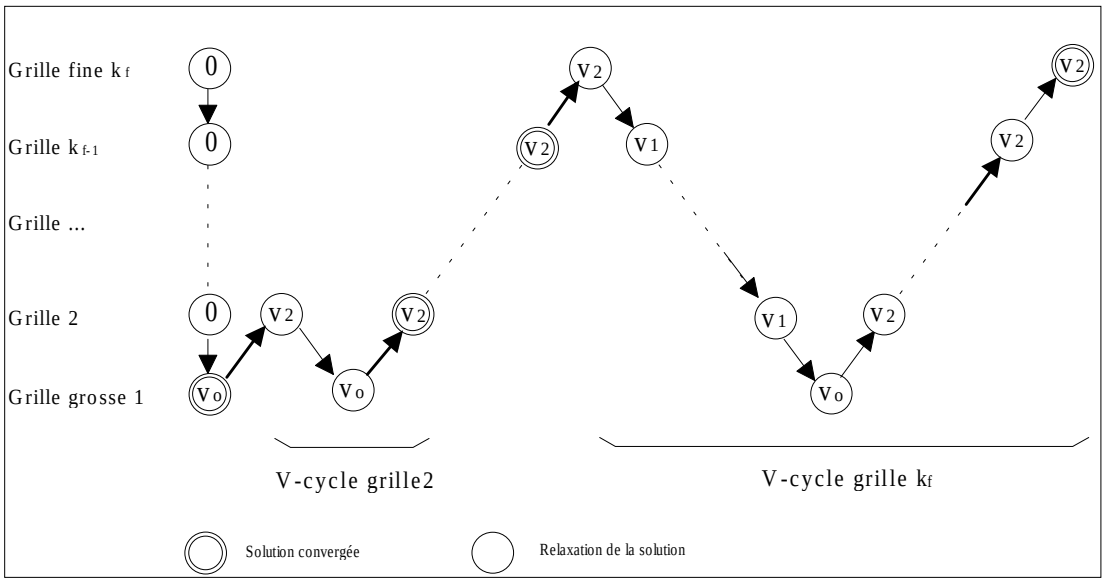


Figure 2.27 : principe du FMG

Le calcul est démarré sur la grosse grille pour plus de performances. Quand une solution est obtenue sur cette grille, elle est transférée vers une grille plus fine. Puis un V-cycle est effectué pour accélérer la convergence. Le processus s'opère jusqu'à atteindre la convergence sur la grille la plus fine k_f.

3.2.2.2 - INTEGRATION MULTI-NIVEAUX DITE "RAPIDE" (I.R.)

Pour les intégrales non résolvables analytiquement, un schéma numérique est utilisé. La méthode classique consiste à discrétiser avec un pas fin le domaine. Compte tenu du problème d'échelle dans la description du contact, on a recours à une méthode dite d'intégration rapide développée par Brandt et Lubrecht **[**51**]**.

Sur le même principe que les schémas explicités auparavant, le but de cette technique est d'effectuer une partie de l'intégration sur une grille grosse et d'interpoler le résultat sur la grille fine.

Des opérateurs de transfert permettent le passage d'une grille à l'autre. On parle d'opérateur d'interpolation pour le passage d'une grille grosse à une grille fine et d'opérateur de restriction de la grille fine à la grille grosse.

Un schéma simplifié résume l'ensemble du processus décrit ci-dessus (figure 2.28). kf est le nombre de points de la grille fine sur laquelle une solution est recherchée. kc désigne le nombre de points de la grille sur laquelle le calcul est effectué.

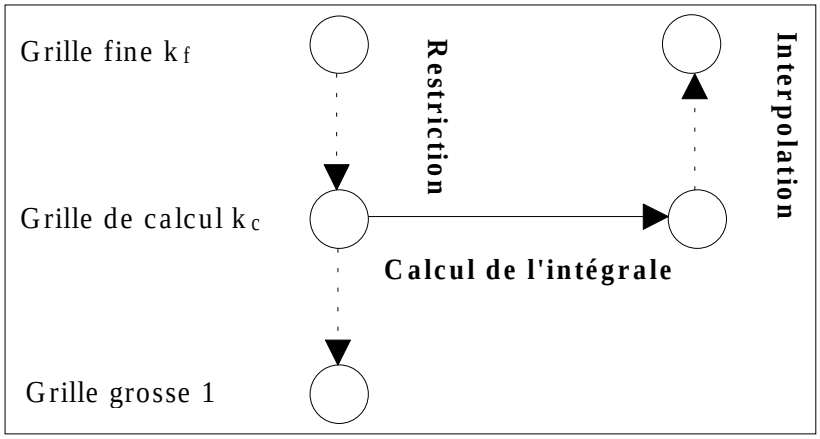


Figure 2.28 : Intégration rapide

Le choix de la grille de calcul nécessite un compromis. En effet, plus la grille de calcul est éloignée de la grille fine, plus le temps de calcul est faible mais plus la solution est entachée d'erreur.

Du point de vue pratique, il faut savoir que la profondeur ($P = k_f - k_c$) est optimale pour :

- $P = k_f / 2$ lorsque k_f est pair,
- $P = (k_f - 1)/2$ lorsque k_f est impair.

L'ordre de restriction/interpolation des fonctions doit être maximum. En général, un ordre 12 est choisi.

3.2.3 - APPLICATION AUX CALCULS EHD ET DES CONTRAINTES (FIGURES 2.29 ET 2.30)

Les schémas de correction globale FMG et d'intégration rapide permettent donc d'améliorer considérablement les temps de calcul.

Le problème élastohydrodynamique étant non linéaire, c'est le schéma d'approximation complet FAS qui est utilisé pour toutes les équations. L'équation de Reynolds est résolue par FMG tandis que l'équation de déformation des massifs de forme intégrale vis-à-vis de la pression est traitée par intégration rapide. Enfin, l'équation de conservation de la charge l'est grâce à un schéma de correction simple. La structure de la résolution est largement décrite dans la thèse de Couhier **[**12**]**.

Enfin, le calcul des contraintes dans le massif semi-infini correspond à l'intégration d'une fonction qui regroupe les coefficients d'influence. Aussi le schéma d'intégration rapide est également utilisé. Les développements numériques sont décrits dans la thèse de Dumont [16].

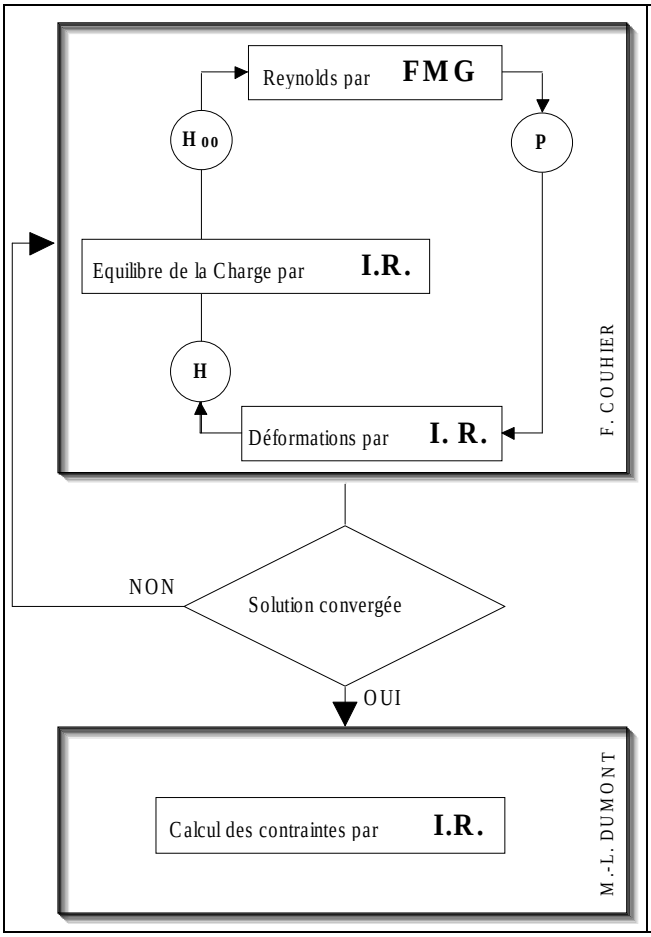


Figure 2.29 : Schéma de résolution

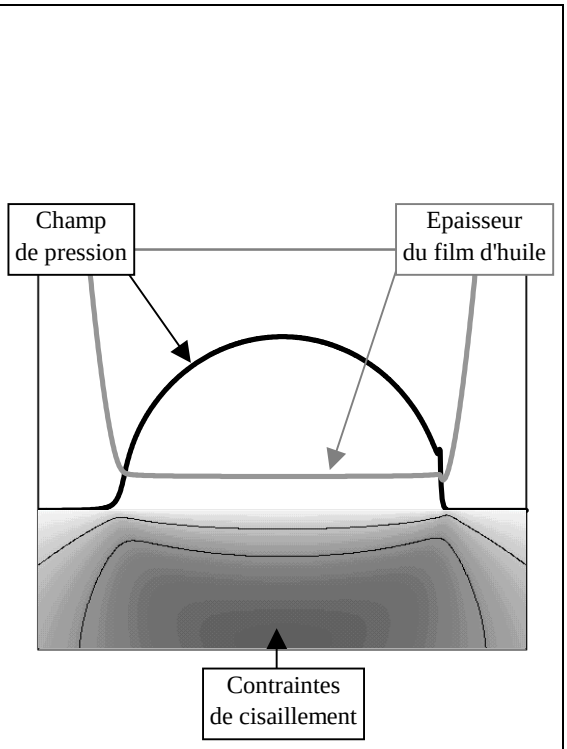


Figure 2.30 : solution du cas lisse

4 - CONCLUSION

Les dispositifs et procédures d'essais décrits dans ce chapitre ont permis la mise en œuvre et l'analyse des essais d'indentation et de fatigue. Ces essais sont décrits dans les chapitres suivants.

Les outils numériques ont quant à eux permis de simuler des indents sur des surfaces en contact. L'analyse des résultats numériques comparée aux observations expérimentales permet de mieux comprendre les phénomènes observés et d'établir des tendances pour l'endommagement.

CHAPITRE III

INDENTATION DES SURFACES

1 - INTRODUCTION

2 - NOMBRE de PARTICULES en SUSPENSION dans L'HUILE

3 - INFLUENCE DE LA NATURE DES PARTICULES

4 - INDENTATION PAR DES PARTICULES DUCTILES

5 - DISCUSSION SUR LE PROCESSUS D'INDENTATION

6 - CONCLUSION

1 - INTRODUCTION

Nous discuterons tout d'abord dans ce chapitre de la probabilité de passage d'une particule solide dans un contact EHD, puis nous décrirons les mécanismes d'indentation et en particulier le nombre, la taille et la forme des indents ainsi produits. Ce travail est principalement expérimental. Néanmoins quelques travaux exploratoires réalisés sous ABAQUS (non présentés ici) ont permis d'apporter quelques éclaircissements sur le processus d'indentation.

Une procédure expérimentale originale a été mise en place pour cette étude. Il s'agit d'amener un jet d'huile contenant un nombre donné de particules à l'entrée d'un contact entre deux éprouvettes chargées en rotation. Dans un premier temps, le nombre de particules en suspension dans l'huile est estimé et comparé aux résultats des comptages effectués par un compteur automatique en ligne. Après quoi le nombre et la forme des indents sont étudiés, d'abord en fonction de la nature des particules (SiO_2, SiC, B_4C et M50), puis en fonction de la taille et de la concentration du polluant. Enfin, nous focaliserons nos investigations sur un polluant de type ductile, constitué de sphères de M50, afin d'analyser l'influence des conditions de fonctionnement, notamment la charge normale, la vitesse de roulement et le taux de glissement.

Pour cela, un balayage des différentes conditions opératoires offertes par le dispositif d'essai a été effectué. La liste de l'ensemble des essais est présentée dans le tableau 3.1. La première étape de l'étude (tests N1, N2, N3, N4, N1SP, N2SP, N3SP et N1SR) a consisté à tester les 4 types de particules au comportement fragile ou ductile. La deuxième étape nous a permis d'établir une relation entre la concentration, la durée de l'essai et le nombre d'indents (tests C1, C2, C3, T1 et T2). Finalement, une troisième série d'essais (tests N3SP, SR1, SR2, L1, L2 et M1) nous a montré le rôle des conditions de fonctionnement (pression de Hertz, vitesse de roulement et taux de glissement) sur le processus d'indentation.

2 - NOMBRE DE PARTICULES EN SUSPENSION DANS L'HUILE

Le volume moyen d'une particule dépend de la forme et de la taille moyenne des particules. Aussi pour chaque type de polluants, une approximation du volume d'une particule est effectuée. Les carbures sont approchés par un parallélépipède. Pour ceux qui ont une taille moyenne de 45 µm, le volume sera de 15x45x45 μm^3, l'épaisseur étant estimée à partir des photographies (chapitre II). Le SAE AFTD peut être considéré comme cubique. Enfin la poudre de M50 sera prise comme sphérique. La masse volumique des particules est indiquée dans les figures 2.13 à 2.16.

Une estimation du nombre de particules contenues dans 100 ml d'huile peut être obtenue. En effet, il suffit de connaître la masse volumique et le volume d'une particule ainsi que la concentration pour obtenir ce nombre à partir de l'expression suivante :

$$n = 10^{11}.C/(\rho.V_p) \quad (3.1)$$

avec :

- n : le nombre de particules pour 100 ml d'huile,
- C : la concentration de particules (mg/l),
- ρ : la masse volumique des particules (kg/m^3),
- V_p : le volume d'une particule (μm^3).

	Polluant				Conditions de fonctionnement			
Nom du test	**Nature**	**Concentration** (mg/l)	**Durée** (min)	**Taille** (µm)	**Phmax** (GPa)	**Vitesse moyenne** (m/s)	**Taux de Glissement** (%)	**Matériau Galets**
N1	SiC	10	5	45	1.5	20	0	100Cr6
N2	B4C	10	5	45	1.5	20	0	100Cr6
N3	M50	10	5	32-40	1.5	20	0	100Cr6
N4	SAE AFTD	10	5	0-100	1.5	20	0	100Cr6
N1SP	SiC	6	5	45	1.5	2.51	0	100Cr6
N2SP	B4C	6	5	45	1.5	2.51	0	100Cr6
N3SP	M50	10	5	32-40	1.5	2.51	0	100Cr6
N1SR	SiC	5	5	45	1.5	20	1.5	100Cr6
C1	M50	10	5	32-40	1.5	20	0	100Cr6
C2	M50	50	5	32-40	1.5	20	0	100Cr6
C3	M50	100	5	32-40	1.5	20	0	100Cr6
T1	M50	50	1	32-40	1.5	20	0	100Cr6
T2	M50	50	15	32-40	1.5	20	0	100Cr6
SR1	M50	50	5	32-40	1.5	20	6	100Cr6
SR2	M50	50	5	32-40	1.5	20	20	100Cr6
L1	M50	10	5	32-40	2.5	20	0	100Cr6
L2	M50	10	5	32-40	3	20	0	100Cr6
M1	M50	10	5	32-40	1.5	20	0	M50
S0	M50	10	5	0-100	1.5	20	0	100Cr6
S1	M50	10	5	10-20	1.5	20	0	100Cr6
S2	M50	10	5	20-32	1.5	20	0	100Cr6
S3	M50	10	5	32-40	1.5	20	0	100Cr6
S4	M50	10	5	40-50	1.5	20	0	100Cr6

Tableau 3.1 : synopsis des essais

Durant tous les tests, des comptages en ligne à l'aide du compteur de particules ont été effectués pour contrôler le niveau de pollution. Dans le paragraphe 2.1.2.2 du chapitre II, un exemple de comptage a déjà été donné. Dans la figure 3.1, le même type de comptage est présenté pour des particules de carbure de silicium. Sur cette figure, le nombre théorique de particules a été tracé.

A l'instant t=0, une mesure du niveau de pollution du banc avant l'introduction des polluants est réalisée. Puis, 5 minutes après introduction, deux comptages successifs sont effectués. Enfin une ultime mesure est effectuée au terme de l'essai.

Il apparaît que le nombre de particules mesuré et celui calculé sont du même ordre de grandeur.

Des estimations ont été effectuées pour chaque essai afin de vérifier la validité du test en ce qui concerne le nombre de particules dans le volume d'huile initial. Ces estimations ont été établies pour des tailles minimale, maximale et moyenne de particules. Par exemple, pour les poudres de M50 avec une répartition de 10-20 µm, les tailles choisies sont :

- diamètre minimal : 10 µm,
- diamètre maximal : 20 µm,
- diamètre moyen : 13.14 µm (cf. annexe 4).

Les mesures réalisées correspondent à la taille de particule la plus proche de la distribution des particules. Par exemple, pour les particules de M50 dont la répartition varie de 32 à 40 µm, la mesure effectuée pour les particules d'une taille supérieure à 25 µm a été choisie.

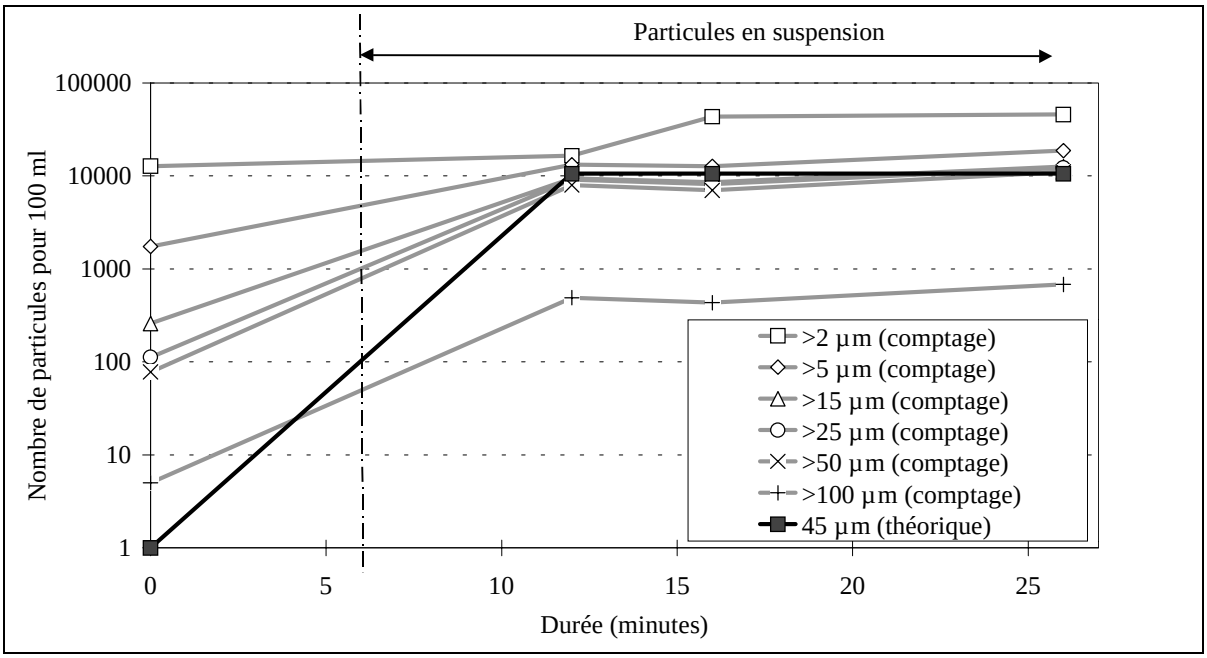


Figure 3.1 : Comptages effectués pour le test N1
(Carbure de silicium de taille moyenne 45 µm à une concentration de 10 mg/l)

La figure 3.2 présente pour quelques tests le nombre de particules mesuré et celui estimé.

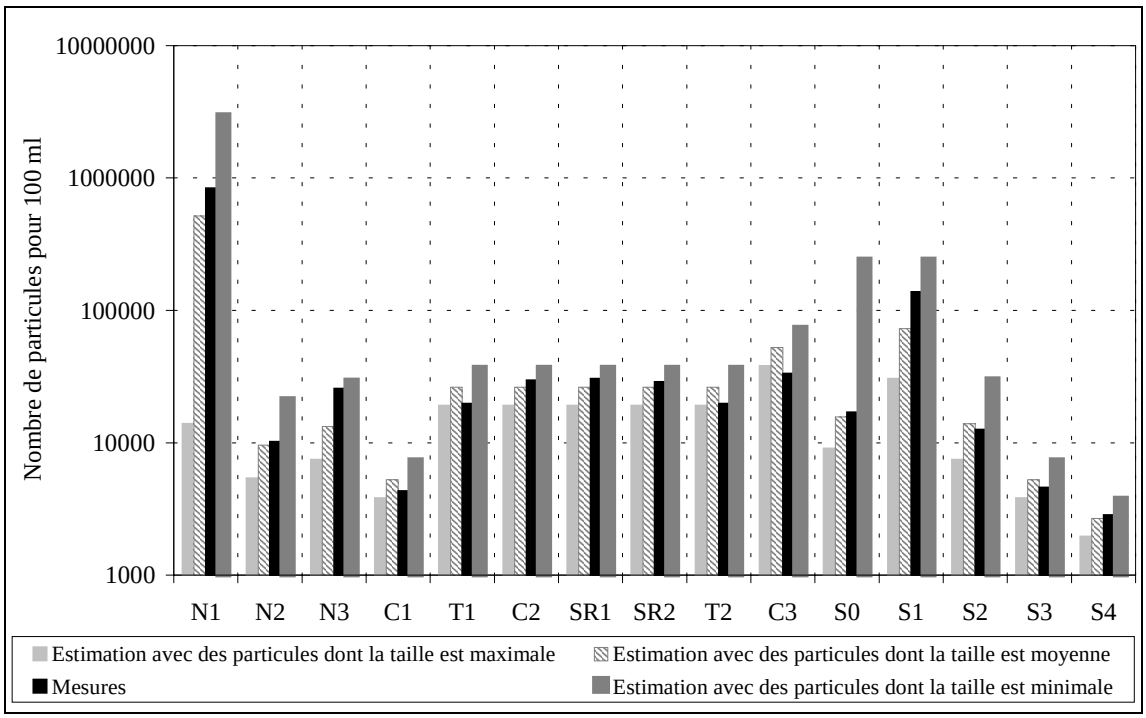


Figure 3.2 : Nombre de particules

Il y a un bon accord entre le nombre de particules compté en ligne et celui estimé d'après la concentration. La méthode employée pour élaborer une suspension homogène de particules solides dans l'huile est donc correcte.

3 - INFLUENCE DE LA NATURE DES PARTICULES

Pour évaluer l'influence de la nature des particules sur la forme des indents, quatre tests ont été menés avec quatre types de polluants différents dans des conditions de fonctionnement identiques :

- concentration : 10 mg/l,
- durée de la pollution : 5 min,
- pression de Hertz maximale : 1.5 GPa,
- vitesse moyenne des surfaces : 20 m/s,
- pas de glissement,
- galets en 100Cr6.

Des relevés de surface dans la zone de contact sont donnés à la figure 3.4. Il apparaît clairement que la forme des indents dépend directement de la nature des particules. De plus, deux types d'indents différents pour une même nature de particules ont été observés selon qu'ils sont localisés à l'intérieur ou à l'extérieur de la piste de roulement. Ce phénomène est illustré par la figure 3.3. Sur cette photographie, le bord de la piste de roulement a été délimité par un trait pointillé.

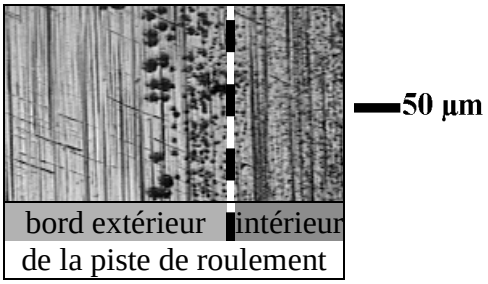


Figure 3.3 : Forme des indents dus aux carbures de bore à l'intérieur et sur le bord extérieur de la piste de roulement

Par la suite la forme des indents sera décrite selon la famille à laquelle appartiennent les particules (fragiles, céramiques fragiles, ductiles).

Les particules fragiles (SAE AFTD) produisent peu d'indents comparé au nombre de particules. Ces indents sont très petits (diamètre moyen de 2 à 3 µm) et peu profonds (profondeur inférieure à 1 µm). Les indents observés à l'intérieur et à l'extérieur de la zone de roulement sont similaires en dimensions et faciès.

Les indents causés par les carbures qui sont des particules dures et fragiles sont assez petits (diamètre moyen de 5 à 10 µm) avec des bords abrupts. Leur profondeur peut atteindre 2 à 3 µm. Il existe également des indents plus profonds (6-7 µm) et plus larges (30-40 µm) à l'extérieur des pistes de roulement (figure 3.3).

Les particules ductiles (poudre de M50) produisent des indents lisses, plus larges et moins profonds. Ce type d'indents sera étudié de façon détaillée dans la deuxième partie de ce chapitre. En effet, leurs formes et dimensions étant facilement identifiables et quantifiables, une étude systématique de l'influence des paramètres de fonctionnement du contact sur les indents peut être menée.

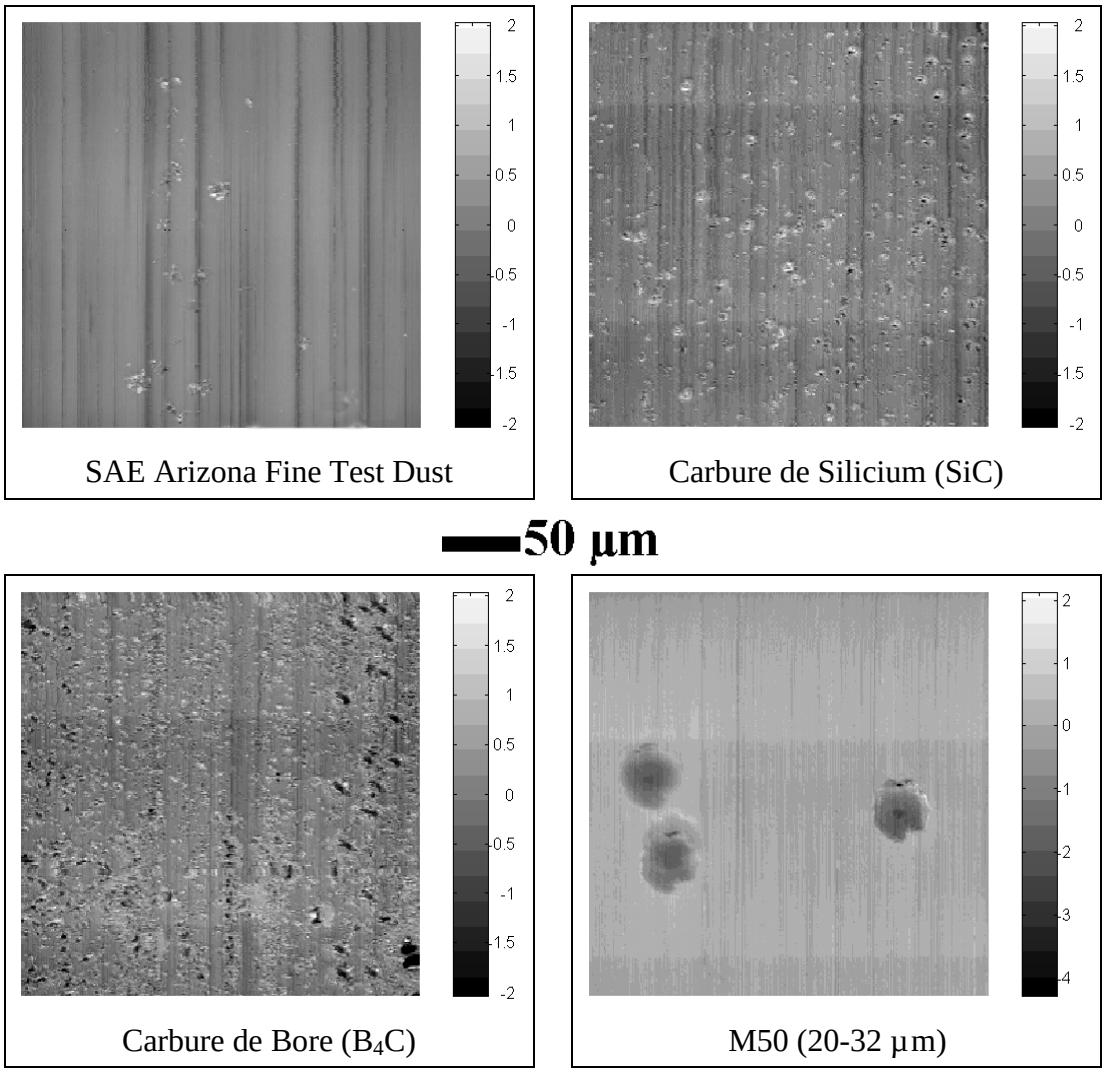
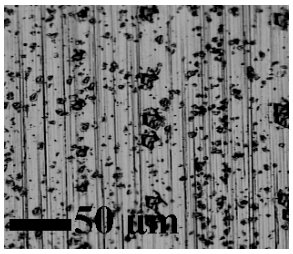


Figure 3.4 : Topographie des surfaces dans la zone de contact pour les 4 types de polluants

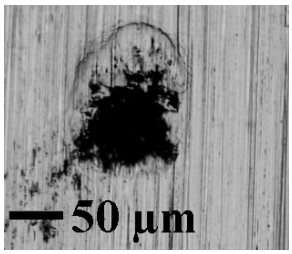
Pour compléter les observations sur les indents causés par les carbures, trois tests supplémentaires ont été menés. Les deux premiers (N1SP et N2SP) ont été effectués avec des vitesses de surface beaucoup plus lentes (2.51 m/s). Ces vitesses correspondent à la limite inférieure de la vitesse de rotation des broches sur la machine à galets (600 tr/min). Le troisième test (N1SR) réalisé avec le carbure de silicium a consisté à introduire du glissement (1.5 %) avec une vitesse de roulement (U1+U2)/2 de 20 m/s.

Comme il est possible de le constater sur les figures 3.5-a et 3.5-b, les indents sont beaucoup plus profonds et plus larges lorsque la vitesse diminue. En effet, le diamètre moyen des indents passe de 5-10 µm à 50-65 µm et la profondeur de 2-3 µm à 5-7 µm. Il apparaît donc que la vitesse a une très grande influence sur la forme des indents formés par les carbures. De plus, un bourrelet est observé pour les indents produits à faible vitesse. Ce bourrelet situé derrière l'indent par rapport au sens du roulement a une hauteur de 2 à 3 µm.

Le nombre d'indents est également grandement lié à la vitesse. Ainsi, il passe d'une vingtaine dans le cas de la vitesse la plus lente (2.51 m/s) à plusieurs centaines de milliers pour une vitesse de 20 m/s et ce pour une même durée d'essai.



a – N1
vitesse moyenne = 20 m/s



b – N1SP
vitesse moyenne = 2.51 m/s

Figure 3.5 : Photographies d'indents pour les essais N1et N1SP (Carbure de Silicium)

Lorsque le glissement est ajouté (figure 3.6), le faciès et le nombre d'indents changent également. Dans le cas présent, la vitesse moyenne est de 20 m/s avec un glissement de 1.5 % et une concentration de particules de carbures de silicium dans l'huile de 6 mg/l. L'observation des surfaces montre qu'il y a deux types d'indents :

- un premier, en faible quantité, qui correspond à des indents larges (40-60 µm) et profonds (2-8 µm) semblables à ceux observés pour la vitesse la plus lente,
- un deuxième, en grand nombre sur la surface, formé d'indents petits (10-20 µm) et peu profonds (1-2 µm).

Le bourrelet précédemment observé est également présent lorsqu'il y a du glissement. Pour les gros indents, ce bourrelet a une hauteur de 2 µm en moyenne.

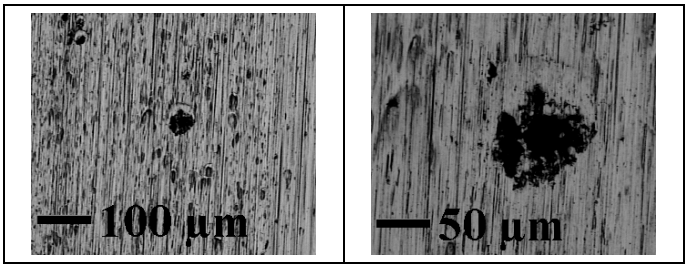


Figure 3.6 : Photographies d'indents pour l'essai N1SR

4 - INDENTATION PAR DES PARTICULES DUCTILES

Chaque galet a été observé après les essais et le nombre d'indents sur les pistes a été compté en utilisant le banc vidéo décrit au chapitre II.

Ainsi, pour ce type de particules, un balayage des différents paramètres a été effectué. Dans la suite de ce chapitre, un certain nombre de constats seront faits en ce qui concerne le nombre et la forme des indents ainsi que la géométrie des particules déformées.

4.1 - NOMBRE D'INDENTS

Un premier comptage a été effectué pour les tests qui ont des conditions de fonctionnement communes (C1, C2, C3, T1, T2, M1 et SR1) :

- pression maximale de Hertz : 1.5 GPa,
- vitesse de roulement : 20 m/s,
- glissement nul,
- galet en 100Cr6,
- tailles de particules : 32 à 40 µm.

Le nombre d'indents est donné à la figure 3.7 en fonction du produit concentration (en mg/l) par durée d'essai (en minutes).

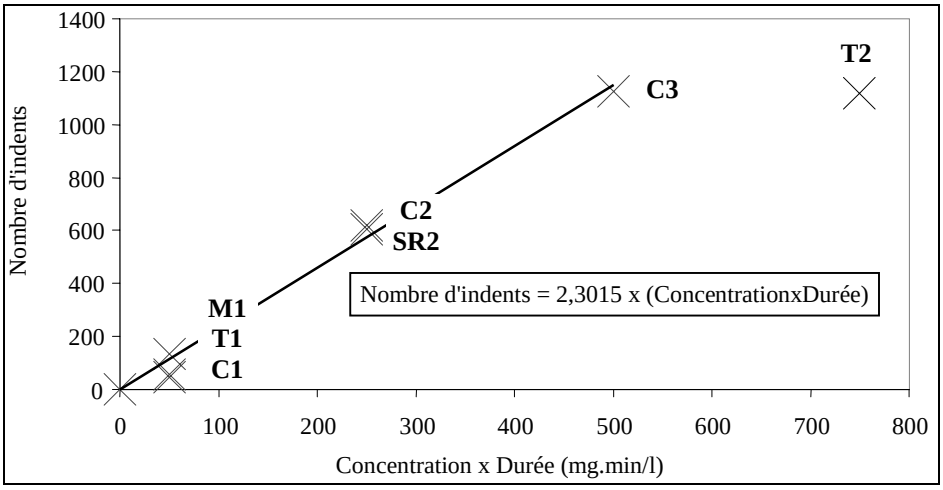


Figure 3.7 : Nombre d'indents

Le nombre d'indents pour le test SR2 (glissement spécifique de 20 %) est difficile à évaluer car les particules sont très fortement « tartinées » à la surface. De ce fait, il est très souvent impossible de savoir si la marque a été provoquée par une ou plusieurs particules. Ce test ne peut donc pas être pris en compte pour l'évaluation du nombre d'indents.

Comme le montre la figure 3.7, il y a une bonne linéarité entre le nombre d'indents et le produit concentration par durée. Cependant le dernier point qui correspond au test T2 est sous la droite de régression. Ce point correspond à l'essai le plus long (15 minutes), donc la non-linéarité peut être due à la sédimentation des particules les plus grosses. La figure 3.8 confirme cette hypothèse. En effet, à l'aide du tracé théorique du nombre d'indents, il est possible de constater que la concentration de particules présentes dans l'huile diminue avec le temps. Les points qui correspondent à la fin de l'essai sont en dessous des estimations, il y a donc bien sédimentation.

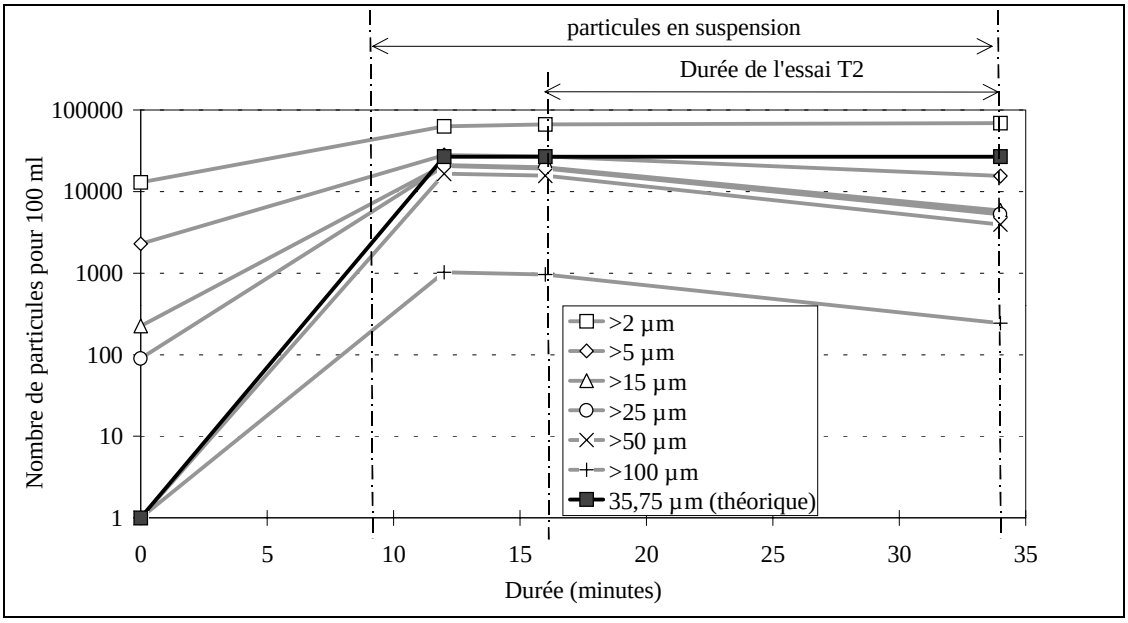


Figure 3.8 : Nombre de particules au cours du test T2

Lors de leurs récents travaux sur la pollution des huiles [19], Dwyer-Joyce et Heymer ont défini le ratio d'entrée de particules comme étant le rapport entre la concentration de particules dans le contact et celle dans le volume d'huile initial. Une estimation du nombre théorique d'indents peut être effectuée à partir du débit d'huile passant dans le contact et en supposant ce ratio égal à un.

Le débit d'huile dans le contact est donné par la relation suivante :

$$Q = a.h.(U_1+U_2) \qquad (3.2)$$

avec :

Q : débit d'huile dans le contact (µl/s),

a : demi-axe de l'ellipse de contact perpendiculaire au sens du roulement (mm),

h : épaisseur du film d'huile au centre (µm),

U_1 et U_2 : vitesses des surfaces 1 et 2 (m/s).

La théorie de Hertz donne la valeur de a. L'épaisseur de film d'huile au centre du contact est calculée à partir de la solution de Hamrock et Dowson pour un contact elliptique [36]. Cette valeur est corrigée pour tenir compte des effets thermiques par le coefficient ϕ_T donné par Gupta, Cheng et al. [32].

Ainsi, pour une pression maximale de Herz de 1.5 GPa et une vitesse de roulement de 20 m/s, le débit d'huile total dans le contact vaut 0.425 ml/min (avec a = 0.408 mm et h = ϕ_T.hc = 0.434 µm).

Le débit du jet d'huile mesuré vaut 162.2 ml/min. En effectuant le rapport débit d'huile dans le contact sur débit du jet d'huile, il peut être déduit que seulement 0.26 % du débit total passe dans le contact. En supposant que toutes les particules susceptibles de traverser le contact se comportent de la sorte, il est alors possible d'estimer le nombre d'indents causés par des particules d'une taille idéale correspondant par exemple au diamètre minimum ou maximum d'une même répartition. La même estimation peut-être effectuée à partir des comptages en ligne. Elle est calculée de la façon suivante :

$$n_{indents} = 6.10^7.C.Q.t/(\rho.V_p) \qquad (3.3)$$

avec :

$n_{indents}$: le nombre d'indents pour l'essai,

C : la concentration de particules (mg/l),

Q : le débit d'huile dans le contact (µl/s),

t : la durée de l'essai (min),

ρ : la masse volumique des particules (kg/m^3),

V_p : le volume d'une particule (μm^3).

Par exemple, pour le test S1, le nombre théorique d'indents donne pour un nombre de particules dont la taille correspond :

- au diamètre minimum (10 µm) : 5203,
- au diamètre maximum (20 µm) : 650,
- aux mesures en ligne (>5 µm) : 2969.

Il est possible de calculer le nombre d'indents pour la première série d'essais (réalisée avec des particules de M50 de 32 à 40 µm) de la figure 3.7 en prenant en compte un diamètre de particules moyen (35.75 µm). La relation qui donne ce nombre en fonction de la concentration et de la durée est déduite de l'équation 3.3 et s'écrit :

$$n_{indents} = 2.2774.C.t \qquad (3.4)$$

Cette relation est à comparer avec celle donnée par la droite de régression indiquée à la figure 3.7. L'erreur constatée est faible et confirme le fait que le ratio d'entrée des particules est proche de un.

Les résultats de tous les essais sont représentés à la figure 3.9. Sur ce graphique, les estimations effectuées pour les diamètres maximaux et minimaux des particules ainsi que celles établies à partir des comptages en ligne sont représentées accompagnées du nombre d'indents comptés. Il peut être déduit qu'une majorité de particules ductiles semblent passer dans le contact en roulement pur et pour un glissement spécifique de 6 %. En effet, les estimations effectuées à partir de la quantité de particules, du nombre d'indents semblent en bon accord avec les comptages d'indents présents à la surface des galets.

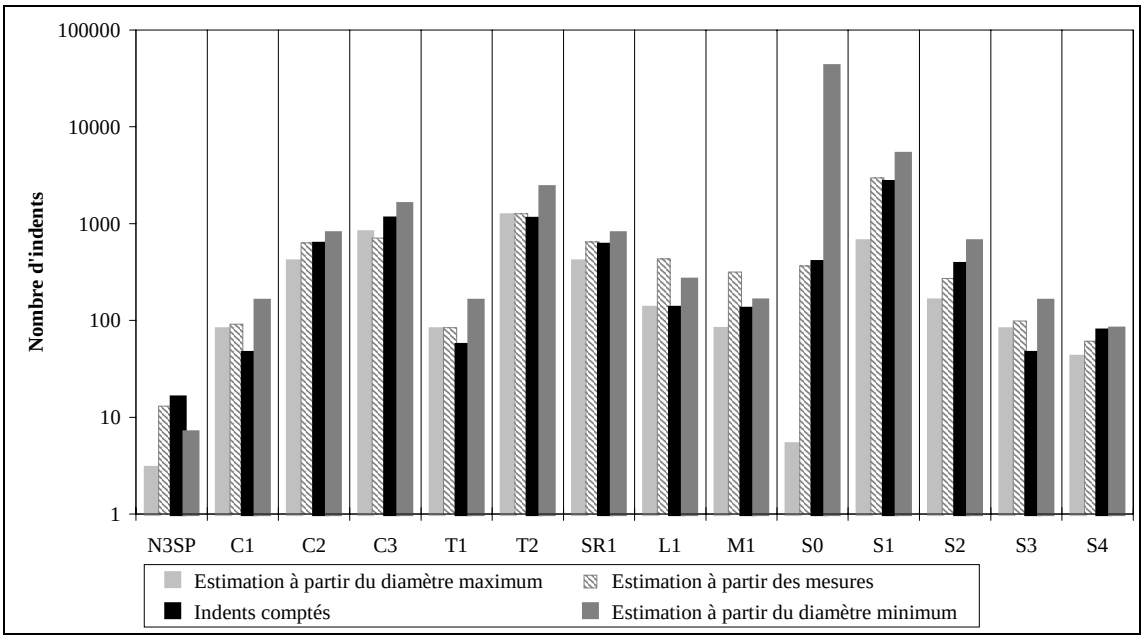


Figure 3.9 : Comparaison entre le nombre d'indents comptés et estimés

Il est à noter que les résultats expérimentaux conduisent à la conclusion d'un ratio d'entrée des particules proche de un, c'est-à-dire que la concentration de particules à l'intérieur du contact est proche de celle dans le volume initial. En d'autres termes, il est possible d'estimer le nombre d'indents sur les chemins de roulement d'un mécanisme donné (roulement à billes, engrenages, came-poussoir) en connaissant la durée de fonctionnement, le débit d'huile dans le contact et la taille, la nature et la concentration de particules dans l'huile. Ce résultat est en désaccord avec les récents travaux de Dwyer-Joyce et Heymer [19] qui trouvent des ratios d'entrée s'étalant de 1 à 10 000 selon la vitesse de roulement et le rapport taille de particules sur épaisseur de film d'huile. Ils déduisent de leurs expériences que :

1. le contact a un effet de concentration significatif (jusqu'à 10000 fois la concentration initiale),
2. les particules les plus larges entrent plus facilement dans le contact que les petites.

Ces deux conclusions sont en complète contradiction avec celles déduites de nos essais. En effet, le ratio d'entrée constaté pour ces essais est de 1 et de plus, il n'y a pas de différences notables sur le nombre d'indents provoqués par les petites ou les grosses particules.

4.2 - FORME DES INDENTS

Deux types d'indents ont été observés en fonction de leur position : à l'intérieur ou à l'extérieur de la zone de contact. De plus, la forme de l'indent est différente suivant les conditions d'essais comme par exemple le taux de glissement.

Les indents sont situés dans deux zones différentes :

- à l'intérieur de la bande créée par le mouvement du contact ponctuel sur la surface (appelée zone centrale du contact ou encore piste de roulement),
- sur les bords de la piste de roulement (appelée zone latérale du contact).

Dans la zone centrale du contact, la séparation des surfaces en contact est donnée par l'épaisseur de film au centre et le champ de pression normal peut être approché par une distribution semi-elliptique. A l'opposé, dans la zone latérale, la distance entre les surfaces des disques qui ne sont pas en contact, est beaucoup plus grande comparée à l'épaisseur du film d'huile au centre. De plus, la pression est donnée par la pression ambiante. Ces différences de hauteur et de pression peuvent expliquer les deux types d'indents comme le montre la figure 3.10 qui représente une coupe du contact dans la direction perpendiculaire au roulement.

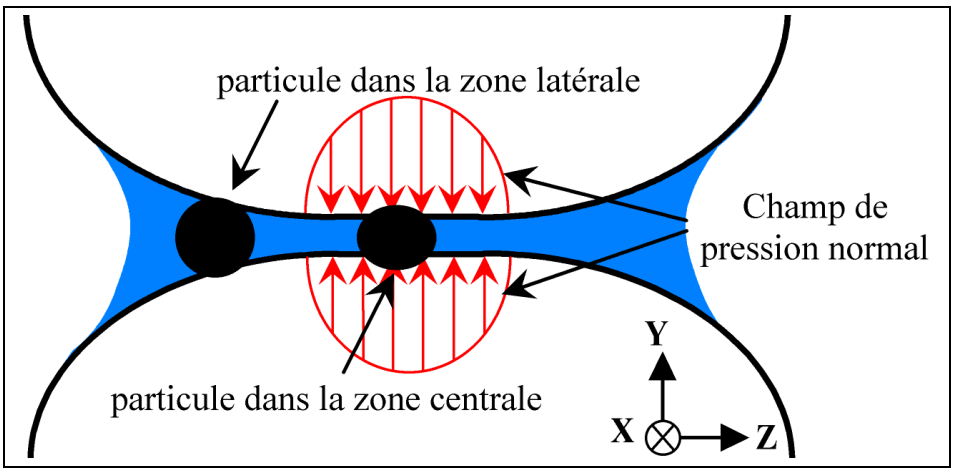


Figure 3.10 : Position des particules dans le contact

Une première série d'observations peut être effectuée pour les essais en roulement pur. Une photographie montrant les zones centrale et latérale du contact est représentée à la figure 3.11 accompagnée d'un relevé de profil d'indent et des relevés de surfaces pour les deux types d'indents.

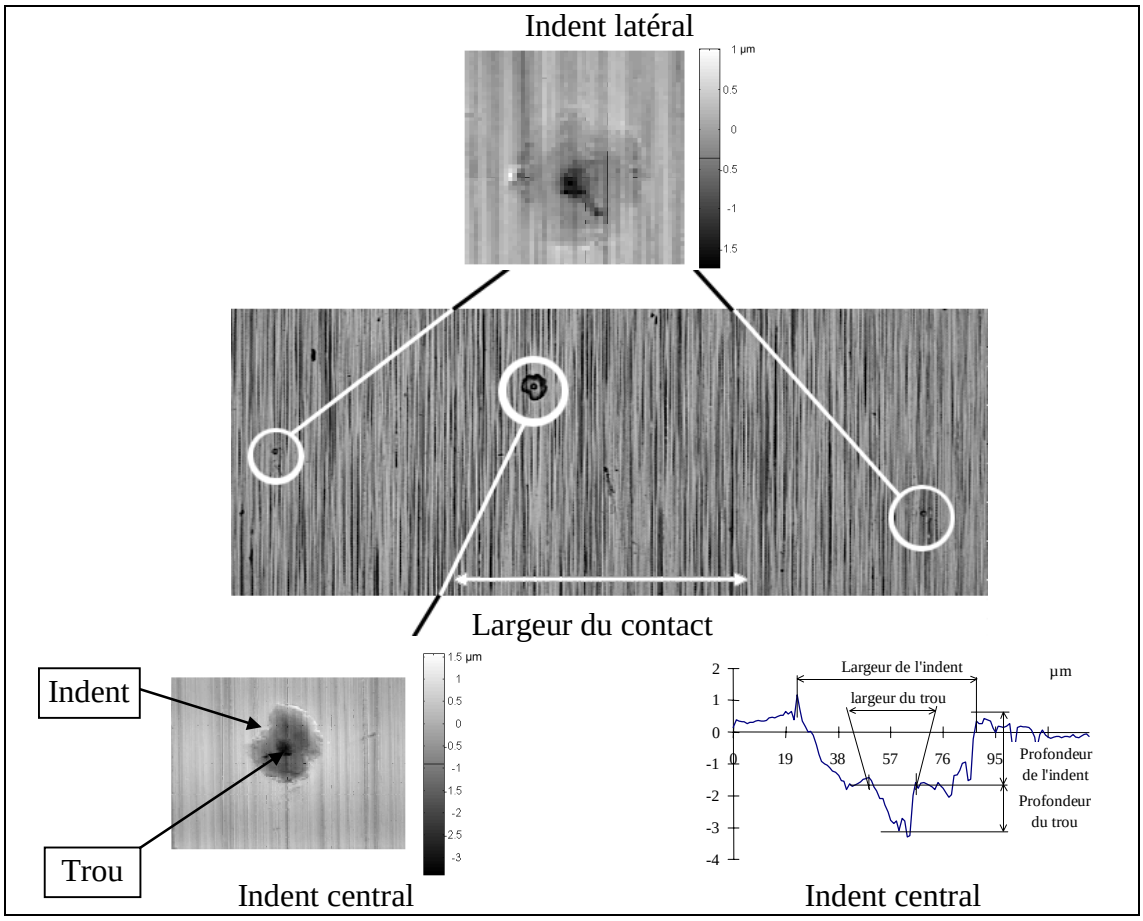


Figure 3.11 : Forme des indents en roulement pur

Quatre remarques importantes sont à émettre :

1. un trou est observable au fond des indents dans 70 % des cas,
2. un bourrelet est présent derrière l'indent dans le sens du roulement,
3. les indents centraux sont toujours plus profonds que les indents latéraux,
4. la largeur des indents centraux et latéraux est très proche.

De plus, il apparaît que la géométrie du trou en roulement pur est indépendante de la position de l'indent (à l'intérieur ou sur les bords de la piste de roulement).

Dans le tableau 3.2, la largeur, la hauteur et le rapport de forme (largeur sur profondeur) des indents et des trous sont donnés pour les essais dont les galets sont en 100Cr6, la pression maximale de Hertz est de 1.5 GPa, la vitesse moyenne de 20 m/s et dans des conditions de roulement pur.

Gamme de particules		10-20 µm	20-32 µm	32-40 µm	40-50 µm
Indent	Largeur (µm)	20-30	30-40	40-80	60-100
	Profondeur (µm)	1.5-1.7	1.7-1.8	1.8-3.0	2.0-3.0
	Rapport de forme	13-17	17-22	22-30	30-38
Trou	Largeur (µm)	4-7	7-10	10-17	15-20
	Profondeur (µm)	0.5-1.0	0.6-1.1	0.7-1.2	1.2-1.8
	Rapport de forme	7-8	9-12	15-17	11-13

Tableau 3.2 : Taille des indents et des trous en roulement pur

Il est noté que la forme des indents n'est pas modifiée et que, de plus, la taille initiale des particules influence directement la largeur des indents et des trous. Cela peut être également observé sur les photos présentées à la figure 3.12. Par contre, la profondeur des trous et des indents reste quasiment constante. Donc, deux faits sont notables :

1. le trou observé au fond et au centre des indents est présent pour toutes les tailles de particules,
2. la largeur des indents augmente avec la taille initiale des particules.

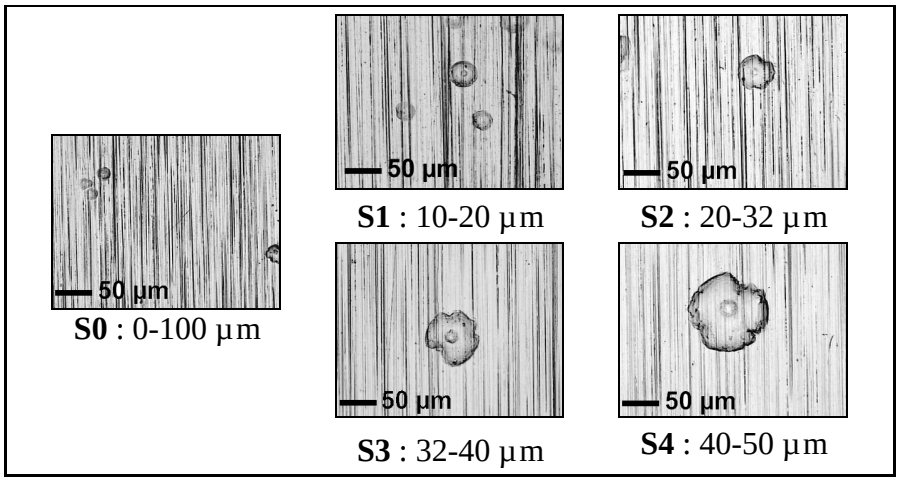
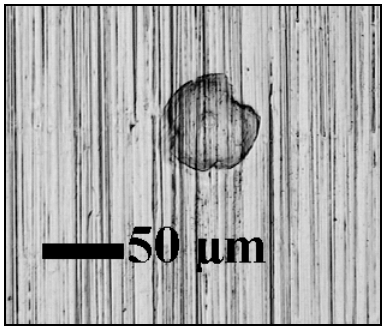


Figure 3.12 : Photos d'indents pour différentes tailles de particules de M50.

Nuance d'acier

Par ailleurs, le passage d'une nuance d'acier 100Cr6 au M50 (test M1) ne modifie pas la forme de l'indent comme le montre la figure 3.13. De plus, la série de relevés effectués montre que la taille des indents et des trous est identique à un essai similaire réalisé avec un galet en 100Cr6 (essai S3).



Indent	**Largeur (µm)**	50-70
	Profondeur (µm)	2-3
	Rapport de forme	23-25
Trou	**Largeur (µm)**	10-20
	Profondeur (µm)	0.5-1.1
	Rapport de forme	10-20

Figure 3.13 : Indentation pour un galet en M50

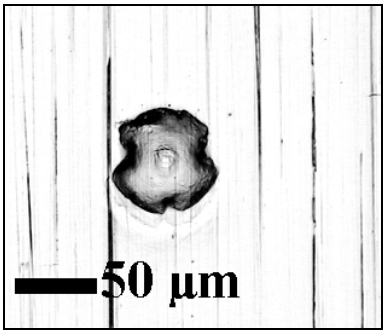
Charge

Une autre condition de fonctionnement pouvant influencer l'indentation est la variation de charge. Cette variation de charge est ici traitée en terme de variation de pression maximale de Hertz. Dans la première série d'essais, la pression maximale de Hertz était de 1.5 GPa. Dans les deux tests effectués pour étudier l'influence de la charge, cette pression a été choisie égale à 2.5 GPa (test L1) et 3.0 GPa (test L2). Le tableau 3.3 présente la photo ainsi que les données géométriques des indents pour les trois charges.

Il apparaît que la charge ne modifie pas de façon significative la largeur et la profondeur des indents et des trous. En d'autres termes, le facteur charge n'influence pas le processus d'indentation.

Vitesse

L'influence de la vitesse sur le processus d'indentation a également été explorée. Le test N3SP a été mené avec une vitesse moyenne des surfaces de 2.51 m/s. La figure 3.14 présente la photo d'un indent ainsi que les données relatives aux indents mesurés.



Indent	**Largeur (µm)**	67-73
	Profondeur (µm)	2.8-3.4
	Rapport de forme	19-24
Trou	**Largeur (µm)**	10-20
	Profondeur (µm)	0.5-1.1
	Rapport de forme	19-21

Figure 3.14 : Indentation pour une vitesse moyenne de 2.51 m/s

Seule la profondeur de l'indent semble légèrement augmenter avec la diminution de la vitesse. Cette légère augmentation est à rapprocher de la diminution du film d'huile qui passe de 0.439 µm pour une vitesse de 20 m/s à 0.1313 µm pour 2.51 m/s. Il convient de noter une très nette augmentation du bourrelet toujours situé à l'arrière de l'indent suivant le sens du roulement. En effet il passe d'une hauteur de 0.3-0.5 µm à 1.4-2.0 µm. Il semble donc que la véritable influence de la vitesse se situe au niveau de la hauteur du bourrelet.

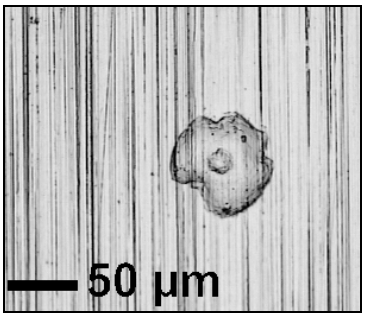
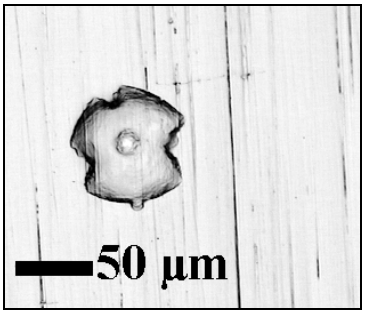
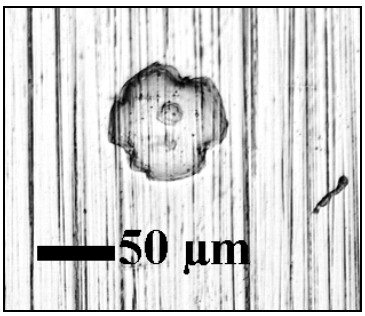
Pression maximale de Hertz	Photo	Données géométriques		
1.5 GPa		Indent	Largeur (µm)	40-80
			Profondeur (µm)	1.8-3.0
			Rapport de forme	22-30
		Trou	Largeur (µm)	10-17
			Profondeur (µm)	0.7-1.2
			Rapport de forme	15-17
2.5 GPa		Indent	Largeur (µm)	65-82
			Profondeur (µm)	2-3
			Rapport de forme	23-34
		Trou	Largeur (µm)	13-18
			Profondeur (µm)	0.7-1.3
			Rapport de forme	13-24
3.0 GPa		Indent	Largeur (µm)	64-75
			Profondeur (µm)	2-2.5
			Rapport de forme	30-32
		Trou	Largeur (µm)	17-23
			Profondeur (µm)	1-1.2
			Rapport de forme	15-22

Tableau 3.3 : Influence de la charge sur le processus d'indentation

Glissement

Le dernier paramètre qui a été étudié est le glissement spécifique. Pour cela, deux valeurs de glissement ont été choisies (6 %, essai SR1 et 20 %, essai SR2). Les autres paramètres sont :

- concentration : 50 mg/l,
- durée de la pollution : 5min,
- pression de Hertz maximale : 1.5 GPa,
- vitesse moyenne des surfaces : 20m/s,
- galets en 100Cr6.

Le processus d'indentation est profondément modifié. En effet, les particules de M50 qui passent dans la zone centrale du contact sont étalées à la surface des disques dans le sens du glissement (cf. figure 3.15, glissement de 6%). Ainsi, plusieurs particules ont été retrouvées incrustées sur la surface des galets à la fin des essais, et ce indifféremment sur les galets menants ou menés. Il ne peut pas être déterminé avec certitude si une particule se casse en deux pour produire deux moitiés de particules incrustées ou si elle se fixe sur un seul galet. Il semble néanmoins que la deuxième hypothèse soit à privilégier. En effet, des enfoncements

qui ne peuvent pas être tout à fait qualifiés d'indents ont été observés sur les surfaces et ce en quantité comparable au nombre de particules incrustées. Ils sont donc vraisemblablement dus à ces dernières. De plus, le nombre de particules incrustées comptées est proche des estimations établies auparavant (paragraphe 4.1).

Sur la zone latérale, comme le montre la partie gauche de la figure 3.15, les particules qui passent continuent d'indenter la surface mais ne restent pas incrustées sur la surface. Pour des taux de glissement plus importants (20 %), les mêmes observations sont encore valables. Le « tartinage » de la particule est néanmoins beaucoup plus important (cf. figure 3.15, partie inférieure).

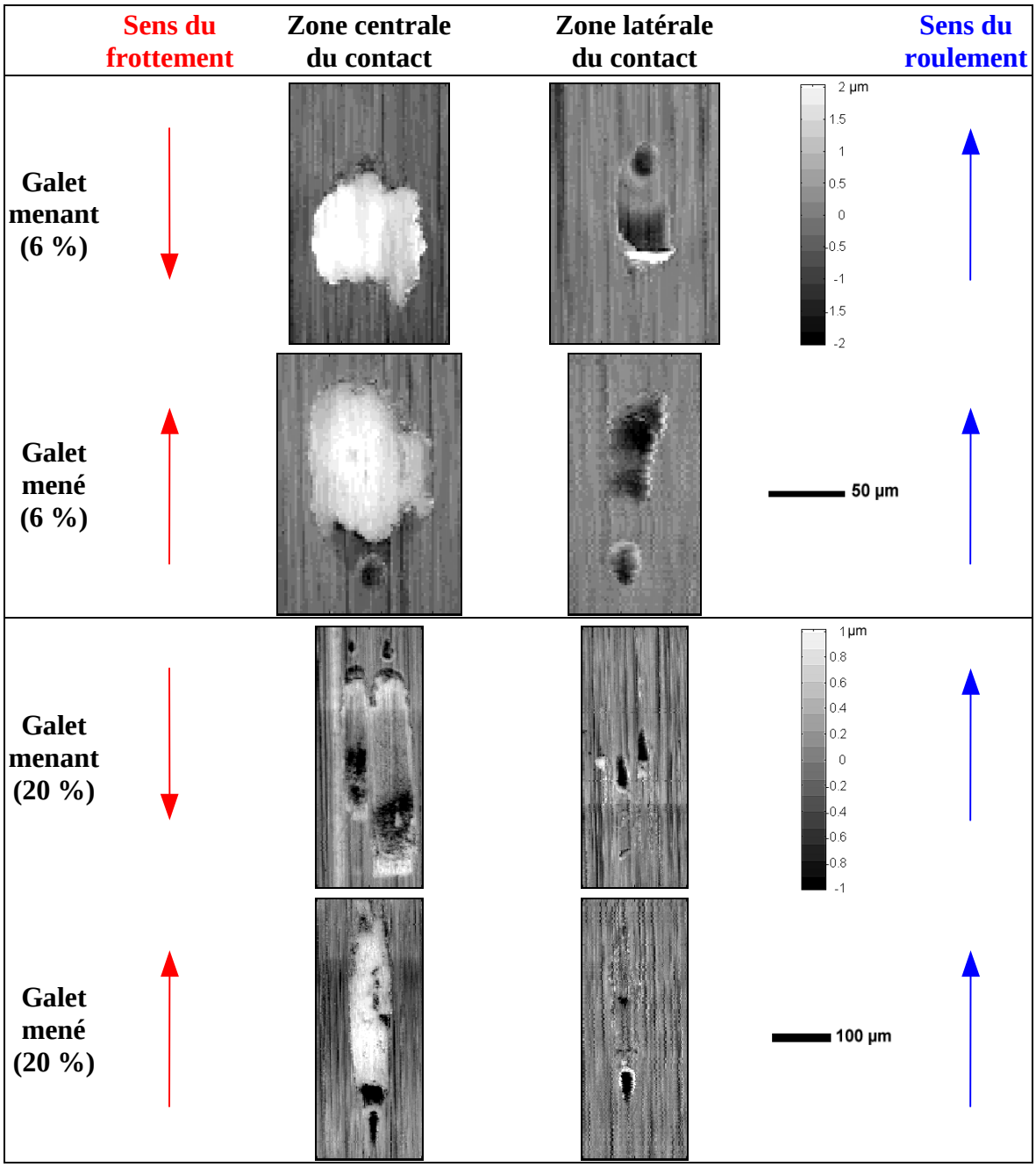


Figure 3.15 : Forme des indents pour un glissement de 6 et 20 %

Il est à noter que chaque particule incrustée, pour les deux taux de glissement, est accompagnée d'un trou (cf. figure 3.16). Celui-ci est situé juste devant la particule dans le

sens du frottement. Il est également présent pour les indents latéraux et toujours situé en amont dans le sens du frottement. Il est à remarquer que l'augmentation du glissement induit une déformation de ce trou.

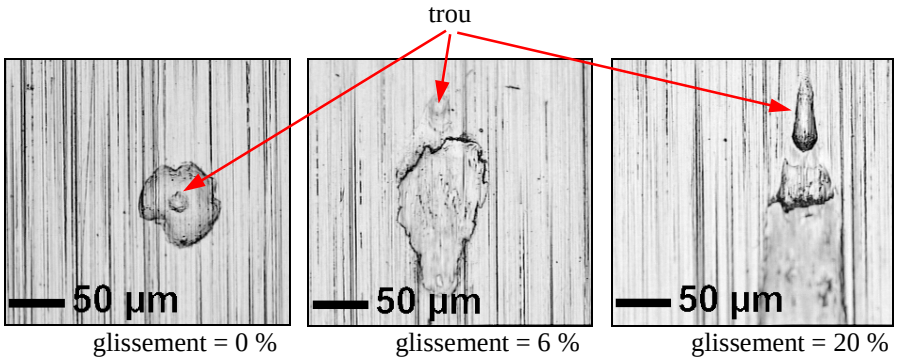


Figure 3.16 : Position du trou pour les différents taux de glissement.

4.3 - GEOMETRIE DES PARTICULES DEFORMEES

Il convient de rappeler que, de par la procédure expérimentale, les particules traversent le contact une seule fois. En effet, les particules ne semblent pas s'incruster sur les surfaces en roulement pur, bien que l'huile reste sur les pistes et passe plusieurs fois dans le contact. Ceci peut être expliqué par l'effet centrifuge qui éjecte rapidement les particules des surfaces. De plus, il faut rappeler que les galets ont été démagnétisés et donc les particules ne restent pas collées à cause du magnétisme. Notons que lors de tests préliminaires, des indents successifs et proches en forme ont été observés alors que les galets n'étaient pas démagnétisés (figure 3.17). En effet, les particules restaient « collées » sur la surface d'un galet et indentaient donc l'autre galet sur plusieurs tours. Le décalage observé provient de la légère différence de rayon qui peut exister entre deux galets, la vitesse des surfaces étant identique en roulement pur.

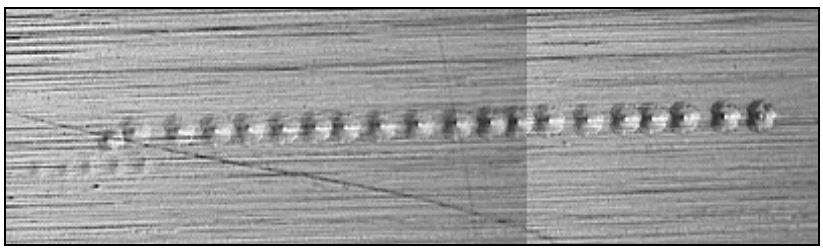


Figure 3.17 : Indents successifs lors des tests préliminaires

Il est possible de récupérer les particules de M50 qui sont magnétiques après un passage dans le contact à l'aide d'aimants placés dans le bac de décantation de la machine à galets. Ces particules peuvent être ensuite observées au microscope optique ou électronique à balayage.

Les particules déformées trouvées après les essais en roulement pur (cf. figure 3.18) présente une bosse sur les deux faces. Cette bosse semble correspondre au trou au fond des indents. Pour savoir si la bosse était présente sur les deux faces, les particules ont été retournées. Ces particules ont une épaisseur de quelques micromètres et la forme d'un camembert écrasé ou encore d'une soucoupe volante.

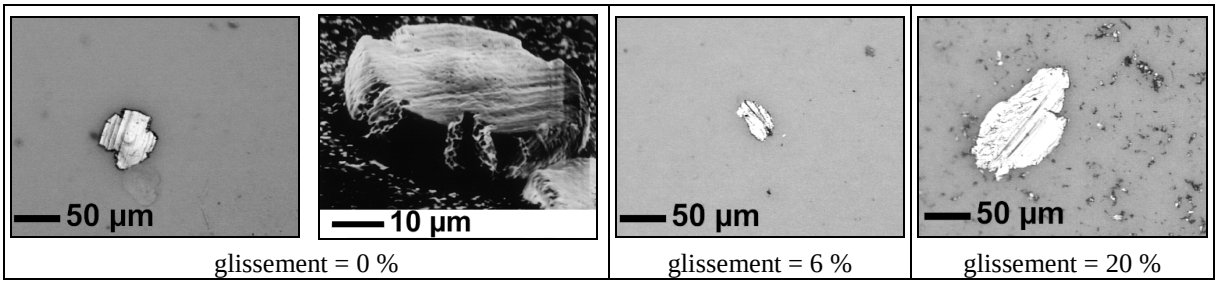


Figure 3.18 : Forme des particules après passage dans le contact

Lorsque le taux de glissement augmente de 6 à 20 %, la forme des particules déformées change, celles-ci deviennent plus larges et plus fines. De plus, de nombreux débris sont présents avec les grosses particules et ce plus particulièrement pour un glissement de 20 %. Ceci témoigne des fortes contraintes subies par les particules lors de leur passage dans le contact. La formation de petits débris à partir de particules ductiles a déjà été signalé par Dwyer-Joyce et al [21] pour des sphères de cuivre étant passées dans un dispositif bille-plan en l'absence de glissement.

5 - DISCUSSION SUR LE PROCESSUS D'INDENTATION

L'épaisseur du film d'huile calculée à partir des formules de Hamrock et Dowson [36] et corrigée par le coefficient de Gupta, Cheng et al [32] pour tenir compte des effets thermiques correspond à 0.434 µm. Les différentes tailles de particules utilisées pour les essais peuvent aller jusqu'à 100 µm. Aussi, il n'est pas surprenant que les particules soient fortement déformées ou brisées lors de leur passage dans le contact. Ces modifications de taille et de forme ont lieu dans la zone d'entrée du contact comme a pu l'observer Dwyer-Joyce [21] en utilisant un dispositif bille-plan.

5.1 - TROIS PROCESSUS DIFFERENTS SUIVANT LA NATURE DES PARTICULES

A partir des observations effectuées (étude de la forme et de la taille des indents et des particules déformées), il est possible de déduire l'histoire des particules dans le contact, c'est-à-dire comment elles se sont déformées et comment elles ont indenté les surfaces. Trois processus différents sont présentés suivant la nature des particules :

1. Les particules fragiles semblent littéralement exploser dans le convergent et de très petits fragments pénètrent dans le contact (figure 3.19) ou sont balayés autour comme l'a rapporté Dwyer-Joyce [21]. Ces petits fragments produisent peu d'indents qui sont peu profonds (figure 3.4).

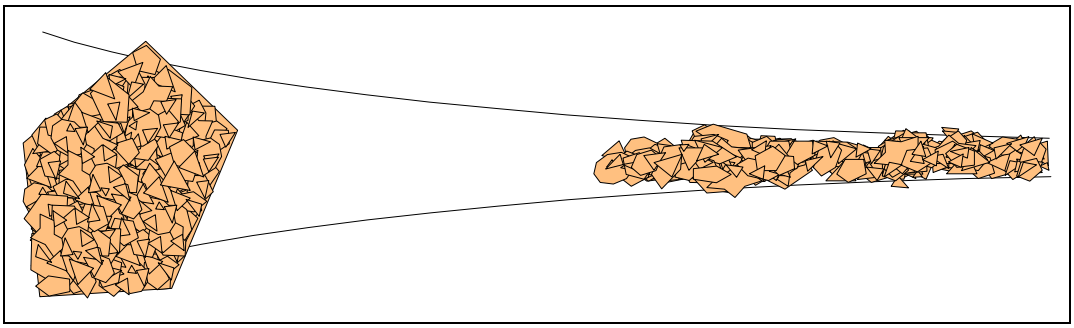


Figure 3.19 : Comportement des particules fragiles

2. Les céramiques se brisent dans l'entrée et produisent des débris plus gros que ceux produits par les particules fragiles (figure 3.20, partie supérieure). De plus, lorsque la vitesse augmente, les débris se répartissent dans le contact et ne restent plus groupés (figure 3.20, partie inférieure). Ce phénomène conduit donc aux deux types d'indentations observées figures 3.4 et 3.5. Le glissement favorise également la dispersion des fragments. Le mécanisme d'indentation en glissement se décompose en deux étapes. Tout d'abord, les particules sont brisées dans l'entrée du contact et produisent des indents de tailles importantes. Puis, sous l'effet du glissement qui disperse les particules, les débris se répartissent dans le contact et réindentent les surfaces moins profondément. Ceci permet d'expliquer la présence de gros et de plus petits indents dans des conditions de roulement plus glissement.

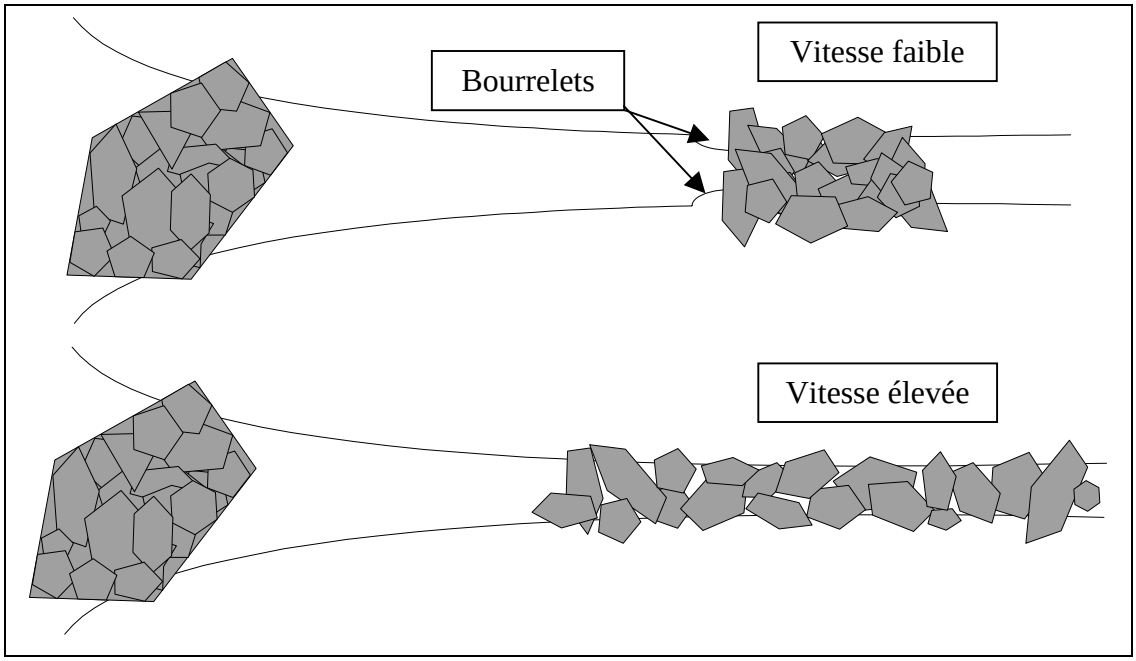


Figure 3.20 : Comportement des particules céramiques

3. Les particules ductiles se déforment dans l'entrée et s'aplatissent dans le contact comme le montrent les photographies de la figure 3.18. Les déformations qui s'opèrent dans l'entrée du contact provoquent une bosse sur les particules et un trou au fond des indents (figure 3.21). Une hypothèse expliquant la formation de cette bosse est donnée par la suite.

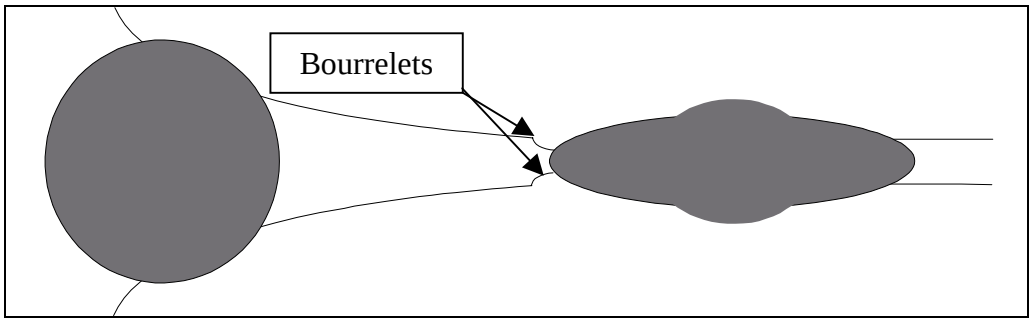


Figure 3.21 : Comportement des particules ductiles

La taille ultime des particules, après déformations ou bris de celles-ci, gouverne directement la forme des indents. Cette taille peut être évaluée pour les céramiques à partir des observations des indents sur les surfaces qui correspondent à une indentation élastoplastique des surfaces.

Les particules dures provoquent de plus gros débris (c'est-à-dire avec une largeur typique de 5 à 10 µm) que les particules fragiles. Ces fragments larges et durs avec des bords anguleux peuvent induire un endommagement sévère des surfaces. De plus, il arrive que les particules demeurent incrustées dans les surfaces et repassent plusieurs fois dans le contact. Ce phénomène augmente de façon considérable le nombre d'indents et donc la sévérité d'une telle pollution. Il faut noter que les particules qui passent sur les bords du contact ne sont que peu voire pas du tout brisées et donc que les empreintes sur les surfaces sont plus profondes (la forme de l'indent correspond à la forme de la particule).

Enfin, les résultats expérimentaux mettent en évidence la présence d'un bourrelet situé derrière les indents suivant le sens de roulement. La formation de ce bourrelet peut s'expliquer en effectuant un bilan des forces qui agissent sur la particule. En effet, lorsque la particule touche la surface des galets, les forces de frottement particule-surface dirigées dans le sens du roulement tendent à faire pénétrer la particule dans le contact. Dans le même temps, une force normale s'exerce sur la particule pour provoquer sa déformation. La résultante de ces forces sur la bille est donc dirigée suivant le sens du roulement (figure 3.22).

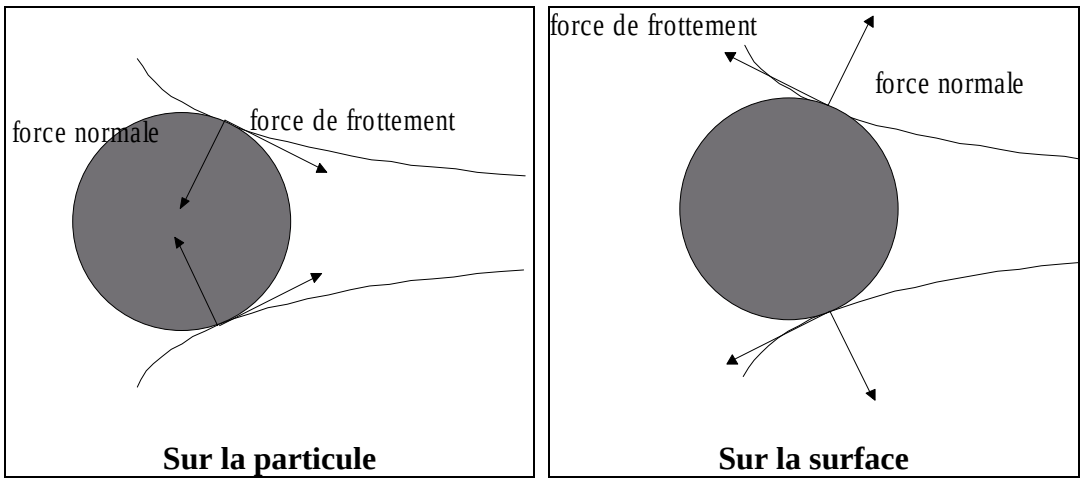


Figure 3.22 : Bilan des forces

Par le principe d'action-réaction, la force qui agit sur la surface est opposée au mouvement (figure 3.22). Ceci permet d'expliquer la formation du bourrelet en arrière de l'indent.

Ce bourrelet dont la hauteur augmente avec la diminution de la vitesse joue certainement un rôle important sur la fatigue des surfaces comme cela sera montré dans le chapitre suivant.

5.2 - FORMATION DE LA BOSSE ET DU TROU AVEC DES PARTICULES DUCTILES

La présence d'un trou au fond des indents en roulement pur et devant celui-ci en glissement (figure 3.16) peut être expliquée de la façon suivante. Le processus d'indentation et de déformation de la particule peut être décomposé en trois étapes schématisées à la figure 3.23 :

1. Tout d'abord, la particule -avec sa forme sphérique initiale- est piégée dans l'entrée du contact entre les deux surfaces. Ce processus provoque une déformation élastoplastique des surfaces qui correspond au trou observé. Les bosses observées sur les particules confirment cette hypothèse.
2. Ensuite, la particule en passant dans le contact est laminée. Au cours de cette étape, la forme de la particule déformée dépend grandement du taux de glissement comme cela a été précédemment montré. Il peut également être supposé que la dureté des particules et des surfaces, la vitesse et donc le temps de transit de la particule dans le contact, la température et le frottement local entre la particule et les surfaces ont un rôle important sur la forme de l'indent. Plus précisément, le glissement produit des particules plus fines et plus larges. Cela tend aussi à fragiliser les particules déformées qui se brisent facilement et produisent de petits débris. En effet, les contraintes de cisaillement présentes en glissement exercent des efforts importants sur les particules qui se brisent alors.
3. Enfin, les particules sont éjectées ou incrustées dans l'une des surfaces pour repasser dans le contact. Les particules sont pratiquement toujours éjectées en roulement pur alors qu'elles restent souvent incrustées sur les surfaces en présence de glissement.

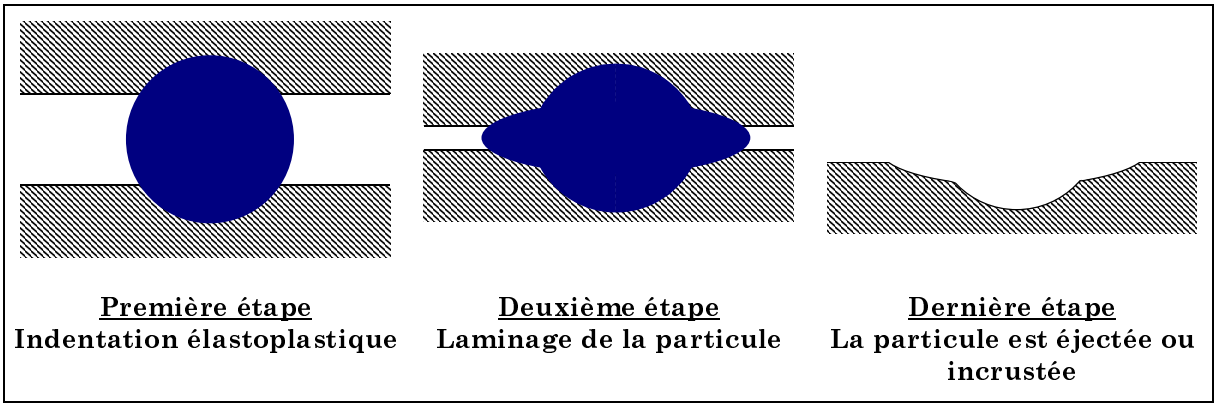


Figure 3.23 : Processus d'indentation de la surface et de déformation de la particule

6 - CONCLUSION

Nous avons présenté dans ce chapitre différents résultats obtenus lors d'une première campagne d'essais. Le but de ces essais était d'étudier l'influence de différents paramètres (nature et taille des particules, vitesse de roulement, taux de glissement, charge…) sur le processus d'indentation.

Les principales conclusions concernant l'influence de la nature des particules sont énumérées ci-dessous :

1. Pour tous les types de particules, il y a une bonne corrélation entre le nombre de particules compté en ligne au moyen du compteur et le nombre estimé par les calculs.
2. Les particules fragiles comme le SAE AFTD explosent dans l'entrée. Elles produisent de petits fragments qui indentent faiblement les surfaces et sont parfois balayés autour du contact. Les fragments plus petits que l'épaisseur du film de lubrifiant ne vont pas marquer les surfaces.
3. Les céramiques dures (ici les carbures) se brisent également dans l'entrée et produisent des débris plus gros que ceux dus aux particules fragiles. Les indents qui en résultent ont des bords abrupts, une largeur typique de 5 à 10 µm et une profondeur de 3 µm. Il faut noter que lorsque la vitesse des surfaces est faible, les

débris restent groupés et produisent des indents plus larges (50-65 µm) et plus profonds (5-7 µm). De plus, la présence de glissement provoque un éparpillement des débris ce qui induit un endommagement plus important de la surface. Enfin, il arrive que des particules restent incrustées et repassent plusieurs fois dans le contact. Ce phénomène conduit également à un accroissement du nombre d'indents sur les surfaces.

4. Les particules ductiles sont aplaties. Elles produisent des indents larges et peu profonds (jusqu'à 100 µm de diamètre et 4 µm de profondeur) dont les dimensions dépendent directement de la taille initiale des particules. Un trou a souvent été observé au fond des indents.
5. La taille finale des débris résultant de l'éclatement d'un carbure dépend de la vitesse des surfaces (effet de choc) et de la distance entre les surfaces (qui est égale à l'épaisseur du lubrifiant dans la zone de contact, et bien supérieure en dehors). En effet, un carbure peut transiter dans le contact sans se briser si la vitesse d'entraînement est faible ou s'il passe sur les bords de l'ellipse de contact, marquant ainsi profondément les surfaces.

En ce qui concerne plus particulièrement les particules ductiles :

1. Il a été observé une bonne linéarité entre le nombre d'indents observés à la surface des disques et le produit concentration par durée de l'essai.
2. Il a été montré que, pour les conditions de fonctionnement considérées, le nombre d'indents sur les pistes peut être estimé à partir de la concentration de particules dans le volume. Ceci conduit à la conclusion que le ratio d'entrée des particules est proche de un, c'est-à-dire que la concentration de particules dans le contact est proche de celle dans le volume d'huile initial. Il est donc possible d'estimer le nombre d'indents sur les pistes d'un mécanisme donné (roulement à billes, engrenages, came-poussoir) en connaissant la durée de fonctionnement, le débit d'huile dans le contact et la concentration, taille et nature des particules. Il peut être remarqué que ce résultat est en désaccord avec les travaux récents de Dwyer-Joyce et Heymer qui trouve des ratios de 1 à 10 000 suivant la vitesse de roulement et le ratio taille de particule sur épaisseur du film d'huile.
3. La variation de la vitesse de roulement n'influence que la profondeur des indents, les autres dimensions restant identiques. Par contre, la nature des galets et la variation de la charge n'apportent pas de changement sur la forme et la dimension des indents.
4. Dans les conditions de roulement pur, aucune particule ductile n'est restée incrustée à la surface des galets. A l'opposé, en présence de glissement, de nombreuses particules ont été retrouvées à la surface des galets menant et mené.
5. La présence de glissement modifie de façon importante le faciès des indents et la forme des particules déformées. Le glissement a la particularité d'étaler les particules qui passent dans la zone centrale du contact à la surface des galets dans le sens du frottement.
6. Un trou a été observé : au centre des indents en roulement pur et devant ceux-ci, dans le sens du frottement, en roulement plus glissement.
7. Les particules ductiles déformées trouvées après les tests en roulement pur, possèdent une bosse sur les deux faces. Cette bosse semble correspondre au trou observé au fond des indents. Les particules déformées sont épaisses de quelques microns avec une forme de camembert ou de soucoupe volante.

8. Avec l'augmentation du glissement, la forme des particules est modifiée. Elles deviennent plus larges et plus fines avec des bords abrupts. De plus, des petits fragments sont présents avec les plus grosses particules.
9. Enfin, le processus d'indentation par les particules ductiles est divisé en trois étapes. Après une indentation élastoplastique de la surface des galets, la particule est laminée dans la zone de contact pour finalement être éjectée.

L'indentation est la première étape de l'étude du processus d'endommagement lié à la pollution du lubrifiant. La deuxième étape consiste à s'intéresser à la manière dont l'indent peut conduire à une fatigue prématurée des surfaces.

CHAPITRE IV

FATIGUE DES SURFACES INDENTEES

1 - INTRODUCTION

2 - SIMULATIONS NUMÉRIQUES

3 - ESSAIS EXPÉRIMENTAUX

4 - CONCLUSION

1 - INTRODUCTION

Il est clair que l'apparition d'indents sur les surfaces en contact n'est pas en elle-même préjudiciable au bon fonctionnement du mécanisme. Toutefois, la présence d'un seul indent peut conduire à la ruine du composant mécanique, en étant à l'origine d'un écaillage profond amorcé en surface. Avant d'espérer estimer la réduction de durée de vie produite par la présence d'un indent de géométrie donnée, il est indispensable d'identifier les mécanismes d'endommagement dont les indents sont à l'origine.

Ce chapitre présente un certain nombre de simulations numériques permettant d'éclairer les mécanismes d'endommagement des surfaces pré-indentées. Les codes de calcul utilisés (développés précédemment par Couhier [12] et Dumont [16]) ont été brièvement présentés au chapitre 2. Rappelons que le premier code résout le problème élastohydrodynamique rugueux transitoire, dans le cas d'un contact linéique et sans prendre en compte de cavitation du fluide dans la cavité, tandis que le second permet de calculer rapidement et précisément les contraintes élastiques dans les massifs en contact. L'utilisation de modèles relativement robustes et rapides permet d'étudier l'évolution au cours du temps des contraintes dans le matériau au voisinage du défaut de surface lorsque celui-ci transite dans le contact. L'influence de la géométrie de l'indent (profondeur, largeur, présence ou non d'un bourrelet de part et d'autre de la cavité) a fait l'objet d'une attention toute particulière. Le rôle des principaux paramètres de fonctionnement (pression de Hertz, vitesses de roulement et de glissement) est également illustré.

Notons que l'utilisation d'un modèle linéique a été préférée à celle d'un modèle ponctuel. En effet, bien que cela soit éloigné de la réalité pour un indent, ce choix a permis de réaliser un grand nombre de simulations numériques tout en exploitant le maximum d'informations (géométrie, pression et contraintes) en fonction du temps. Le même type d'étude menée pour un contact ponctuel nécessite une place de stockage et des temps de calcul beaucoup plus conséquents.

Enfin, le résultat des simulations numériques est confronté à l'expérience. Le résultat de quelques essais de fatigue tous spécialement réalisés a ainsi permis de confirmer certaines conclusions découlant des simulations numériques.

2 - SIMULATIONS NUMERIQUES

Les paramètres de fonctionnement décrivant le contact élastohydrodynamique cylindre/plan sont la pression de Hertz, la demi-largeur du contact et l'épaisseur du film de lubrifiant. La valeur de ces paramètres dépend des conditions de fonctionnement (charge normale, vitesses des surfaces, température), des caractéristiques rhéologiques du lubrifiant (masse volumique et viscosité fonctions de la pression et de la température) et des propriétés des matériaux des massifs en contact (module d'Young et coefficient de Poisson).

La présence de défauts géométriques sur les surfaces en contact (ondulation, rugosité, indent) modifie la distribution des pressions normales. Les surpressions ainsi produites induisent des surcontraintes dans les massifs au voisinage de la surface qui finalement peuvent conduire à une fatigue prématurée des surfaces.

L'étude numérique montre tout d'abord l'influence des paramètres de fonctionnement (pression de Hertz, vitesses de roulement et de glissement) sur le champ de pression et sur les

contraintes générées en sous-couches. L'étude paramétrique porte par la suite sur la géométrie de l'indent (profondeur, largeur, pente) et le rôle des bourrelets.

2.1 - DEFINITION DES PARAMETRES

Au préalable, il convient de présenter les différents paramètres intervenant dans l'étude ainsi que les conditions de fonctionnement.

2.1.1 - MODELISATION DE L'INDENT

Le profil d'un indent réel est présenté dans la figure 4.1. Les grandeurs géométriques qui décrivent un indent sont :

- sa largeur,
- sa profondeur,
- et la hauteur des bourrelets.

Une expression analytique reproduisant au mieux la géométrie réelle d'un indent est nécessaire pour effectuer une étude paramétrique (figure 4.2). Cette expression a été proposée par Venner et Lubrecht [71] sous la forme du produit d'une sinusoïde par une exponentielle (pour l'amortissement de la sinusoïde autour de son centre), cf. équation 4.1. Cette équation est de plus continûment dérivable ce qui permet d'assurer la convergence du modèle EHD.

Enfin, notons que l'indent est toujours situé sur la surface supérieure (massif n°2) dans les simulations numériques présentées par la suite.

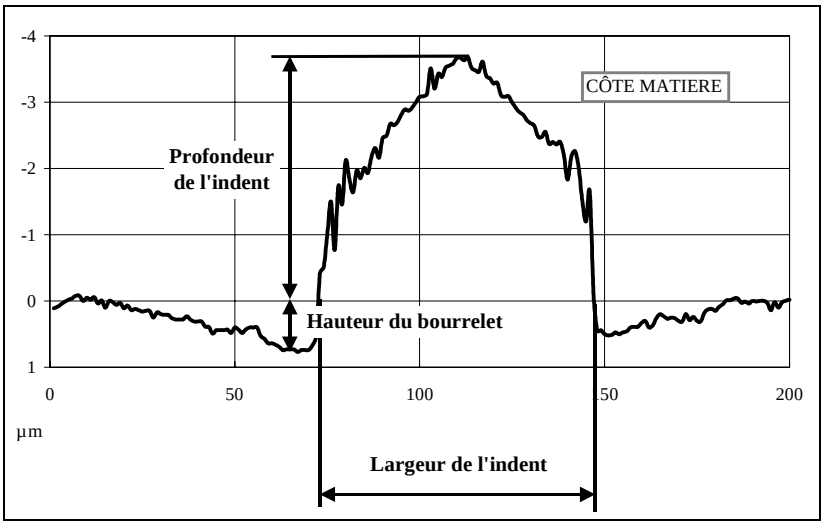


Figure 4.1 : Profil d'un indent réel

L'expression adimensionnée de l'indent est la suivante :

$$\Re = A_2 \exp\left(-K\left(\frac{X}{\Lambda_2}\right)^2\right)\cos\left(2\pi\frac{X}{\Lambda_2}\right) \quad (4.1)$$

avec :

$$A_2 = a_2\frac{R'}{a^2} \quad (4.2)$$

et

$$\Lambda_2 = \frac{\lambda_2}{a} \quad (4.3)$$

où :

A_2 : amplitude adimensionnée de l'indent,

a_2 : amplitude réelle de l'indent,

K : facteur d'amortissement,

X : abscisse adimensionnée,

Λ_2 : longueur d'onde adimensionnée,

λ_2 : longueur d'onde de l'indent.

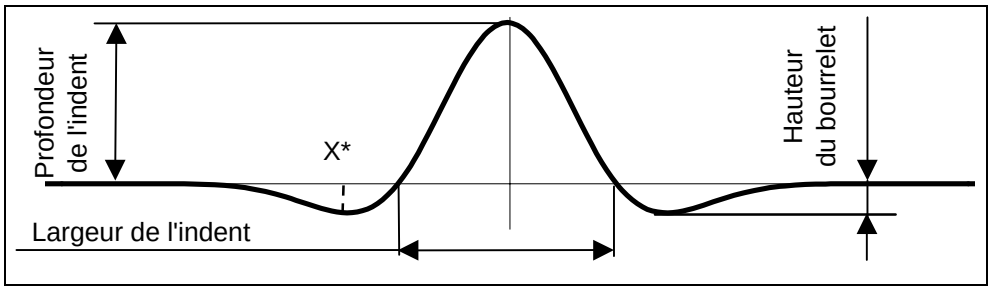


Figure 4.2 : Profil d'un indent modélisé

Le coefficient K a pour but d'amortir rapidement l'exponentielle. En changeant ce paramètre, il est possible de régler la hauteur des bourrelets.

L'amplitude a_2 correspond directement à la profondeur de l'indent. La longueur d'onde est choisie telle que λ_2 soit le double de la largeur de l'indent.

Pour obtenir la valeur de K, il faut tout d'abord dériver l'équation 4.1. Cette dérivée s'annule pour les extrema de la fonction. Pour l'abscisse X*, l'extremum correspond à un minimum et donc au bourrelet de l'indent. K est donné par :

$$K = -2\pi^2 \frac{\tan y}{y} \text{ avec } y = \frac{2\pi X^*}{\Lambda_2} \qquad (4.4)$$

La valeur de X* est obtenue en réinjectant l'équation 4.4 dans l'équation 4.1 et en remplaçant $\Re$ par la hauteur du bourrelet souhaité :

$$B_2 = A_2 \exp\left(\frac{y}{2}\tan y\right)\cos y \qquad (4.5)$$

y est alors obtenu par dichotomie.

Il est donc possible ainsi de simuler un indent à partir de ses trois données géométriques (figure 4.3).

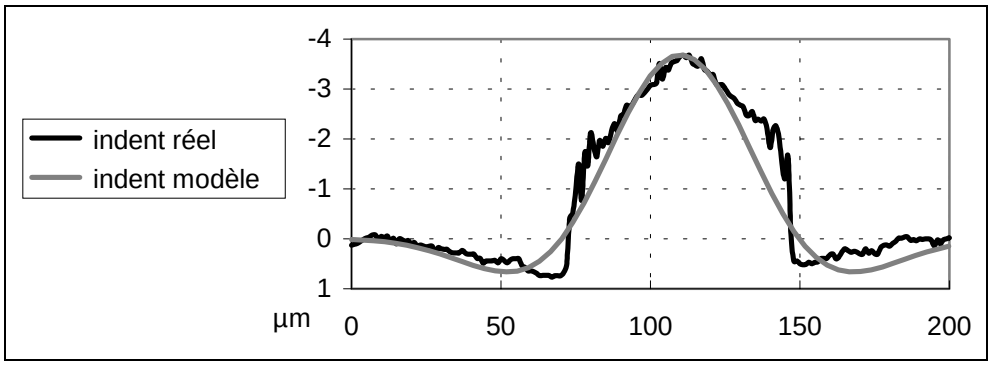


Figure 4.3 : indents réel et modèle

2.1.2 - CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT

Conditions de stationnarité

L'étude numérique a été menée dans le cas d'un contact cylindre-plan en considérant que seule la surface 2 porte un indent. Seuls trois cas sont à traiter en fonction des conditions cinématiques des massifs et de l'existence ou non de défauts sur la surface (figure 4.4).

Ainsi, le problème est considéré comme stationnaire lorsque la géométrie du contact ne varie pas en fonction du temps. Cela correspond à deux cas :

- les deux surfaces sont lisses ;
- la surface indentée est fixe par rapport à l'autre surface qui est lisse. Imposer une condition de vitesse nulle à la surface indentée correspond à travailler dans un cas de glissement pur.

Dans tous les autres cas, à savoir lorsqu'une des surfaces est indentée et mobile, le problème est transitoire. Si les surfaces ont des vitesses identiques, il s'agit de roulement pur, en revanche, il s'agit de roulement plus glissement si les surfaces ont des vitesses différentes.

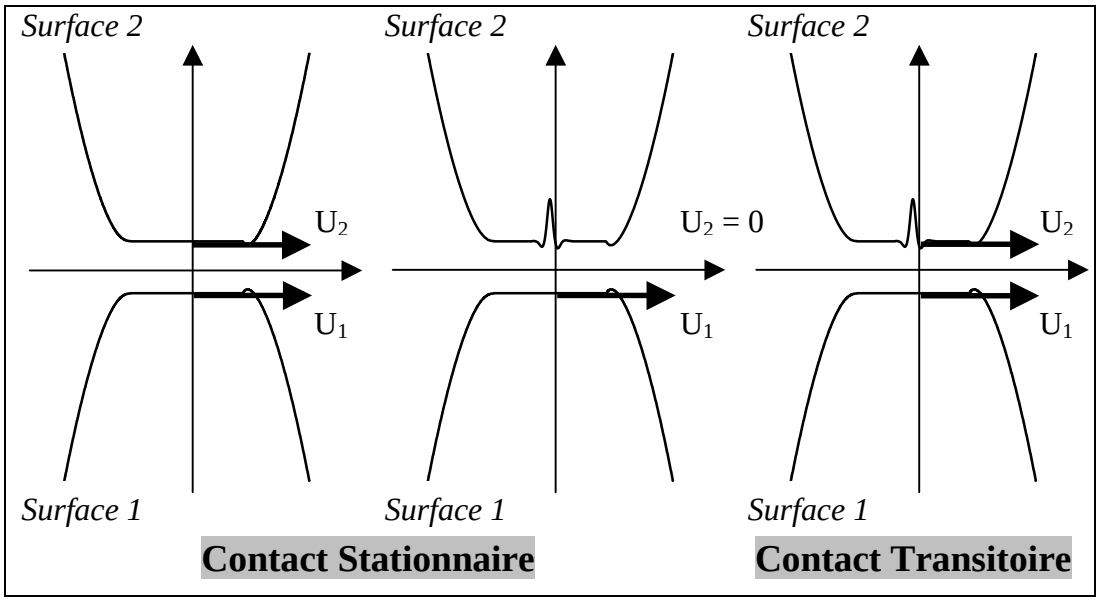


Figure 4.4 : Problèmes stationnaires ou transitoire

Paramètres de fonctionnement

Les conditions de fonctionnement choisies pour l'étude numérique se rapprochent des conditions réelles.

Les caractéristiques géométriques correspondent à la géométrie de galets utilisés pour les essais, à savoir des rayons de courbures égaux dans les directions X et Z et valant 40 mm. Le matériau choisi est le 100Cr6 dont les caractéristiques mécaniques sont : un module d'Young de $2{,}057.10^5$ MPa et un coefficient de Poisson de 0.3.

L'huile est la MIL-L-23699 dont les caractéristiques sont données au chapitre II. La température de fonctionnement est maintenue à 80 °C.

Un contact de référence est déterminé en prenant une charge linéique de 5003.5 N/mm et une vitesse moyenne de 40 m/s. Les caractéristiques du contact alors obtenues sont :

- une pression maximale de Hertz de 1.5 GPa,
- une demi-largeur de contact de 1.062 mm.

Trois indents de référence sont utilisés dans cette étude (tableau 4.1, figure 4.5). La seule différence entre les indents B et C est la présence ou non du bourrelet.

Géométrie (µm)	Indent A	Indent B	Indent C
Profondeur	3	1.5	1.5
Largeur	80	40	40
Hauteur des bourrelets	0.5	0.5	0

Tableau 4.1 : données géométriques des indents

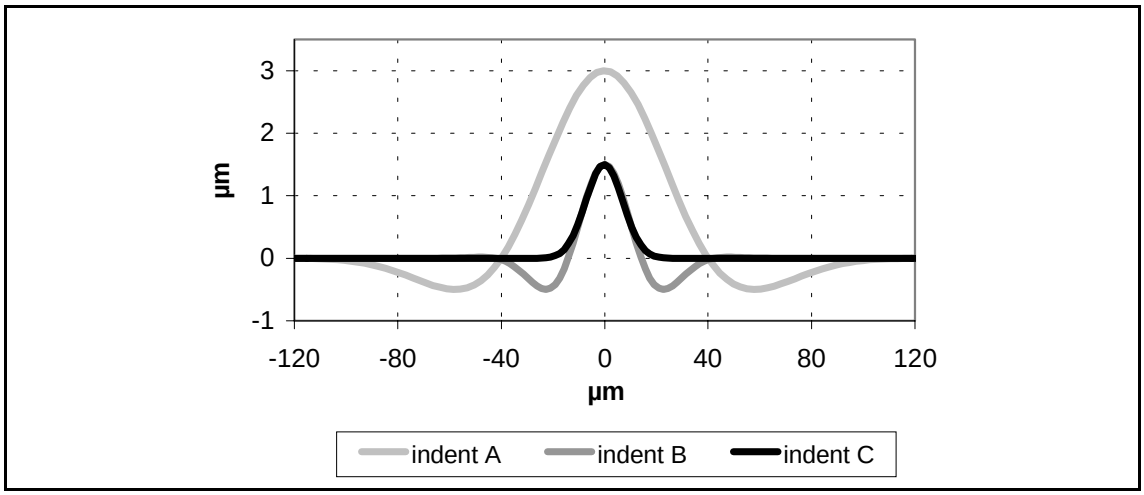


Figure 4.5 : indents de référence

2.1.3 - PARAMETRES ETUDIES

L'objectif de l'étude est de déterminer les cas les plus favorables à l'apparition d'endommagements.

Les paramètres qui permettent d'appréhender la fatigue des surfaces, comme cela a été montré par ailleurs [12, 16, 17] sont :

- ΔP, l'écart de pression par rapport au cas où les surfaces en contact sont lisses ($P_{\text{avec indent}} = P_{\text{lisse}} + \Delta P$),
- τ_{max} , la contrainte de cisaillement maximale en sous-couche.

Pour pouvoir connaître l'évolution de ces deux paramètres au cours du temps dans le cas d'un contact EHD transitoire, des modifications ont été apportées aux deux codes de calculs présentés au chapitre II. Ainsi, pour chaque pas de temps, le champ de pression et l'épaisseur du film d'huile adimensionnés sont calculés (figure 4.6).

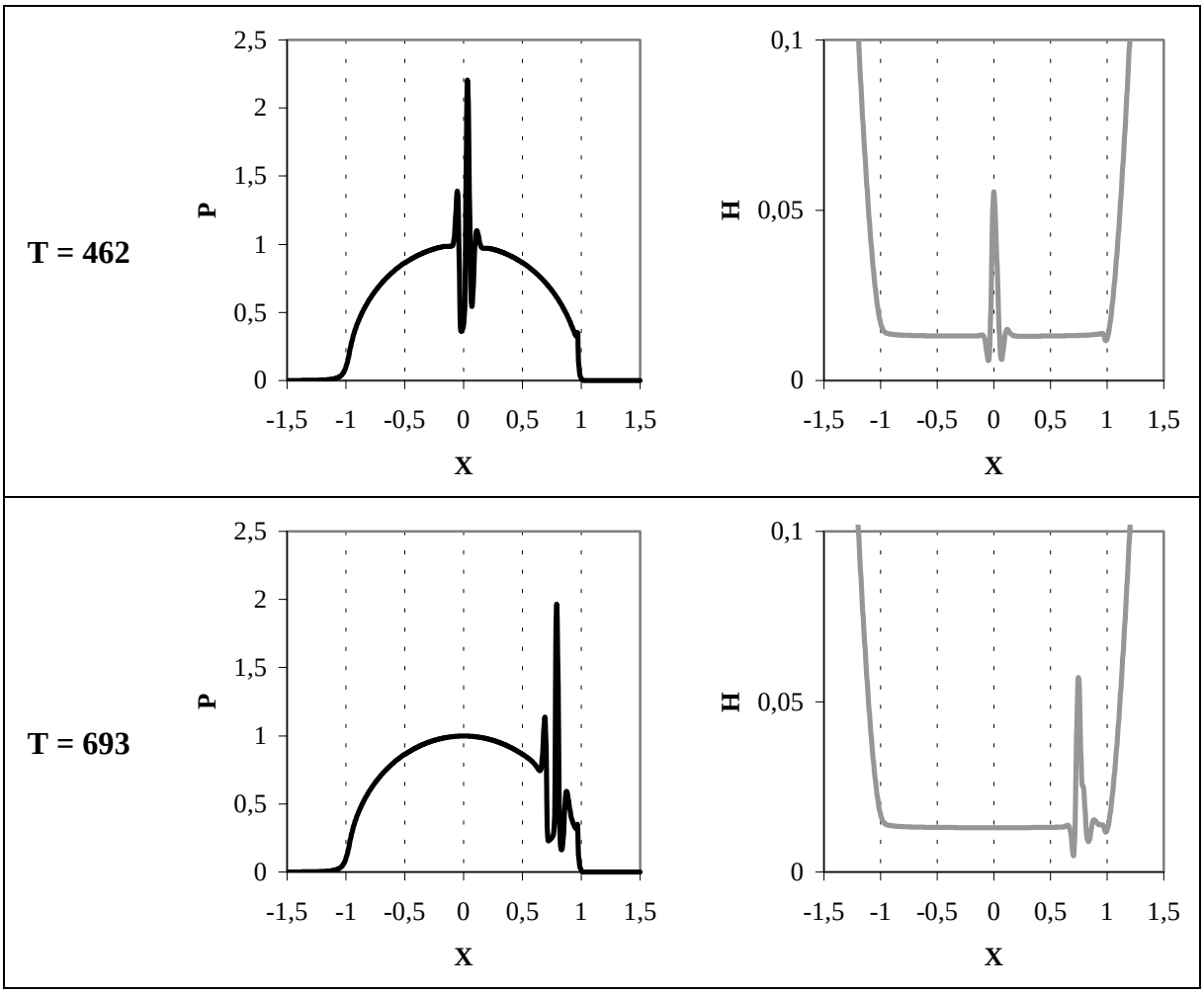


Figure 4.6 : champ de pression et épaisseur de film adimensionnés

A partir du cas lisse (figure 4.11), il est alors possible d'obtenir le maximum des surpressions (ΔP) et sa position pour chaque pas de temps (figure 4.7). La valeur de ΔP est donnée en valeur adimensionnée par rapport à la pression maximale de Hertz.

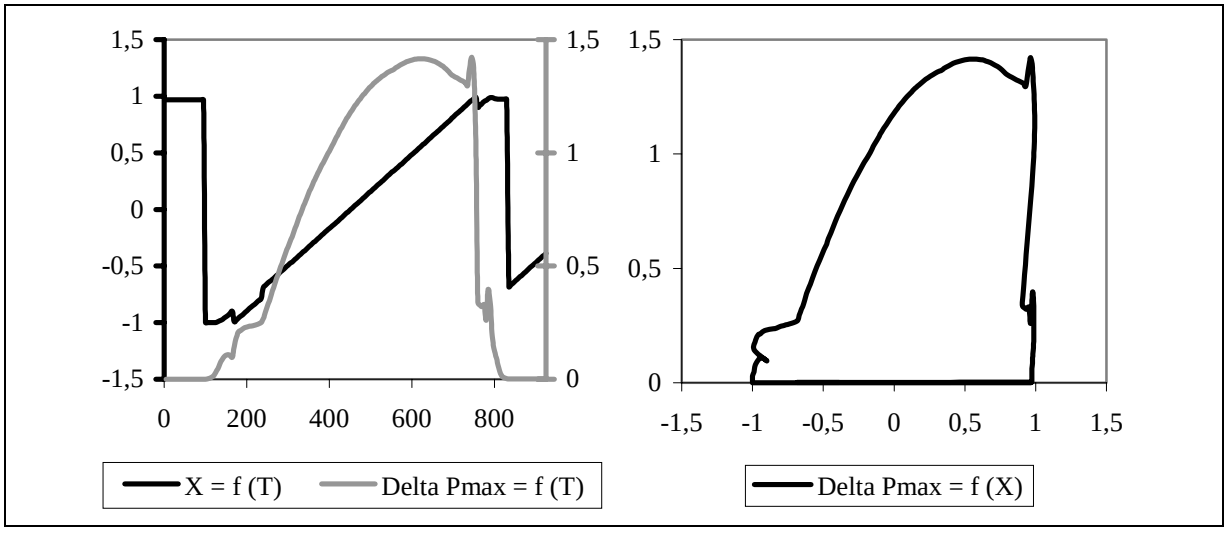


Figure 4.7 : maximum des surpressions à chaque pas de temps

Le champ de contraintes maximales de cisaillement est également calculé à chaque pas de temps à partir du champ de pression (figure 4.8). Les valeurs sont données adimensionnées par rapport à la pression maximale de Hertz (Ph). Par la suite, chaque représentation du champ de contraintes dans le matériau est accompagnée dans sa partie supérieure par le champ de pression qui lui correspond.

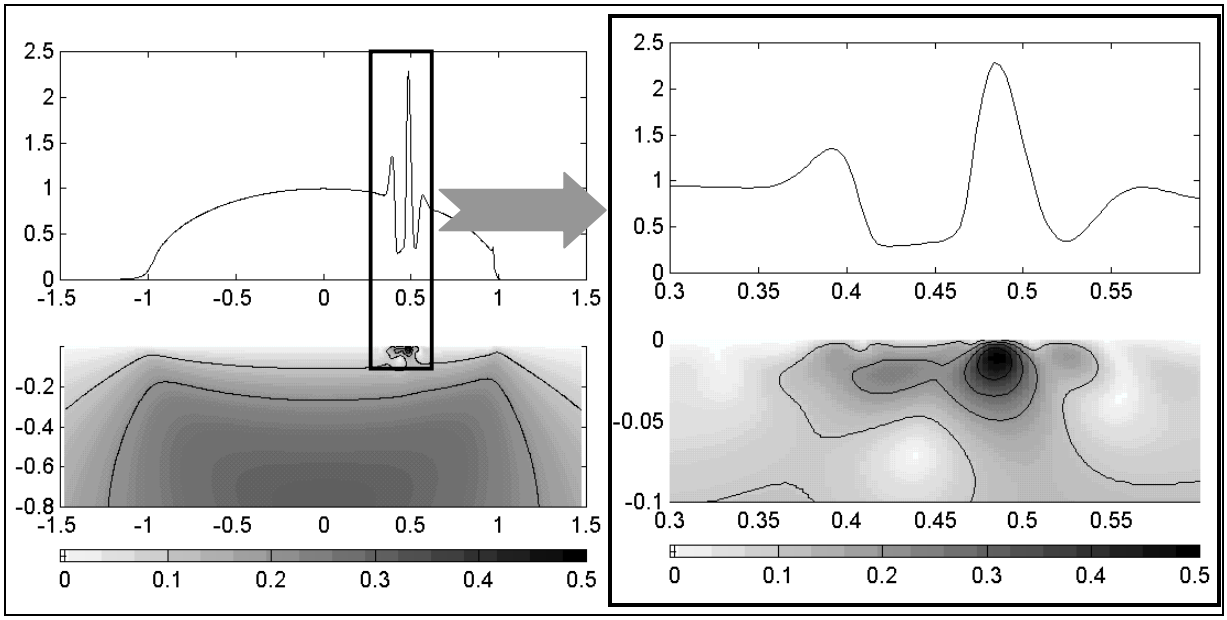


Figure 4.8 : champ de contraintes de cisaillement à T = 600

Comme pour ΔP, le maximum des contraintes et sa position sont enregistrés à chaque pas de temps (figure 4.9). La profondeur Z ainsi que l'abscisse X de la contrainte sont adimensionnées par rapport à la demi-largeur du contact.

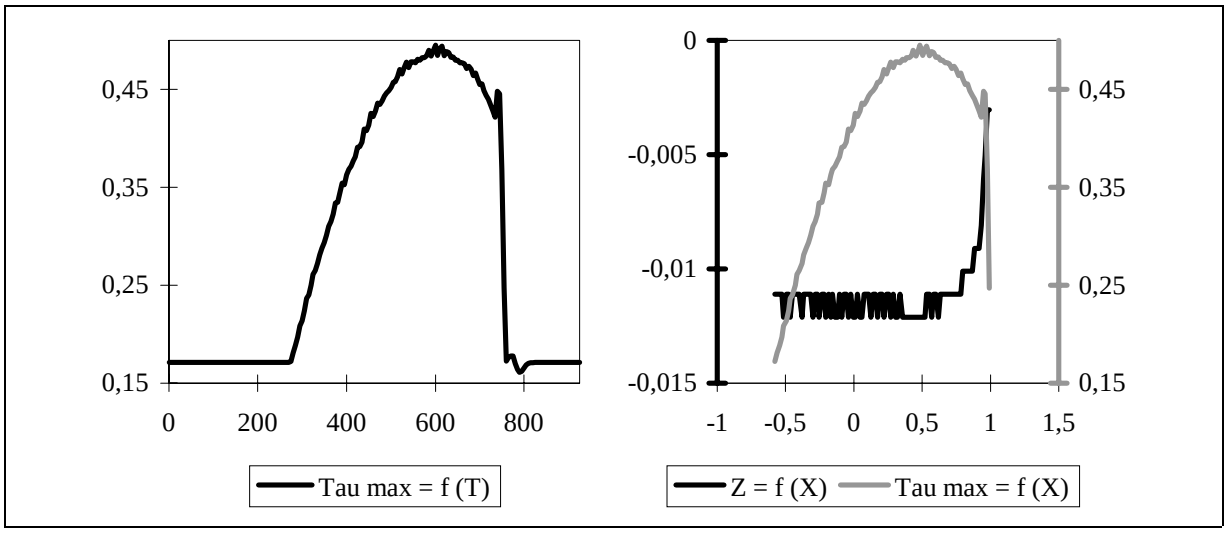


Figure 4.9 : maximum des contraintes à chaque pas de temps

Il est possible de reporter les contraintes sur la surface indentée et ainsi de visualiser la position par rapport à la surface du maximum des contraintes autour de l'indent (figure 4.10). Cette analyse permet d'avoir des informations sur la position de la zone la plus fragile. Sur les

graphiques, le signe multiplié correspond à l'entrée de l'indent dans le contact E.H.D et le signe plus à la sortie de celui-ci.

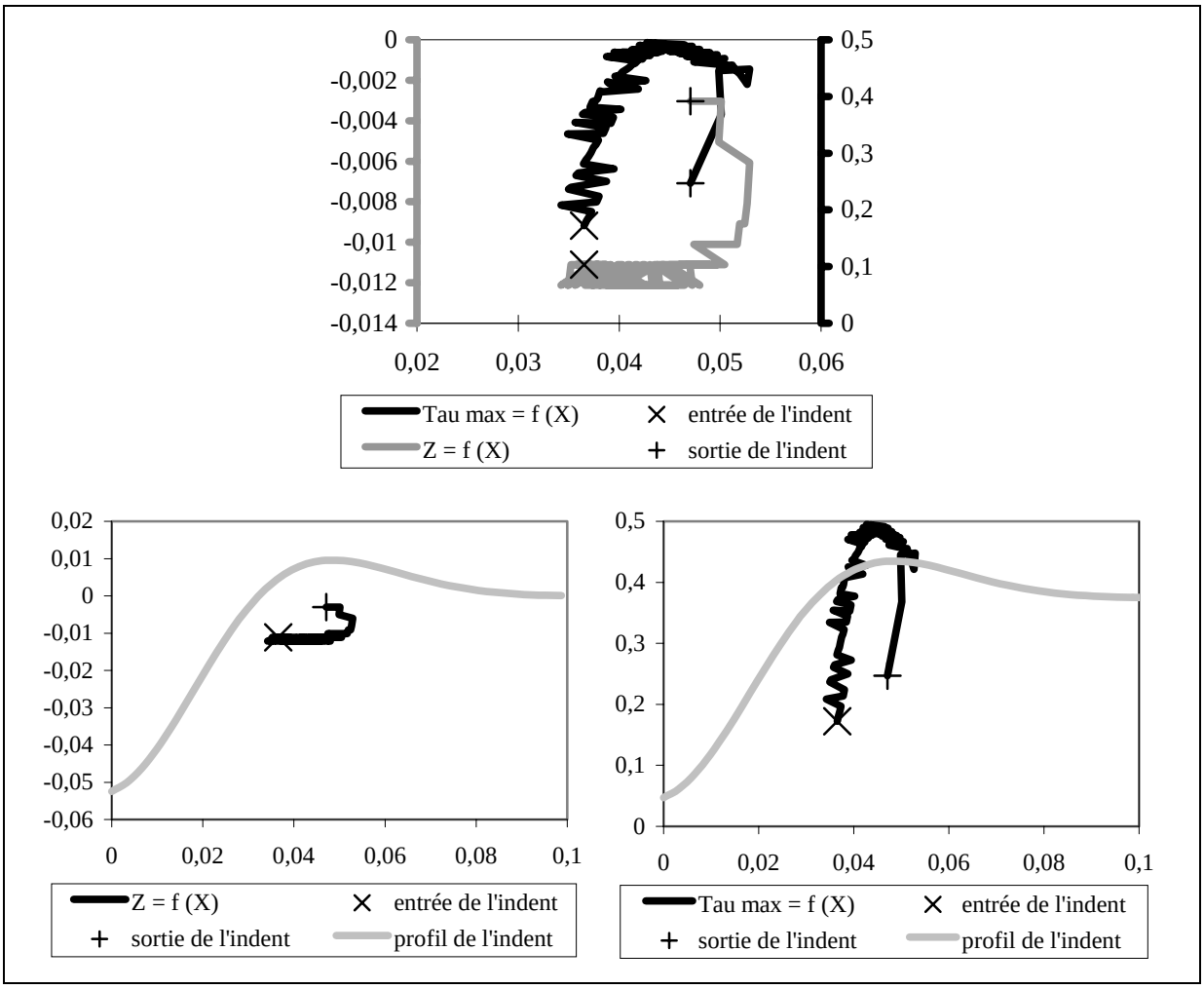


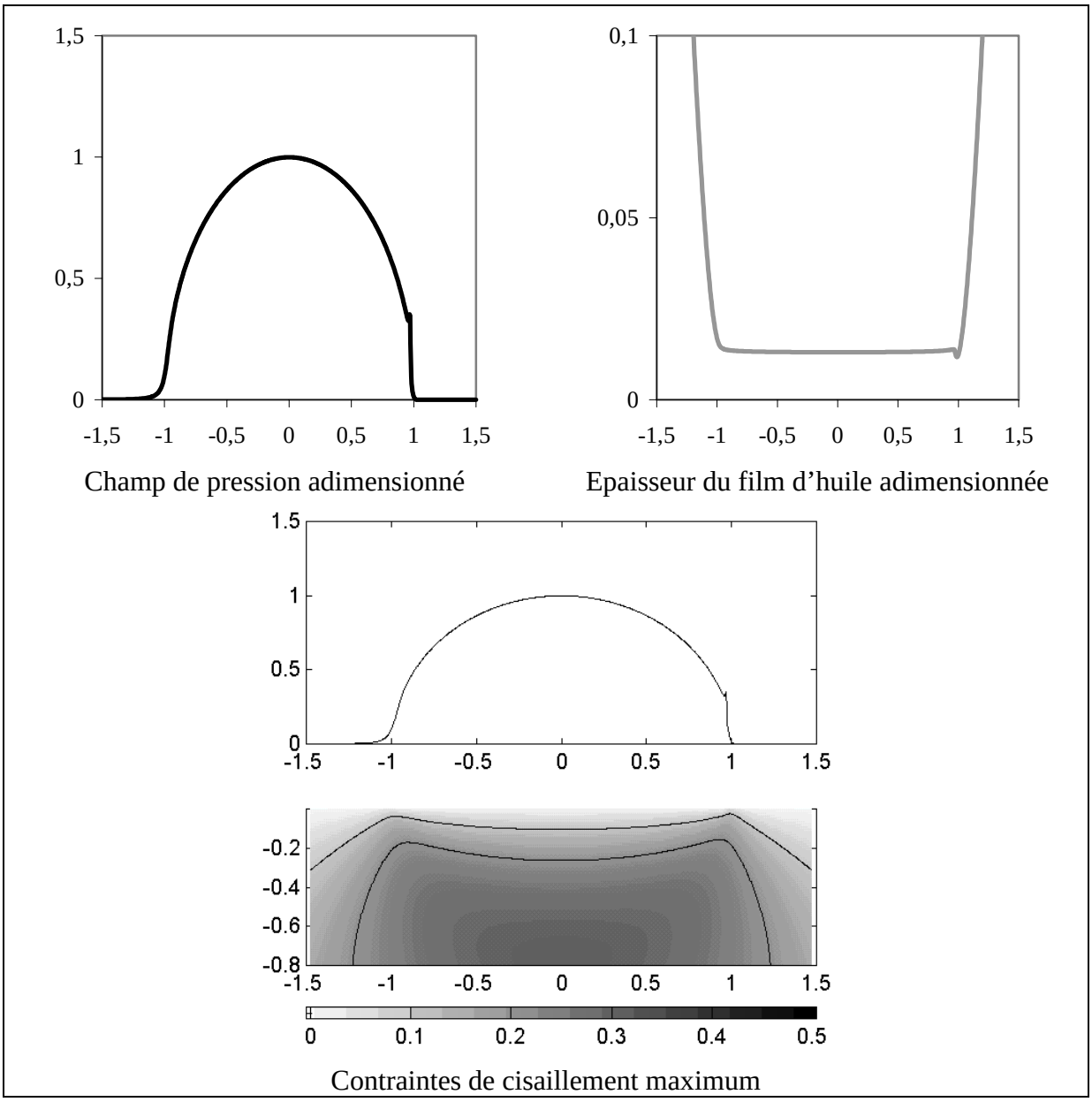
Figure 4.10 : positions et valeurs des maxima de contraintes par rapport à l'indent

2.2 - REMARQUES PRELIMINAIRES

Ce paragraphe a pour but d'établir un certain nombre de résultats, de tendances générales sur le contact indenté.

Rappelons que le contact lisse (figure 4.11) a été amplement traité dans la littérature, ainsi il ne sera pas décrit ici. Le lecteur pourra se référer aux travaux de Couhier [12] pour plus d'informations.

De même, les problèmes de précisions et d'erreurs liés aux aspects numériques ne seront pas exposés, Lubrecht [51] ayant largement abordé le problème. Néanmoins les valeurs des pics de pression sont à prendre avec précautions. En effet, ces valeurs dépendent grandement de la discrétisation et de la finesse du maillage employé.



Champ de pression adimensionné — Epaisseur du film d'huile adimensionnée

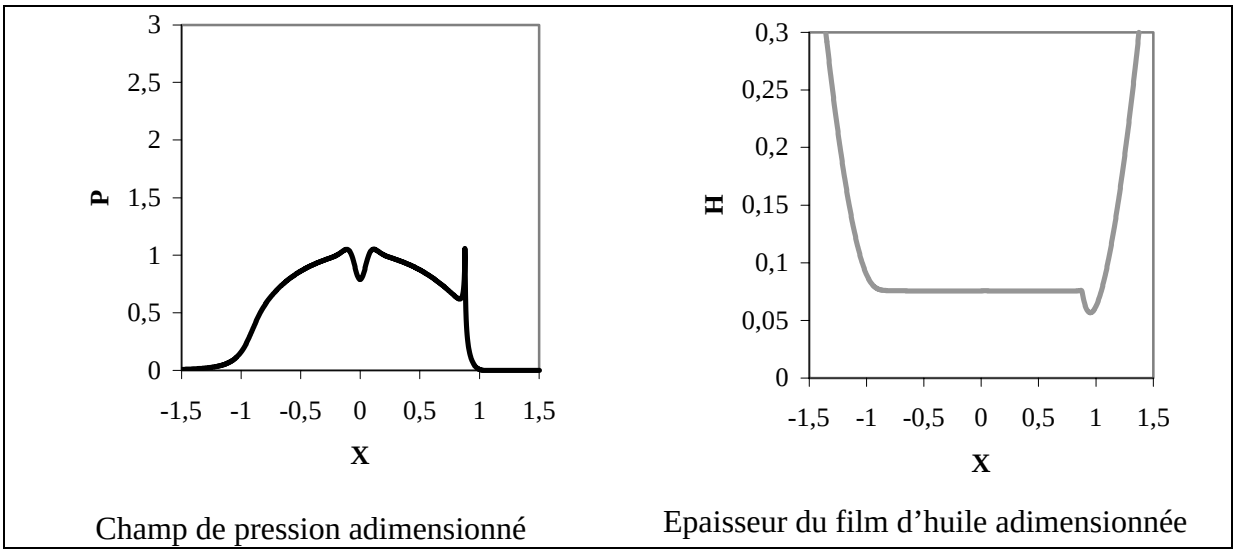
Contraintes de cisaillement maximum

Figure 4.11 : contact lisse adimensionné

2.2.1 - TROIS ECHELLES DE DEFAUT

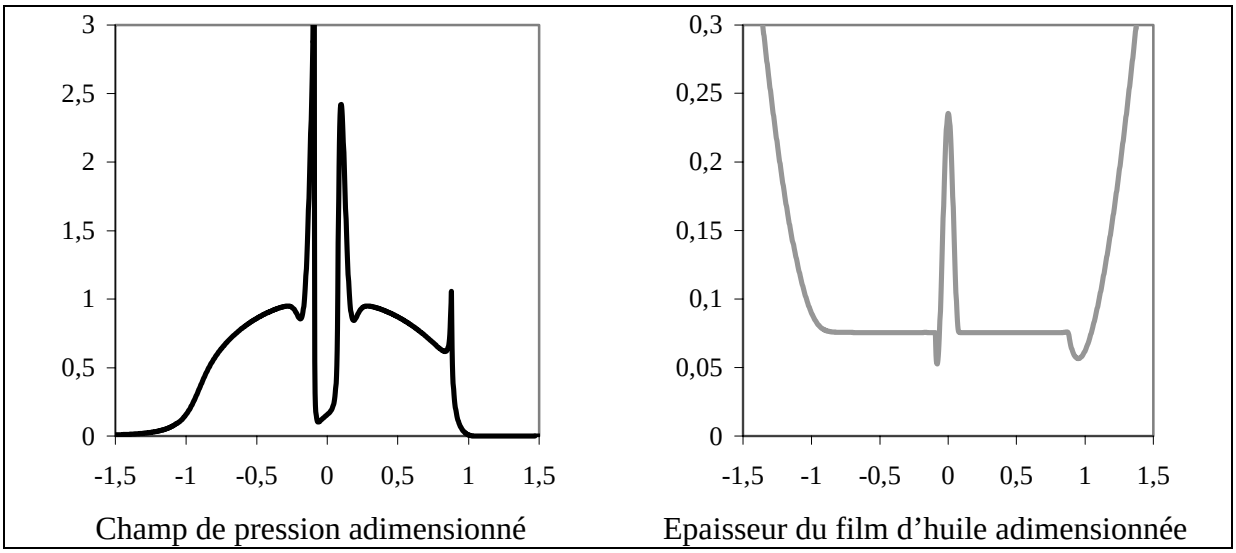
Avant toute chose, l'indent n'aura d'effet significatif sur le champ de pression et l'épaisseur du film de lubrifiant que si sa profondeur est supérieure à l'amplitude des rugosités des surfaces en contact. Trois comportements différents liés à trois échelles de défaut sont alors identifiés. Nous parlerons de régimes de lubrification ***EHD quasi-lisse*** (défauts de petite taille ⇒ indent absorbé), ***μ-EHD non-cavitant*** (défauts de taille moyenne ⇒ perturbation locale de l'écoulement), et ***μ-EHD cavitant*** (défauts très marqués ⇒ cavitation). Plus précisément,

(i) ***Régime EHD quasi-lisse*** : Pour des indents peu profonds (relativement à l'épaisseur du film d'huile), la géométrie déformée des surfaces est inchangée par rapport au cas lisse. L'indent est alors complètement absorbé par les déformations élastiques des massifs (cf. tableau 4.2 et figure 4.12).



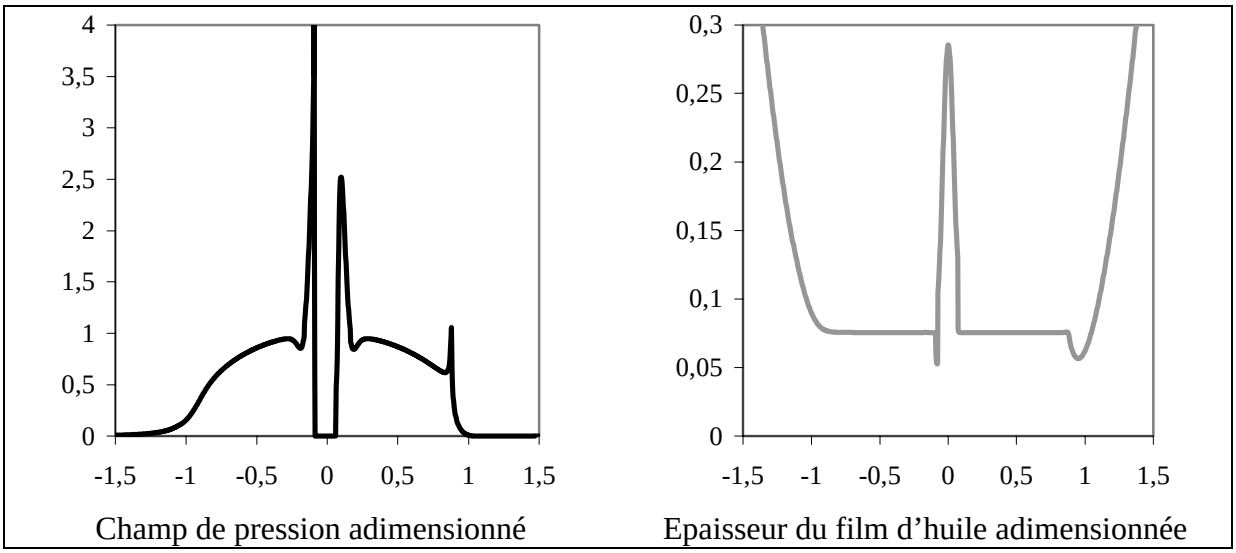
Champ de pression adimensionné — Epaisseur du film d'huile adimensionnée

Figure 4.12 : indent absorbé (*Régime EHD quasi-lisse*)



Champ de pression adimensionné — Epaisseur du film d'huile adimensionnée

Figure 4.13 : perturbation locale de l'écoulement (*Régime µ-EHD non-cavitant*)



Champ de pression adimensionné — Epaisseur du film d'huile adimensionnée

Figure 4.14 : cavitation, représentation schématique (*Régime µ-EHD cavitant*)

Largeur	Profondeur	Hauteur des bourrelets
200 µm	0.2 µm	0 µm

Tableau 4.2 : indent correspondant à la figure 4.12

Des indents plus profonds sont quant à eux toujours visibles après déformation des surfaces. Nous pouvons toutefois distinguer deux cas, selon que le divergent/convergent crée ou non une zone de cavitation dans l'écoulement.

(ii) ***Régime µ-EHD non-cavitant*** : Pour des indents de taille moyenne (disons d'une profondeur d'un ordre de grandeur comparable à l'épaisseur du lubrifiant) et de faible pente (rapport profondeur/largeur), l'indent est toujours visible après déformations mais cependant ne produit pas de zone de cavitation dans l'écoulement. Seule une perturbation locale de l'écoulement est observée (cf. tableau 4.3 et figure 4.13).

(iii) ***Régime µ-EHD cavitant*** : Si la profondeur de l'indent est encore augmentée alors une zone de cavitation apparaît. Ce dernier cas, qui ne peut pas être simulé par le modèle élastohydrodynamique rugueux utilisé, est toutefois représenté schématiquement dans la figure 4.14.

Largeur	Profondeur	Hauteur des bourrelets
80 µm	3 µm	0.5 µm

Tableau 4.3 : indent correspondant à la figure 4.13

Selon la géométrie de l'indent, trois configurations sont donc possibles : indent absorbé, perturbation locale de l'écoulement et cavitation. Il est à noter que les limites entre ces trois configurations n'ont pas encore été définies. Elles font l'objet de travaux en cours et dépendent à la fois du rapport "profondeur de l'indent /épaisseur du film d'huile", de la déformation élastique des massifs (ou de la pression de Hertz) et du taux de glissement.

2.2.2 - PHENOMENE DE L'INDENT INDUIT

Un phénomène intéressant à noter est la présence de ce que nous appellerons l'indent induit. Étudions le volume de lubrifiant présent dans la cavité formée par l'indent. Ce volume passe de la pression ambiante à la pression de contact (de l'ordre du Giga Pascal) lorsque l'indent entre dans le contact EHD. L'augmentation de la viscosité du lubrifiant (cf. figure 2.20) est telle que ce dernier passe d'un état liquide à un état vitreux (ou 'quasi-solide') dès son entrée dans la zone haute pression. Par ailleurs, une colonne de fluide se déplace à la vitesse moyenne des surfaces (cf. figure 4.15) en supposant que la couche limite de fluide adhère parfaitement aux surfaces, d'après les lois classiques de la mécanique des fluides minces visqueux. Ainsi, si la surface qui porte l'indent a une vitesse différente de la surface lisse, alors la colonne de fluide qui était au droit de l'indent lors de son entrée dans le contact va avoir tendance à sortir de la cavité où elle se trouvait. Le lubrifiant étant dans un état vitreux, il va, en sortant de cette cavité, produire ce que nous appelons un indent induit en aval ou en amont de l'indent.. Par exemple, c'est le cas de la figure 4.15, si l'indent est sur la surface lente alors la colonne d'huile va progressivement sortir de l'indent, le précéder et créer un indent induit. Ce phénomène observé numériquement dans nos simulations avec le code EHD transitoire, a également été retrouvé lors d'expériences menées par Wedeven [86] ou Kaneta [42].

Bien évidemment, cet effet dépend des propriétés rhéologiques du lubrifiant, en particulier de sa piézoviscosité et de sa pression de transition vitreuse. Notons toutefois que

cette dernière est rapidement atteinte – pour les huiles ou graisses courantes – dans les contacts ponctuels lubrifiés, y compris pour des pressions moyennes de contact faibles ou modérées (de l'ordre de 10^9 Pa).

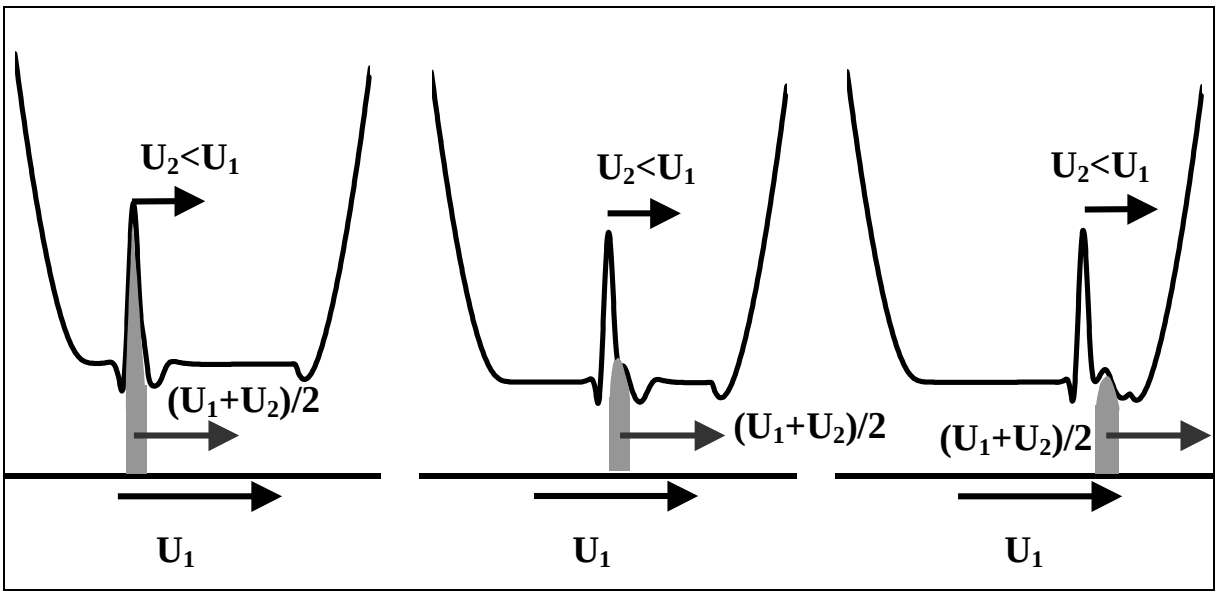


Figure 4.15 : indent induit

2.2.3 - RECAPITULATIF DES SIMULATIONS NUMERIQUES EFFECTUEES

Les indents de très petites dimensions n'ont pas été étudiés, principalement parce qu'ils sont peu nocifs pour les surfaces. Les indents très profonds n'ont pas non plus été étudiés, faute de code de calcul EHD transitoire permettant de prendre en compte correctement la cavitation. Nous nous sommes donc principalement intéressés à des indents de profondeur de l'ordre de grandeur de l'épaisseur du film de lubrifiant. Les tableaux ci-dessous récapitulent l'ensemble des simulations numériques effectuées.

(§)	**Résultats présentés**					
	Epaisseur du lubrifiant	Pression de contact		Contraintes de cisaillement en sous-couche	Position du point où la contrainte est maximum	
	H	P	ΔP	Tau max	X	Z
2.3.1	X	X				
2.3.2	X	X				
2.3.3	X	X				
2.4.1	X	X		X		
2.4.2	X	X	X	X	X	X
2.5.1.1		X		X		
2.5.1.2	X	X		X		
2.5.1.3	X	X		X		
2.5.1.4	X	X		X		
2.5.2.1				X		X
2.5.2.2				X		X

Tableau 4.4 : Récapitulatif des simulations numériques effectuées

(§)	Indent				Modèle		Données				
	type	dimensions		bour-relet	1- Stationnaire sec 2- Stationnaire lubrifié 3- Transitoire lubrifié	compres-sibilité	P_{Hmax}	U_1	U_2	$\frac{U_1-U_2}{U_1+U_2}$	$\frac{U_1+U_2}{2}$
		Larg.	Prof.				GPa	m/s	m/s	%	m/s
2.3.1	A	x1	x1	oui	2	oui/non	1.5	80	0	100	40
2.3.2	A	x1	x1	oui	2	non	1.5 2.5 3.0	80	0	100	40
2.3.3	A	x1	x1	oui	2	non	1.5	1 40 80	0	100	0.5 20 40
2.4.1	A	x1	x1	oui	3	oui	3	40	40	0	40
2.4.2	A A B B B B B	x1	x1	oui	3	oui	3 3 1.5 1.5 1.5 1.5 1.5	39.4 40.6 39.4 38.8 37.6 36.4 35.2	40.6 39.4 40.6 41.2 42.4 43.6 44.6	-1.5 +1.5 -1.5 -3 -6 -9 -12	40
2.5.1.1	B/C	x1	x1	oui/ non	1	oui	1.5				
2.5.1.2	B/C	x1	x1	oui/ non	2	oui	1.5	80	0	100	40
2.5.1.3	B/C	x1	x1	oui/ non	3	oui	1.5	40	40	0	40
2.5.1.4	B/C	x1	x1	oui/ non	3	oui	1.5	41.2 38.8	38.8 41.2	+3 -3	40
2.5.2.1	B/C	x1 x2 x1 x2	x1 x1 x2 x2	oui/ non	1	oui	1.5				
2.5.2.2	B/C	x1 x2 x1 x2	x1 x1 x2 x2	oui/ non	2	oui	1.5	80	0	100	40

Tableau 4.4 : Récapitulatif des simulations numériques effectuées (suite)

2.3 - RESULTATS EN REGIME LUBRIFIE STATIONNAIRE (GLISSEMENT PUR)

Pour étudier les différents paramètres que sont la compressibilité, la charge et la vitesse, le régime stationnaire est choisi. L'indent sera placé au centre du contact afin de pouvoir comparer les résultats entre eux.

2.3.1 - INFLUENCE DE LA COMPRESSIBILITE DU FLUIDE

L'influence de la compressibilité a déjà été traitée dans le cas d'un contact lisse. Il en ressort que la différence entre les profils incompressible et compressible n'intervient que dans la zone dite haute pression. La compressibilité n'a donc que peu d'influence sur les conditions de lubrification. En fait, le fluide emmagasine plus d'énergie dans le cas compressible et donc déforme moins les surfaces lors de son passage dans le contact. Il est à noter également que plus l'épaisseur du film est importante plus l'écart entre les résultats compressible et incompressible le sont. Venner et Bos [70] proposent une analyse qui permet d'expliquer l'influence de la compressibilité.

Dans le cas d'un contact indenté (figure 4.16), les remarques précédentes restent valables. De plus le profil de l'indent n'est pas fondamentalement modifié. Les calculs présentés par la suite seront effectués en considérant le fluide incompressible (§ 2.3) ou compressible (§ 2.4 et § 2.5).

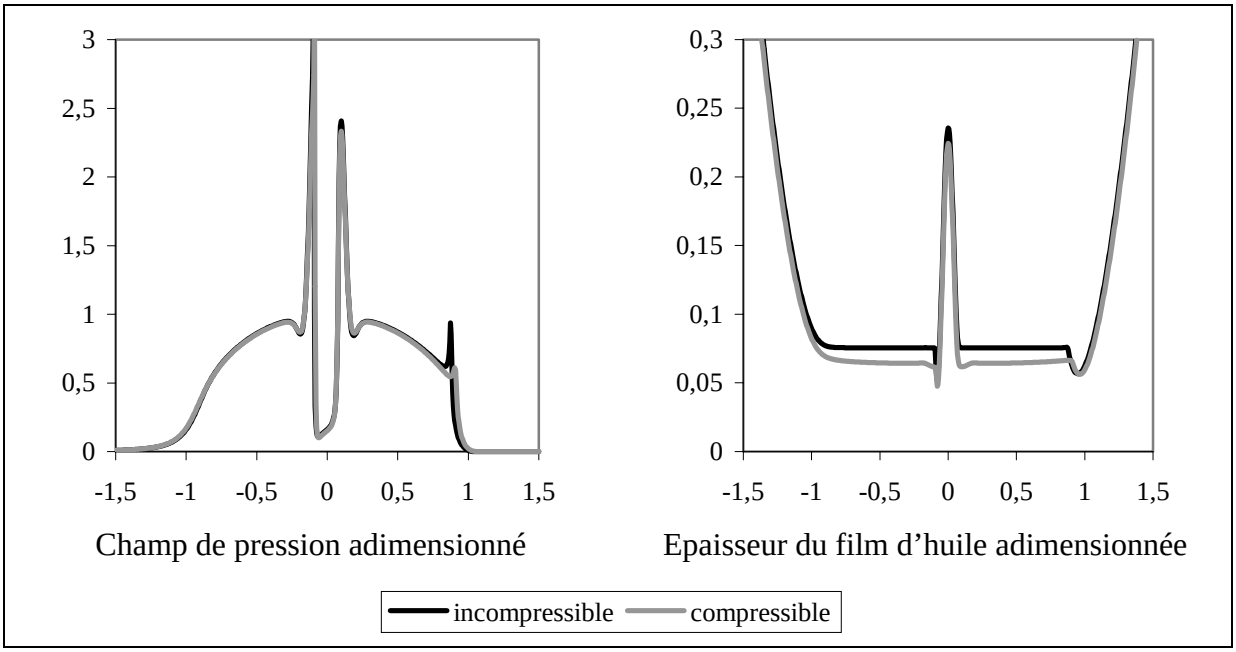


Figure 4.16 : influence de la compressibilité

2.3.2 - INFLUENCE DE LA CHARGE

Lorsque la charge sur le contact augmente, la pression maximale de Hertz ainsi que la demi-largeur du contact augmentent également. Comme l'adimensionnement des équations s'effectue en utilisant ces deux paramètres, les comparaisons des champs de pression et des épaisseurs de film d'huile se font ici en valeurs dimensionnées.

L'augmentation de la charge ne modifie pas les conditions d'alimentation du contact mais joue un rôle important sur les déformations. Dans le cas indenté (figure 4.17), l'augmentation de la charge conduit à l'absorption progressive de l'indent. Rappelons que dans les simulations présentées, la taille des indents est identique. Notons également que l'épaisseur du film d'huile est peu modifiée lorsque la charge varie, ce qui est bien en accord avec la théorie EHD.

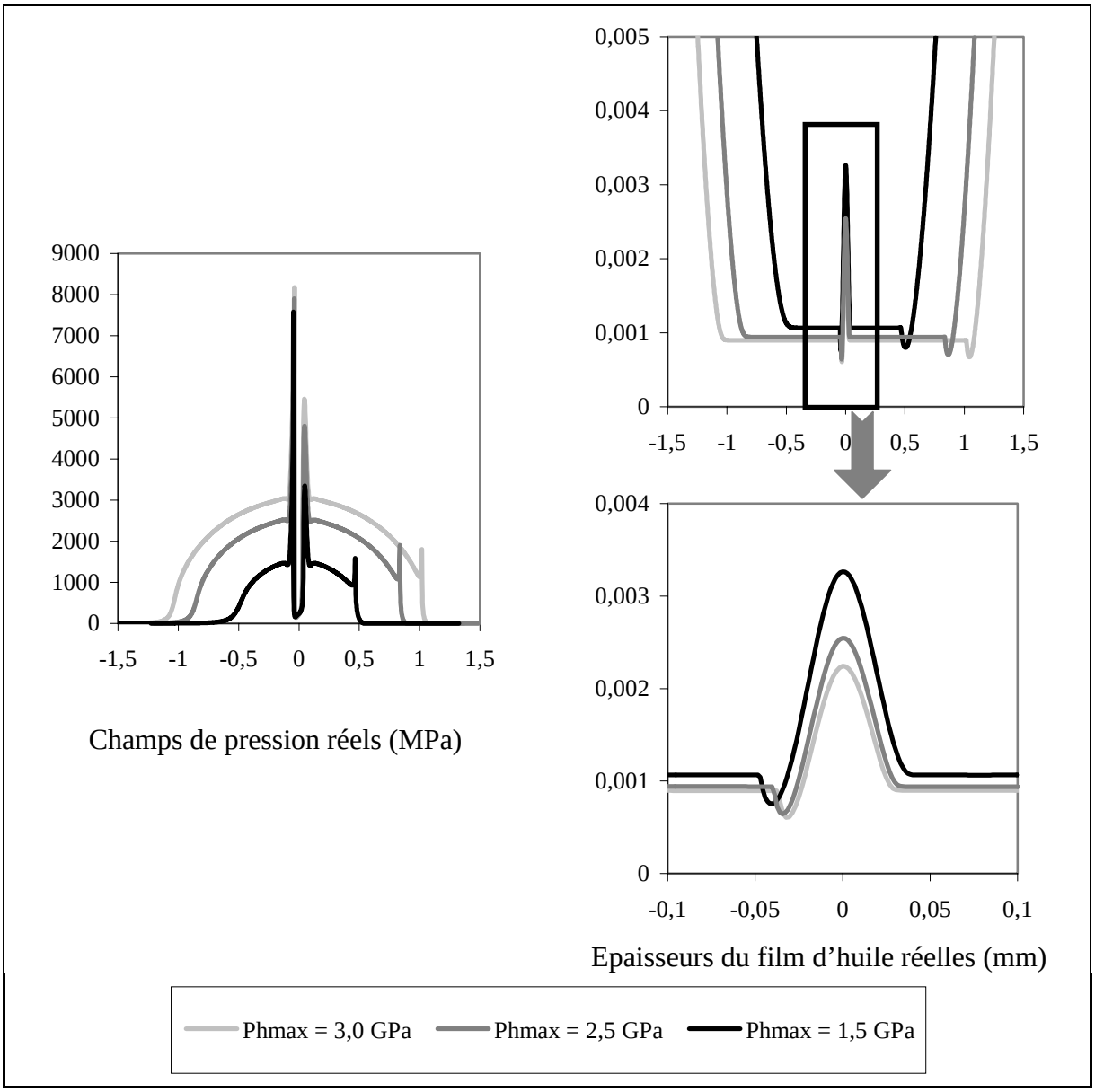


Figure 4.17 : influence de la charge

2.3.3 - INFLUENCE DE LA VITESSE

Comme dans le cas lisse, les variations de la vitesse d'entraînement provoquent une augmentation de l'épaisseur du film lubrifiant. En fait, la vitesse accentue les effets hydrodynamiques dans le contact. Il est à remarquer que les épaisseurs de film d'huile dans le cas du contact indenté sont similaires à celles du cas lisse (figure 4.18). De même, lorsque la vitesse augmente, le pic de pression en sortie de contact augmente et se rapproche du centre du contact. Enfin, la géométrie de l'indent est très peu modifiée. Cela confirme que l'effet hydrodynamique prévaut sur les déformations.

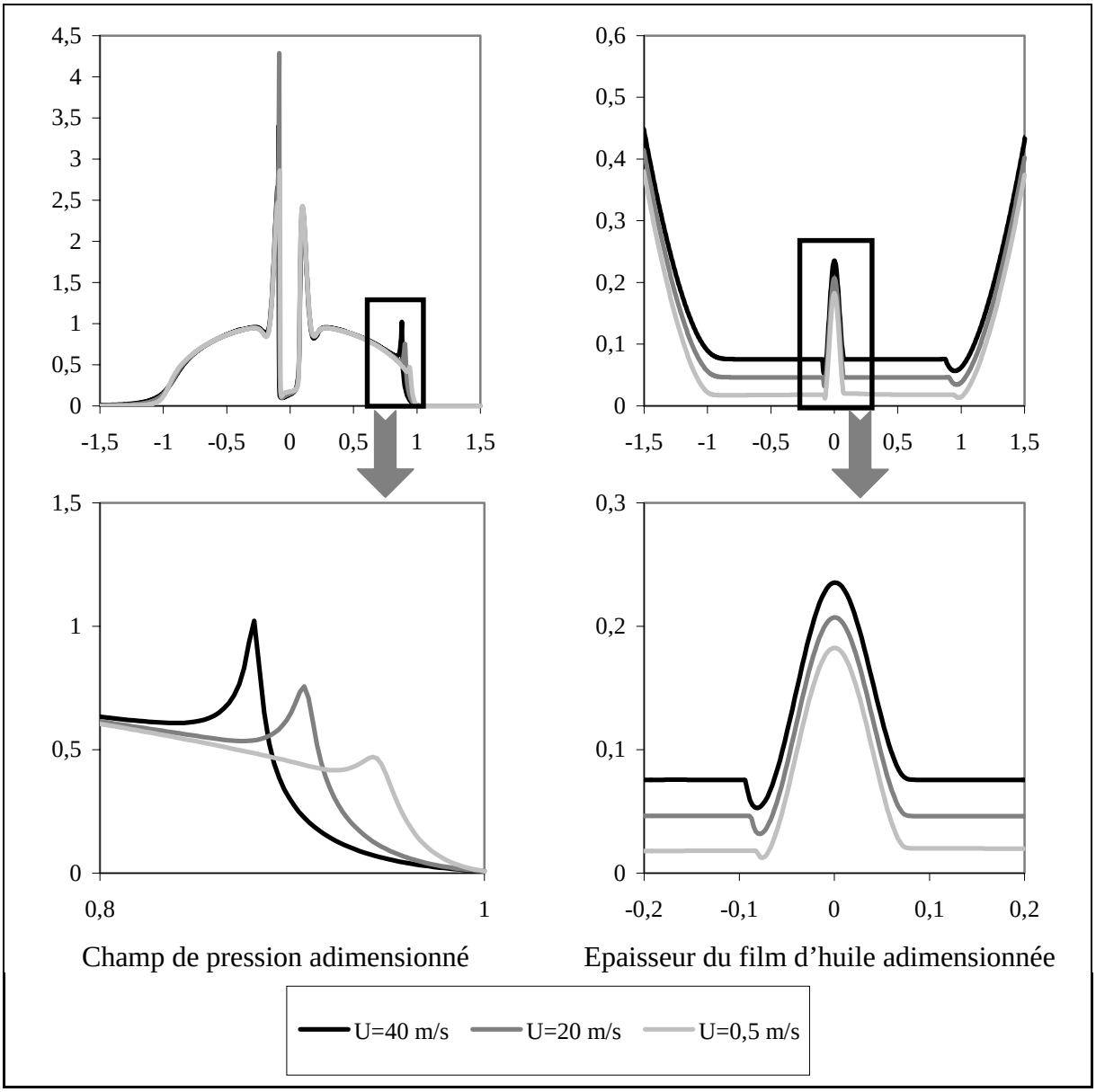


Figure 4.18 : influence de la vitesse

2.4 - RESULTATS EN REGIME LUBRIFIE TRANSITOIRE

Nous sommes en régime lubrifié transitoire dès lors que la surface indentée a une vitesse non nulle. De plus, l'indent peut traverser le contact avec une vitesse différente de celle de la surface lisse. Le taux de glissement est alors défini par :

$$g = (U_1-U_2)/(U_1+U_2)\ \%$$

Le glissement est donc positif lorsque l'indent est placé sur la surface lente et négatif lorsqu'il est sur la surface rapide. Dans le cas où la vitesse des deux surfaces est identique, il s'agit de roulement pur.

2.4.1 - ROULEMENT PUR

Pour des conditions de roulement pur, l'influence de l'indent est modérée et localisée autour de celui-ci. La chute de pression au centre est compensée par des surpressions sur les bords. En fait, l'indent est peu déformé lors de son passage dans le contact (figure 4.19). Notons que les bords de l'indent sont toujours présents alors que dans le cas du glissement pur, ils sont absorbés.

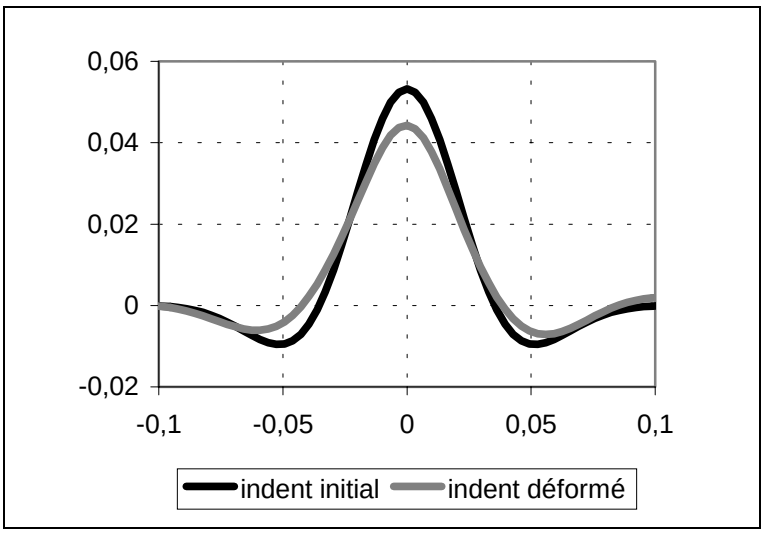


Figure 4.19 : déformée de l'indent

En ce qui concerne l'état de contraintes, les fluctuations de pressions étant faibles (figure 4.20), leurs effets sont moindres sur le massif. Cette observation est confirmée par le calcul des champs de contraintes de cisaillement au cours du temps. Ces contraintes, comme par la suite, sont adimensionnées par rapport à la pression maximale de Hertz (Ph).

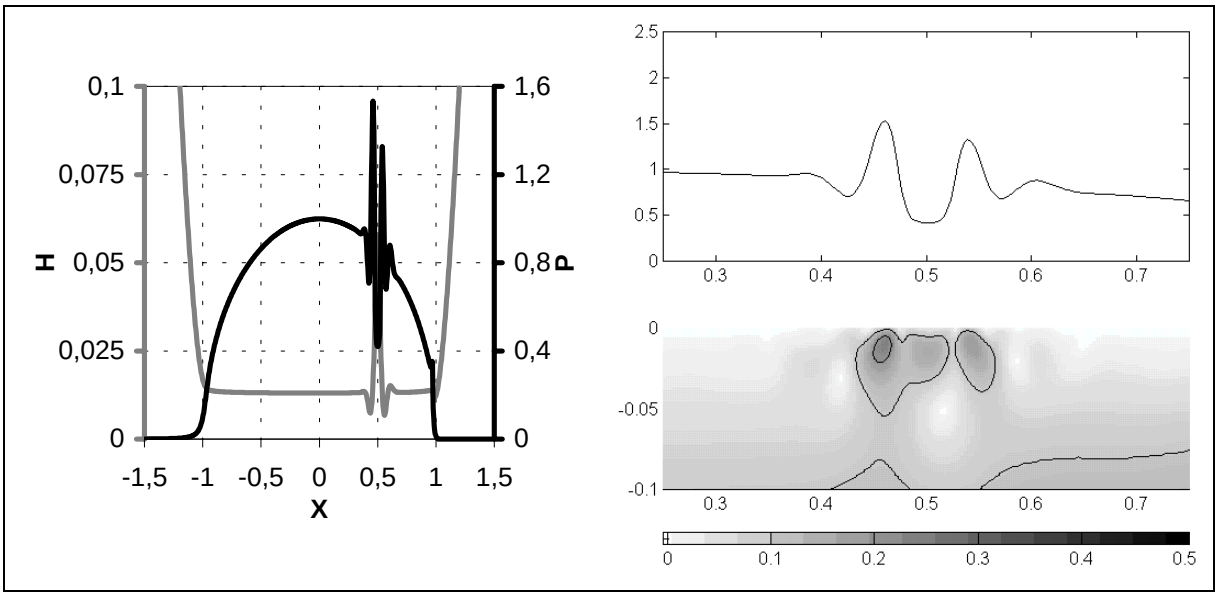


Figure 4.20 : roulement pur

L'amplitude et la position des maxima de contraintes sont déterminantes pour la durée de vie du matériau contraint. Dans le cas du roulement pur, ces contraintes étaient proches de la surface (Z = 0,01a), mais leur valeur (cisaillement maximum = 0.24Ph) était de l'ordre du maximum de la contrainte d'Hertz (= 0.322Ph). Ce type d'indentation (dans le cas du roulement pur) ne conduit donc pas à des réductions significatives de la durée de vie. Ce résultat est conforme à ceux de Ai et al. [1]. Il s'agit donc d'une conclusion positive pour les mécanismes qui fonctionnent dans ces conditions comme par exemple les roulements à rouleaux. Il n'en demeure pas moins que si le rapport entre la profondeur de l'indent et l'épaisseur du film d'huile augmente, suite par exemple à des problèmes d'alimentation du contact, les surpressions augmentent et donc accroissent les risques d'endommagement.

2.4.2 - INFLUENCE DU GLISSEMENT

La présence d'une vitesse de glissement relatif entre les surfaces accroît les perturbations locales du champ de pression au voisinage de l'indent et accentue la dissymétrie de part et d'autre de l'indent. Ces deux phénomènes sont liés à la fois à l'amplitude du taux de glissement et à la direction de ce dernier.

L'évolution au cours du temps du champ de pression et de la géométrie du film d'huile, pour une pression de Hertz de 3 GPa, a été calculée pour des taux de glissement négatif (-1.5 %) et positif (+1.5 %). Les résultats sont présentés en annexe 5 (pour 3 pas de temps distincts) et dans la figure 4.21. Cette dernière figure correspond au pas de temps 462 pour lequel l'indent est au centre du contact.

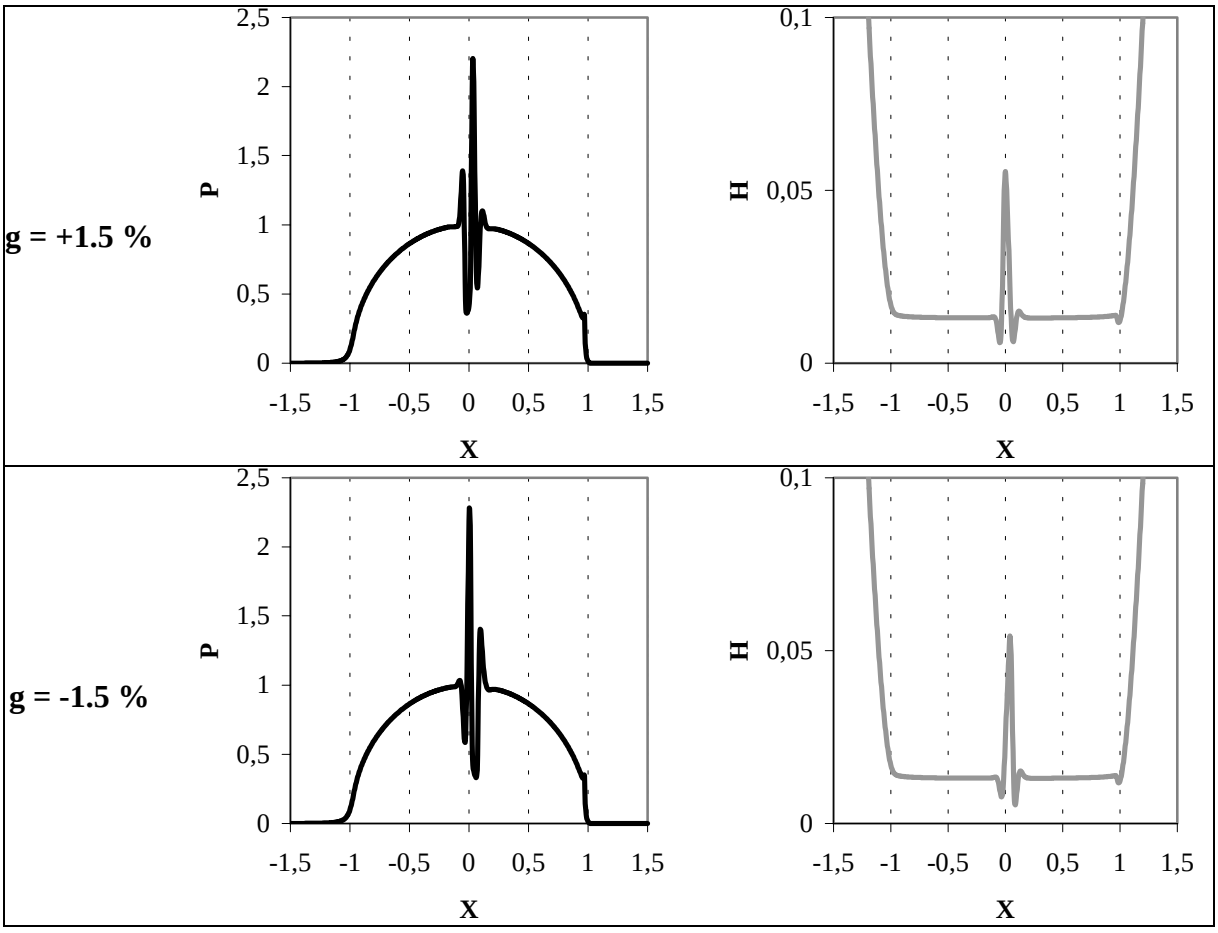


Figure 4.21 : glissement de ±1.5 % (P_{Hertz} = 3GPa)

Lorsque la surface indentée est la plus lente (g=+1.5%), une augmentation importante de la pression est observée en avant de l'indent. A l'inverse, une surpression importante apparaît cette fois-ci en arrière de l'indent lorsque ce dernier est situé sur la surface rapide (g=-1.5%).

Le pic de pression observé autour de l'indent peut atteindre 2.5 fois la pression maximale de Hertz (soit ici 7.5 GPa, ce qui est bien au-delà de l'hypothèse de déformation élastique des massifs), figure 4.22. Remarquons également le décalage entre les maxima pour les cas de glissement positif et négatif : il correspond à la longueur d'onde du défaut de surface λ_2.

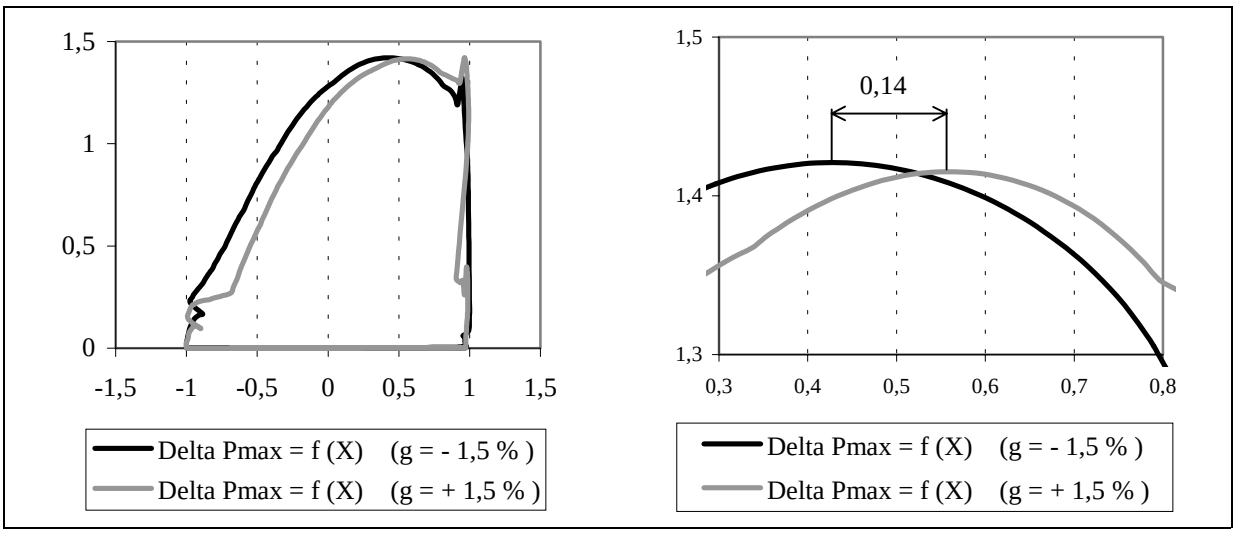


Figure 4.22 : maxima des surpressions pour g = +1.5 % et g = -1.5 % (P_{Hertz} = 3GPa)

Le sens du glissement détermine la position des pics de surpressions et donc la position des surcontraintes, cf. figure 4.23 et annexe 5. Ainsi, logiquement, un maximum de contrainte est observé en avant de l'indent pour le taux de glissement positif et en arrière de l'indent pour le glissement négatif.

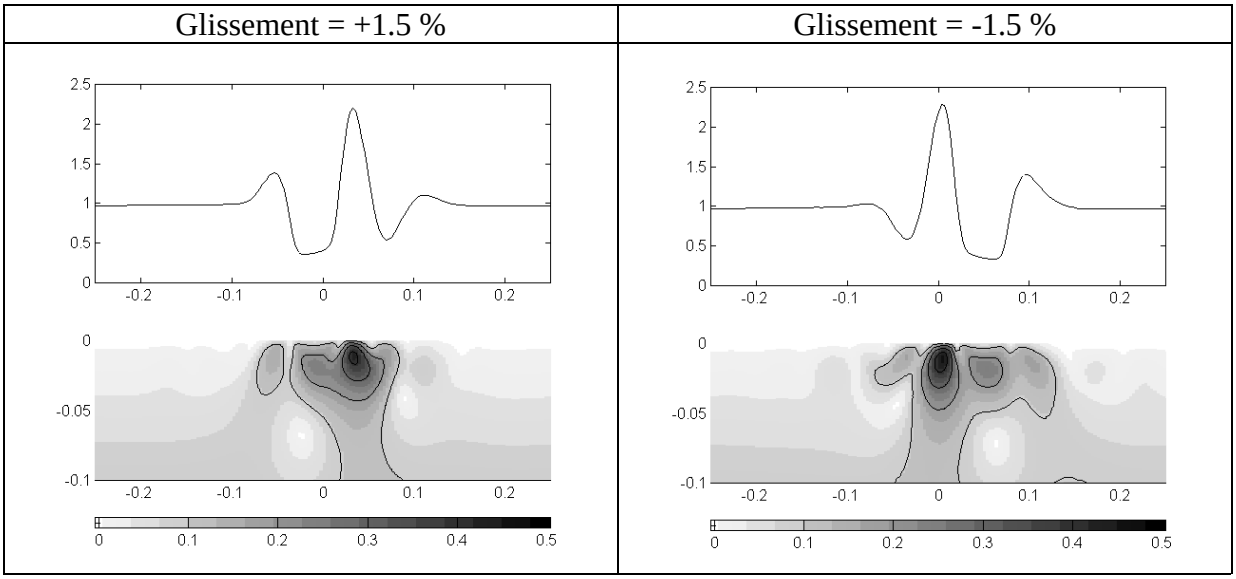


Figure 4.23 : champs de contraintes de cisaillement maximum (T = 462) (P_{Hertz} = 3GPa)

Notons que la valeur des contraintes de cisaillement maximum ainsi que la profondeur du maximum de contrainte restent similaires. La direction du glissement influe principalement sur la position des maxima de contraintes par rapport à l'indent, comme illustré à la figure 4.24.

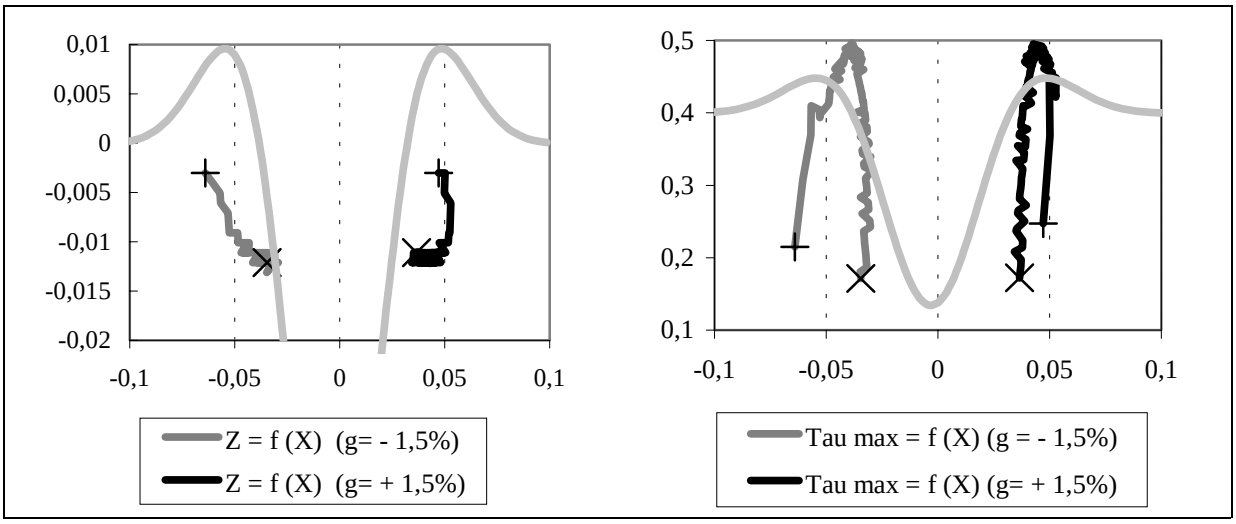


Figure 4.24 : positions et valeurs de surcontraintes pour g = +1.5 % et g = -1.5 %

Le taux de glissement a également une influence remarquable. Les calculs ont cette fois-ci été effectués pour une pression de Hertz de 1.5 GPa seulement. Il peut être constaté (figure 4.25) que l'augmentation du taux de glissement conduit à accroître la valeur du maximum des contraintes de cisaillement maximum. Cette augmentation est tout d'abord très rapide, puis le maximum des contraintes tend vers une asymptote horizontale (figure 4.26).

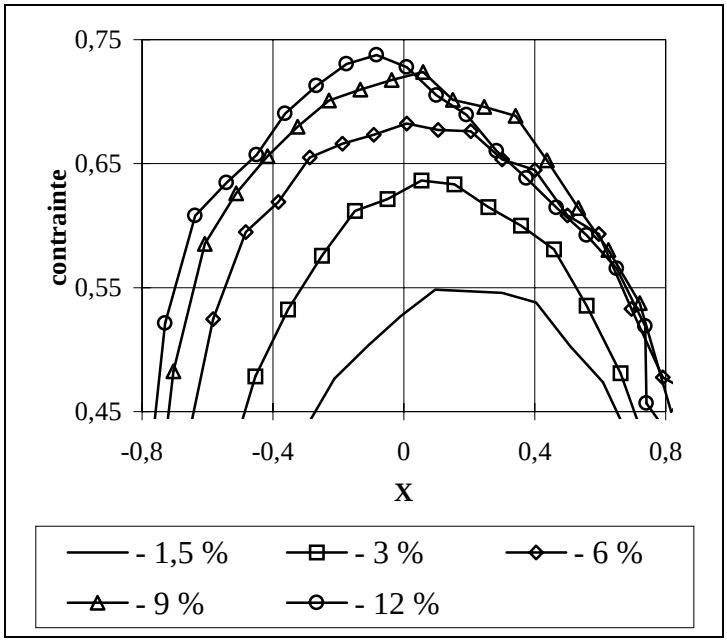


Figure 4.25 : maximum des contraintes de cisaillement maximum lors du passage de l'indent dans le contact pour différents taux de glissement (P_{Hertz} = 1.5 GPa)

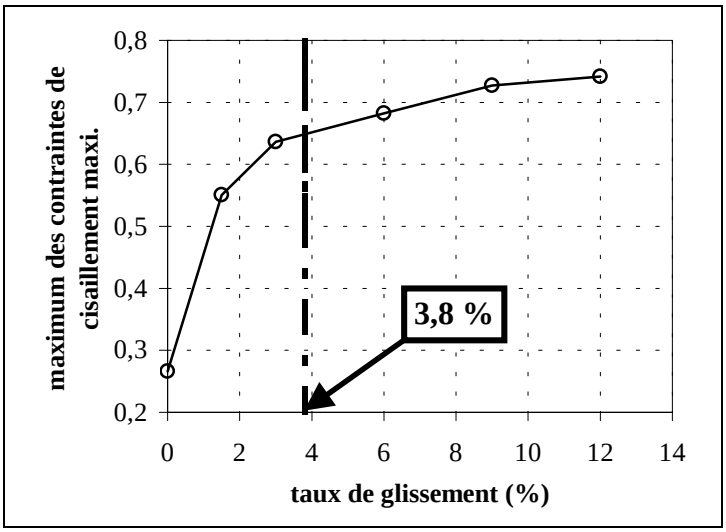


Figure 4.26 : maxima des contraintes de cisaillement maximum fonction du taux de glissement au voisinage de l'indent (P_{Hertz} = 1.5 GPa)

Plus généralement, le taux de glissement minimum induisant les plus fortes contraintes au voisinage de l'indent peut être déduit de la relation (4.7) par le raisonnement suivant (voir également les commentaires sur la figure 4.15 dans le paragraphe 2.2.2) :

La vitesse relative d'une colonne de lubrifiant par rapport à l'indent (en valeur absolue) fois le temps de transit de l'indent dans le contact doit être supérieur ou égal à la longueur d'onde du défaut de surface (voir figure 4.2) soit :

$$\left|\frac{U_1 - U_2}{2}\right| \cdot \frac{2a}{U_2} \geq \lambda_2 \qquad (4.6)$$

ou encore

$$\left|\frac{U_1 - U_2}{U_2}\right| \geq \frac{\lambda_2}{a} \qquad (4.7)$$

en approximant U_2 par $(U_1+U_2)/2$, cela nous donne aussi

$$2 \cdot |g| = 2 \cdot \left|\frac{U_1 - U_2}{U_1 + U_2}\right| \cong \left|\frac{U_1 - U_2}{U_2}\right| \geq \frac{\lambda_2}{a} \qquad (4.8)$$

ce qui se traduit par un taux de glissement minimum de 3.8 % pour les données de la figure 4.26 (a = 1.062 mm, λ_2 = 80 µm et $(U_1+U_2)/2$ = 40m/s). Notons que ce taux de glissement limite est faible. Néanmoins, il explique en partie pourquoi les roulements à rouleaux ou à aiguilles (qui fonctionnent en roulement pur) sont moins sensibles à la pollution que les roulements à billes.

Par ailleurs, l'augmentation du taux de glissement amplifie la trajectoire du point où les contraintes sont maximum (figure 4.27). Ceci a pour effet d'accroître le volume à risque, c'est-à-dire le volume où la limite élastique est localement dépassée. A l'opposé, le temps de sollicitation pour un point donné dans ce volume diminue. Il est donc finalement assez difficile d'en déduire quel est le glissement le plus sévère en terme de durée de vie. Il doit

toutefois se situer entre le glissement limite estimé par l'équation (4.8) ci-dessus et la limite de grippage :

$$\frac{\lambda_2}{2 \cdot a} \leq |g| \text{ critique (en terme de fatigue)} < |g| \text{ limite de grippage} \qquad (4.9)$$

Enfin, l'augmentation du taux de glissement a pour effet d'éloigner les points où les contraintes sont maxima du centre de l'indent (figure 4.27). L'écaillage semble donc se produire plus à l'extérieur de l'indent pour des glissements importants.

Il faut toutefois rappeler que les contraintes résiduelles résultant du processus d'indentation en lui-même ne sont pas prises en compte dans cette analyse. La superposition de ces contraintes résiduelles au champ de contraintes élastiques 'macroscopiques' ne pose pas de problème particulier, si ce n'est qu'elle requiert de connaître précisément ces contraintes résiduelles. C'est pourquoi nous n'avons pas inclus les contraintes résiduelles dans notre analyse. Les résultats présentés ci-dessus ne sont donc que des résultats partiels. La démarche présentée ici pourrait toutefois facilement être étendue à des problèmes un peu plus proches de la réalité.

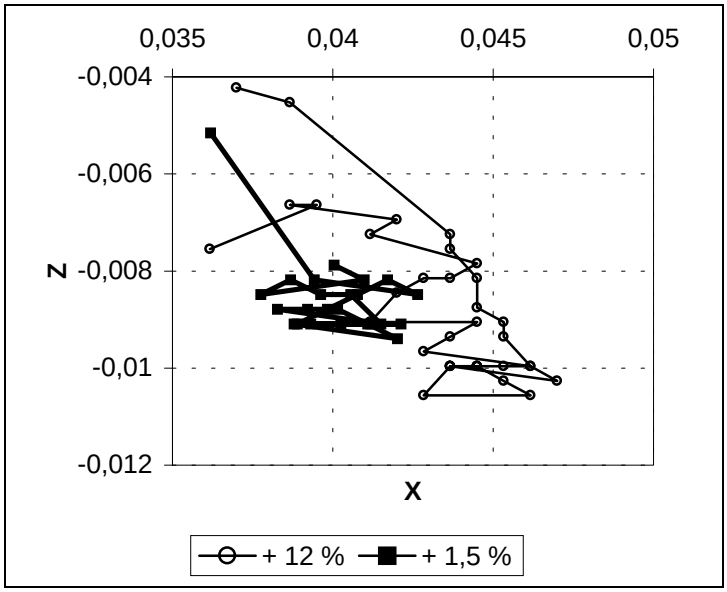


Figure 4.27 : position des contraintes de cisaillement pour deux glissements

En résumé, il a été montré que la présence de glissement produit des niveaux de contraintes dans le matériau qui sont amplement au-delà de ceux obtenus en roulement pur. Ceci s'explique par le comportement rhéologique du lubrifiant, et en particulier par l'état vitreux dans lequel il se trouve quand il est soumis a une pression de l'ordre du giga Pascal. La position privilégiée du maximum de contraintes, en avant ou en amont de l'indent, est liée à la direction du glissement. Ce maximum est toujours localisé en aval du défaut par rapport à la direction du glissement relatif, c'est-à-dire :

- en aval du défaut (par rapport à la vitesse de la surface), si celui-ci est sur la surface lente,
- en amont du défaut, si celui-ci est situé sur la surface rapide.

Finalement, l'augmentation du taux de glissement (en valeur absolue) a pour effet :

- d'éloigner sensiblement du centre de l'indent les points où les contraintes sont maxima,

- d'augmenter le niveau de contraintes au voisinage de l'indent jusqu'à ce qu'une asymptote soit atteinte après dépassement du taux de glissement limite donné par la relation (4.10) ci-dessous :

$$|g| = \left| \frac{U_1 - U_2}{U_1 + U_2} \right| \cong \frac{\lambda_2}{2 \cdot a} \qquad (4.10)$$

2.5 - ÉTUDE COMPARATIVE D'INDENTS DE DIFFERENTES FORMES, AVEC et SANS BOURRELET

Les indents de référence B (avec bourrelet) et C (sans bourrelet), de profondeur et largeur identiques, sont d'abord utilisés (§ 2.5.1) pour illustrer le rôle du bourrelet. Enfin ces indents verront leur profondeur et/ou largeur doublées afin de mieux comprendre l'influence de la forme, en particulier de la pente, sur le champ de contraintes de cisaillement maximum (§ 2.5.2).

2.5.1 - ROLE DU BOURRELET (INDENTS DE TAILLE IDENTIQUE)

L'étude consiste d'abord à montrer l'importance du bourrelet sur le niveau de contraintes, tant en présence qu'en l'absence de lubrifiant.

2.5.1.1 - STATIONNAIRE SEC

Dans un premier temps, l'analyse en sec qui représente l'analyse de référence est effectuée. Elle a l'avantage de faire ressortir en particulier les conséquences issues des déformations élastiques des massifs.

Du fait de l'absence d'effet hydrodynamique, les champs de pression sont symétriques (figure 4.28). Les surpressions observées de part et d'autre de l'indent compensent la chute de pression au niveau de celui-ci. Dans le cas de l'indent avec bourrelets (indent B), les surpressions sont accrues. Elles passent de 2 fois la pression maximale de Hertz à 3.5 fois. Il est donc déjà remarquable que la présence des bourrelets augmente significativement les surpressions.

L'observation du champ de contraintes associé (figure 4.28, partie inférieure) montre de nettes variations au droit des surpressions observées. Les maxima qui apparaissent dans la peau du massif atteignent des valeurs supérieures à la contrainte maximale de Hertz dans le volume (0.86Ph par rapport à 0.32Ph).

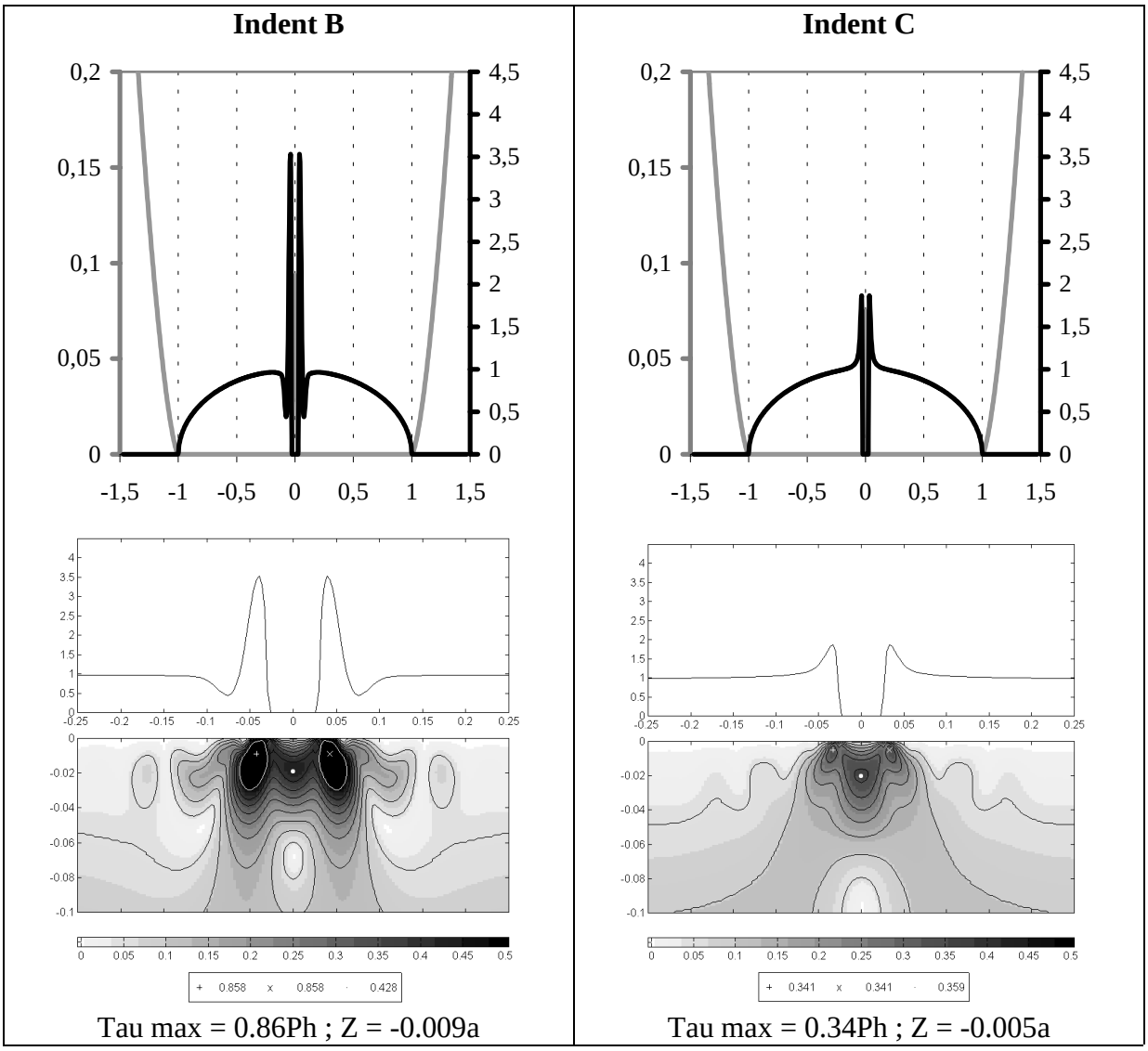


Figure 4.28 : stationnaire sec

Pour examiner les conséquences en terme de durée de vie, une limite élastique du matériau en sous-couche est utilisée. Dans le cas du 100Cr6, la limite à 20 µdef est égale à

0.735 GPa soit 0.49 Ph pour le cas étudié. Dans la représentation des contraintes, les points qui dépassent la contrainte limite sont noirs et la zone de surcontraintes est matérialisée par un contour blanc.

Il peut être constaté que pour l'indent C (sans bourrelets), le maxima de contraintes (0.34 Ph) ne dépasse pas la limite élastique. Par contre l'indent B provoque des surcontraintes importantes dans la peau du massif (0.86 Ph) sur un volume conséquent (6.58 10^{-4} a^2, a étant la demi-largeur du contact).

2.5.1.2 - STATIONNAIRE LUBRIFIE

Cette fois, la présence du lubrifiant est prise en compte. La surface indentée est fixe et la surface en regard se déplace à une vitesse double de la vitesse moyenne de fonctionnement. Il s'agit donc d'un fonctionnement en glissement pur. Le lubrifiant est considéré compressible.

La présence du lubrifiant modifie le champ de pression et le profil du film d'huile (figure 4.29). Comme décrit précédemment, une dissymétrie est observée entre le bourrelet avant et arrière de l'indent. A nouveau, comme pour le cas sec, une nette différence apparaît entre l'indent B et le C.

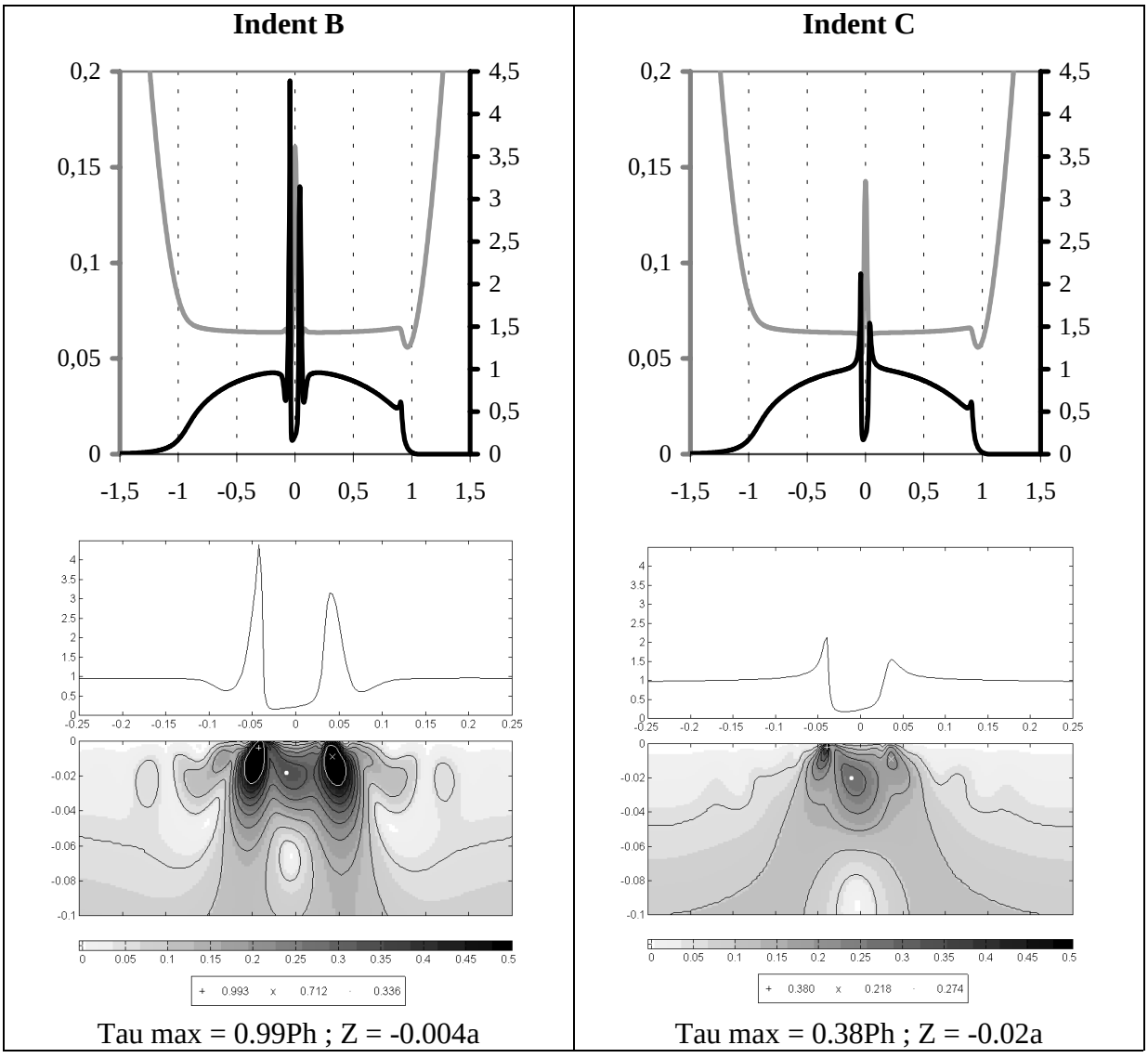


Figure 4.29 : stationnaire lubrifié

L'observation des champs de contraintes associés montrent que les maxima se sont rapprochés de la surface et ont des valeurs supérieures. Notons que pour l'indent C les valeurs se situent toujours en dessous de la limite élastique définie précédemment à 0.49Ph.

Ces valeurs sont toutefois à prendre avec précaution. En effet, elles peuvent être entachées d'une erreur numérique liée à la discrétisation employée.

Ce qu'il faut retenir du contact lubrifié est qu'il induit une dissymétrie au niveau du champ de pression et donc du champ de contraintes. Il en découle que les maxima de contraintes sont plus importants et que leur position tend à se rapprocher de la surface.

2.5.1.3 - TRANSITOIRE LUBRIFIE (A) ROULEMENT PUR

Pour le cas du roulement pur, un certain nombre de remarques ont déjà été effectuées précédemment. Ici, l'influence du bourrelet sera uniquement abordée. Les représentations correspondent à la position pour laquelle la contrainte maximale est atteinte au cours du temps (figure 4.30). Il faut tout d'abord remarquer que les surpressions sont plus faibles que dans les deux conditions traitées précédemment. En fait, il apparaît que le roulement pur est peu éloigné du cas lisse. Néanmoins, il faut à nouveau remarquer que les contraintes sont supérieures en valeurs pour l'indent avec bourrelets.

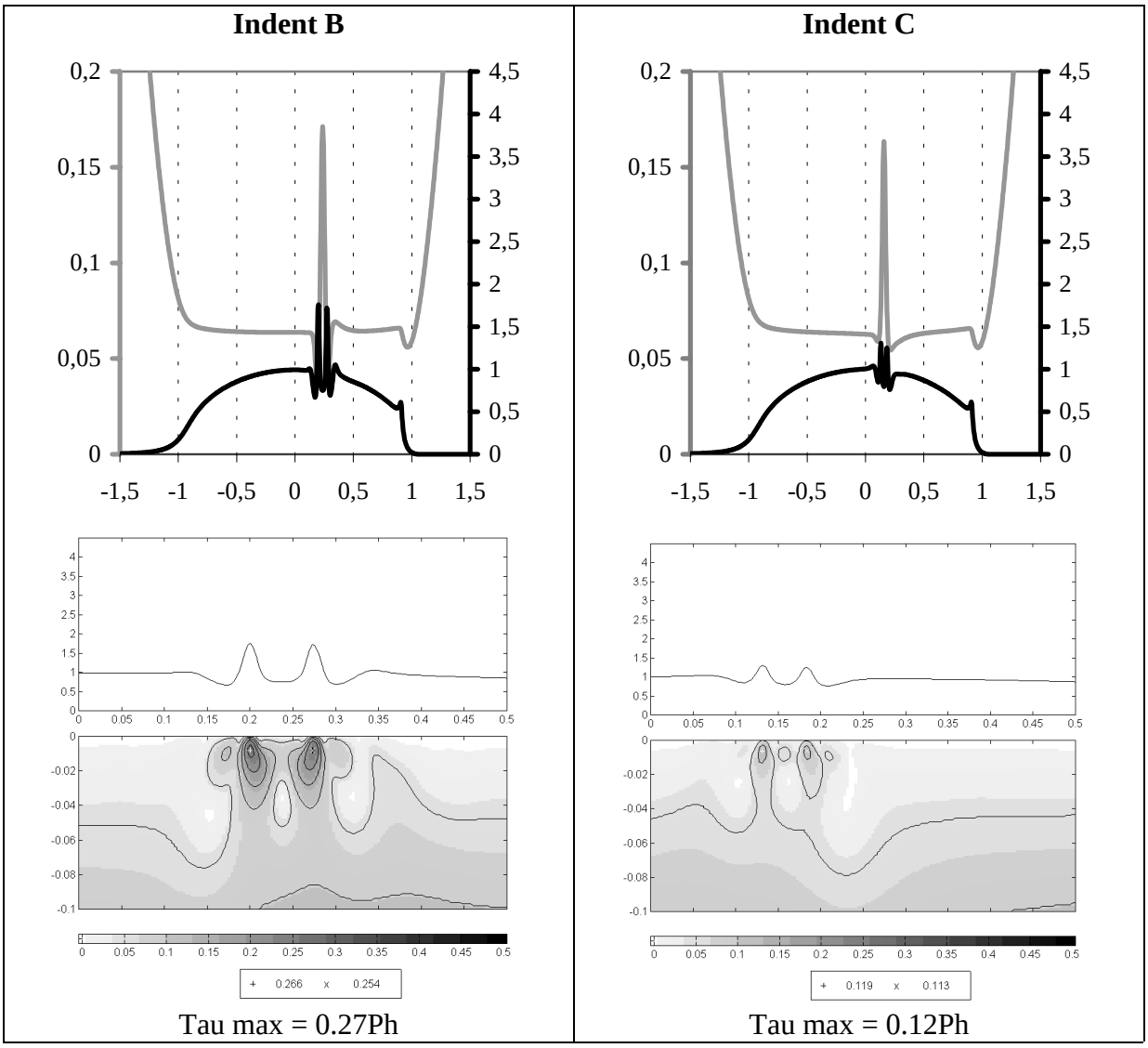


Figure 4.30 : roulement pur

2.5.1.4 - TRANSITOIRE LUBRIFIE (B) ROULEMENT PLUS GLISSEMENT

Le glissement, comme cela a déjà été noté, modifie la position du maxima des contraintes. Toutefois leur valeur et leur profondeur n'évoluent pas significativement (figures 4.31 et 4. 32). Une fois de plus, la présence du bourrelet favorise les surpressions et donc les surcontraintes. Ainsi, les maxima sur les bords de l'indent atteignent 0.65Ph/0.64Ph dans le cas B et 0.36Ph/0.33Ph dans le cas C.

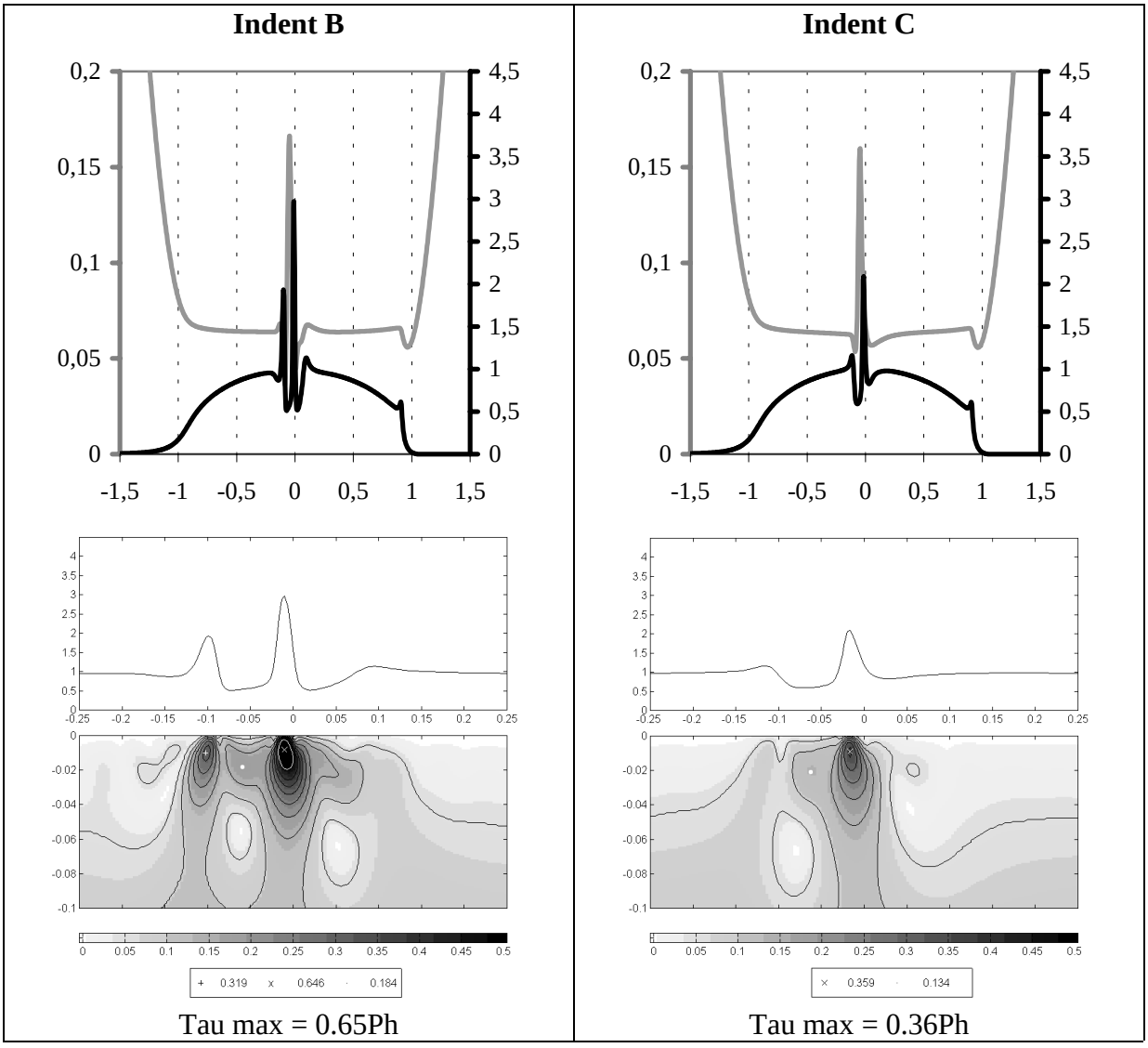


Figure 4.31 : glissement + 3 %

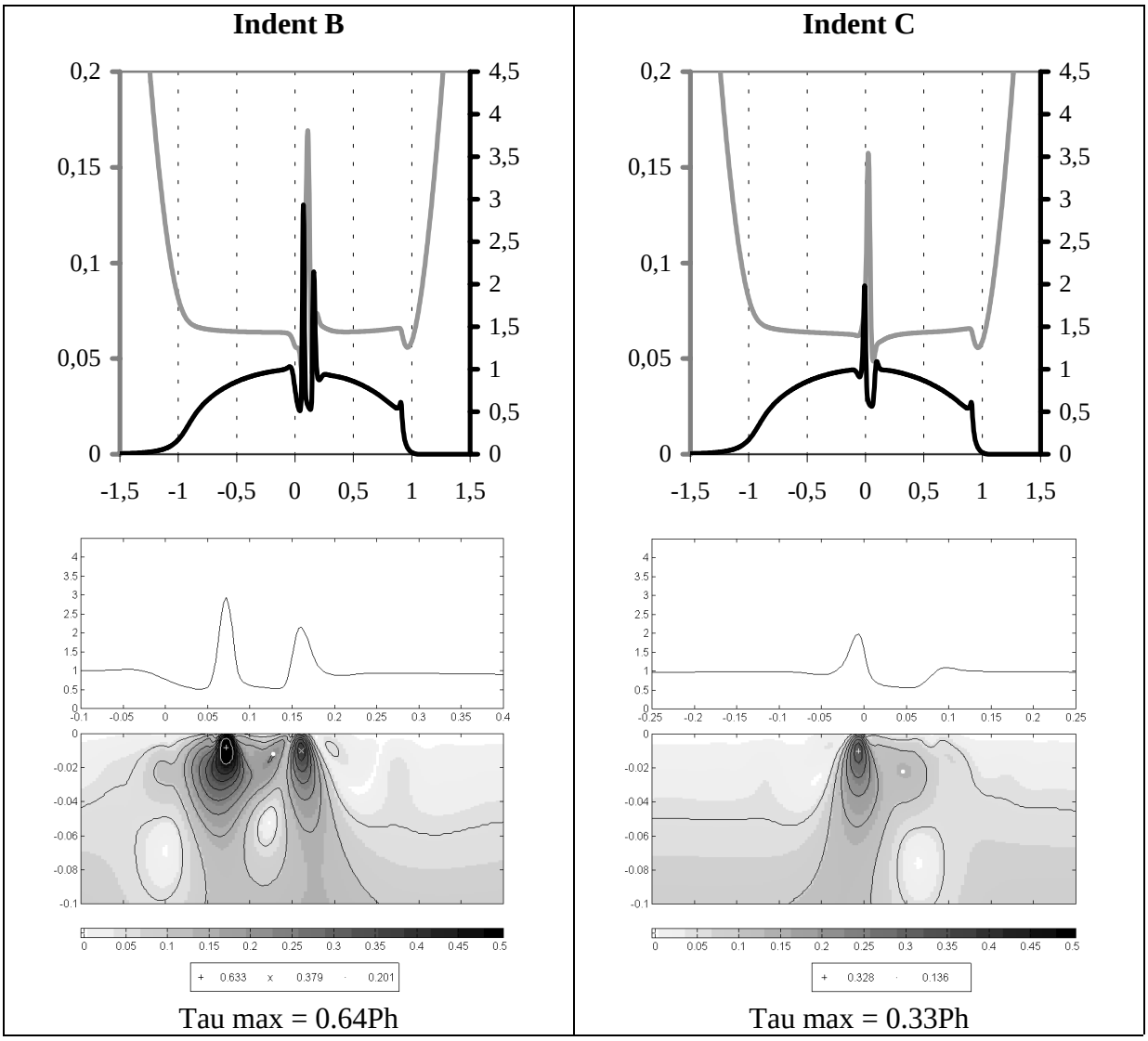


Figure 4.32 : glissement - 3 %

2.5.2 - INFLUENCE DE LA FORME DES INDENTS (FACTEUR PENTE)

Cette partie a pour objectif de montrer l'influence relative de la profondeur et de la largeur des indents sur le champ de contraintes. Ceci sera traité en étudiant le rapport A_2/Λ_2 qui correspond à l'amplitude sur la longueur d'onde de l'indent en valeurs adimensionnées. Pour simplifier la dénomination, l'amplitude adimensionnée sera remplacée par Z et la longueur d'onde par X. Les calculs ont été effectués à nouveau pour les indents de référence B et C dans les cas stationnaires sec et lubrifié.

2.5.2.1 - STATIONNAIRE SEC

La comparaison des résultats numériques obtenus avec différentes pentes (voir figure 4.33, tableau 4.5) par rapport au cas de référence (X ; Z) décrit aux paragraphes ci-dessus permet d'établir un certain nombre de tendances.

Il apparaît d'abord que l'augmentation de la profondeur de l'indent (passage de X ; Z à X ; 2Z) se traduit par une augmentation des pics de pression (déjà signalée par Goglia [28]) et donc par une augmentation de la valeur de la contrainte maximale ainsi qu'un rapprochement de celle-ci près de la surface.

Par ailleurs, l'augmentation de la largeur diminue le maximum de contrainte et déplace cette contrainte plus en profondeur.

Enfin, le doublement de la largeur et de la profondeur de l'indent provoque une légère baisse de la contrainte et un déplacement de celle-ci vers le volume.

Tous ces résultats ne sont pas surprenants si l'on se rappelle que la hauteur du bourrelet n'est, elle, jamais modifiée lorsque la profondeur de l'indent est doublée par rapport à l'indent de référence.

Il apparaît donc que l'augmentation de la pente de l'indent (rapport Z/X) conduit à une augmentation de la valeur maximale de la contrainte de cisaillement et à un rapprochement de celle-ci près de la surface. Cela se traduit également par une augmentation de l'aire contrainte au-delà de la limite élastique. Il peut alors être conclu que l'augmentation de la pente est un facteur aggravant en terme de durée de vie.

	X ; Z		**X ; 2Z**		**2X ; Z**		**2X ; 2Z**	
Indent	**avec bourrelet**	**sans bourrelet**	**avec bourrelet**	**sans bourrelet**	**avec bourrelet**	**sans bourrelet**	**avec bourrelet**	**sans bourrelet**
Tau max (Ph)	0.86	0.34	1.05	0.41	0.54	0.29	0.68	0.37
Position dans la profondeur (a)	-0.009	-0.005	-0.005	-0.005	-0.021	-0.016	-0.015	-0.016
Aire contrainte (10^{-4} a^2)	6.6/6.6	/	6.8/6.8	/	5/5	/	12/12	/

Tableau 4.5 : variation de la pente en stationnaire sec

2.5.2.2 - STATIONNAIRE LUBRIFIE (GLISSEMENT PUR)

L'étude en stationnaire lubrifié (figure 4.34, tableau 4.6) confirme les observations effectuées auparavant.

Les constatations préalablement énoncées sur l'augmentation de la largeur et de la profondeur restent valables. De plus, l'effet hydrodynamique provoque une forte dissymétrie. La contrainte maximale calculée est certes plus forte, mais le volume surcontraint global est plus faible. Par exemple, lorsque la largeur est doublée pour une profondeur égale, le volume surcontraint global est de $10a^2$ en stationnaire sec et de $5.2a^2$ en lubrifié.

	X ; Z		**X ; 2Z**		**2X ; Z**		**2X ; 2Z**	
Indent	**avec bourrelet**	**sans bourrelet**	**avec bourrelet**	**sans bourrelet**	**avec bourrelet**	**sans bourrelet**	**avec bourrelet**	**sans bourrelet**
Tau max (Ph)	0.99	0.36	1.35	0.48	0.61	0.39	0.66	0.51
Position dans la profondeur (a)	-0.004	-0.002	-0.001	-0.001	-0.003	-0.003	-0.001	-0.002
Aire contrainte (10^{-4} a^2)	4.1/4.3	/	3.4/4.4	/	5.2/0	/	4.4/5.6	/

Tableau 4.6 : variation de la pente en stationnaire lubrifié

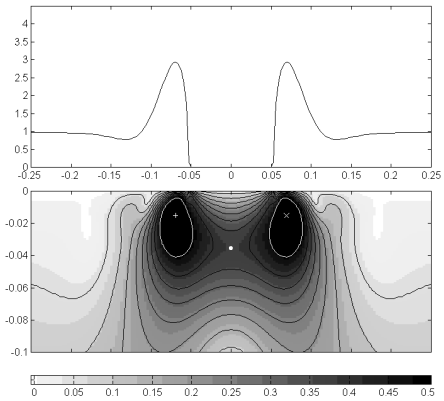
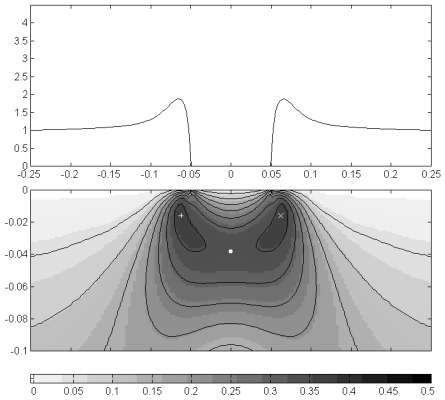
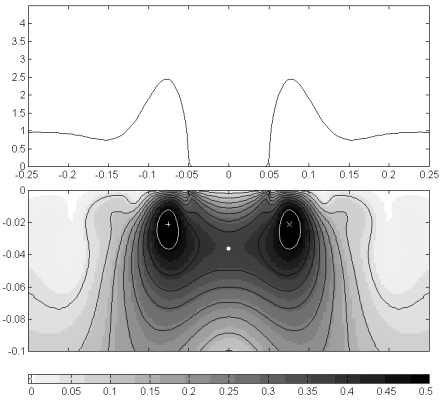
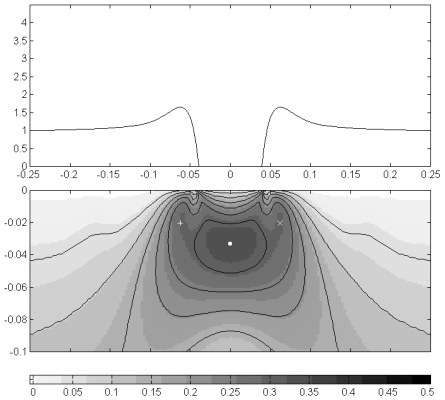
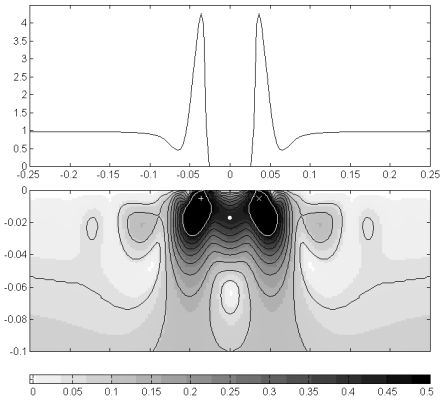
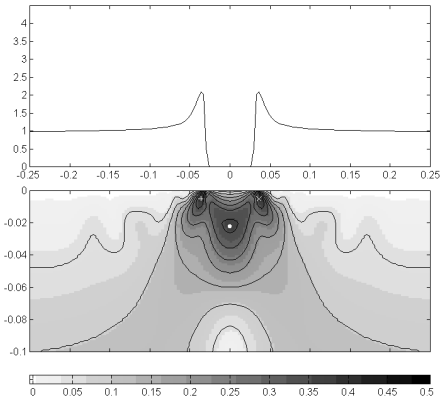
	Indent B	**Indent C**
2X ; 2Z	 Tau max = 0.68	 Tau max = 0.29
2X ; Z	 Tau max = 0.54	 Tau max = 0.342
X ; 2Z	 Tau max = 1.05	 Tau max = 0.41

Figure 4.33 : variation de la pente en stationnaire sec

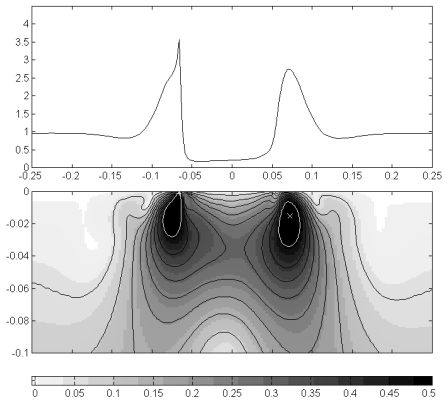
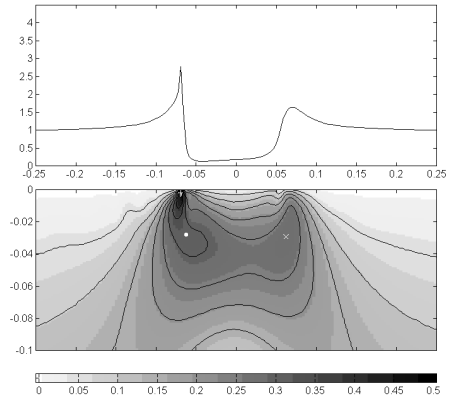
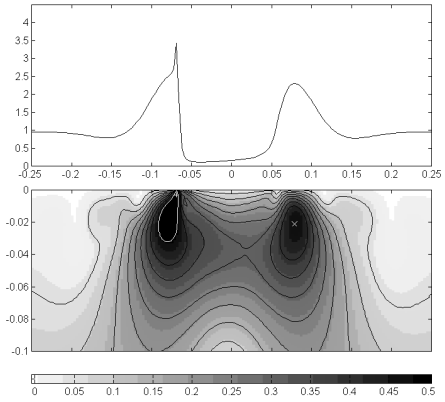
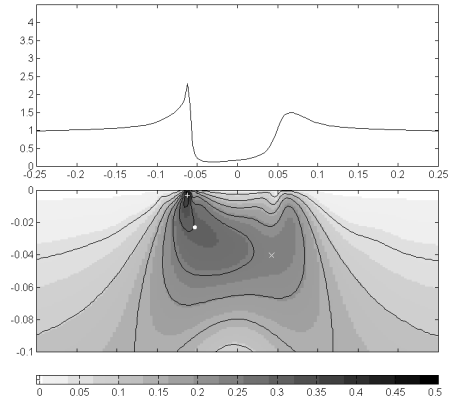
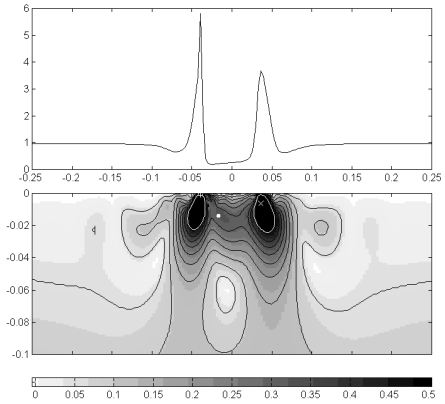
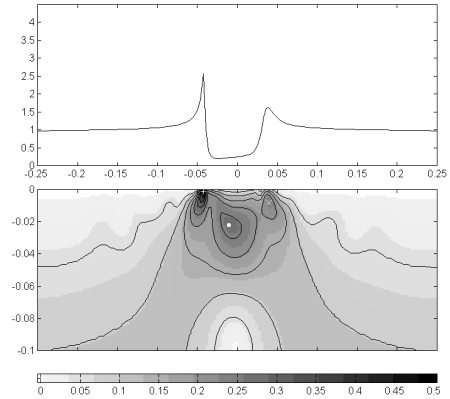
	Indent B	**Indent C**
2X ; 2Z	 Tau max = 0.66	 Tau max = 0.51
2X ; Z	 Tau max = 0.61	 Tau max = 0.39
X ; 2Z	 Tau max = 1.35	 Tau max = 0.48

Figure 4.34 : variation de la pente en stationnaire lubrifié

3 - ETUDE EXPERIMENTALE

Les premières simulations numériques ont suggéré que la position en amont ou en aval de l'indent des toutes premières micro-fissures de fatigue pouvait être liée au sens du glissement. Nous avons alors décidé de conduire quelques essais pour infirmer ou confirmer ce résultat théorique. La machine à galets décrite au chapitre 2 a de nouveau été utilisée. Les éprouvettes d'essais ont été préalablement indentées par la circulation d'une huile polluée selon la procédure expérimentale utilisée dans le chapitre 3, afin d'obtenir un nombre significatif mais limité d'indents. Chaque essai de fatigue à proprement parler a consisté à suivre l'évolution de la surface avoisinant chaque indent initialement répertorié et topographié.

3.1 - PROCEDURE EXPERIMENTALE ET CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT

Les éprouvettes d'essais ont été usinées en acier 100Cr6 sous la forme de disques sphériques de rayon 40 mm. Elles sont rectifiées puis polies par toilage pour atteindre une rugosité Ra de 0.125 µm. Le lubrifiant synthétique utilisé (de dénomination commerciale "MOBIL JET II") répond à la spécification MIL-L-23699 (viscosité de 5 cst à 100°C). La température du jet d'huile est maintenue à 80°C pendant tous les essais. D'autres détails sont donnés aux § 2.2.1 et 2.2.2 du chapitre 2.

La surface des galets est préalablement indentée "naturellement" par des particules solides en suspension dans l'huile selon la procédure expérimentale décrite au chapitre 2 (§ 2.3). Le polluant à l'origine des indents est constitué de particules sphériques de M50 tamisées entre 32 et 40 µm. Tous les indents ont été produits en roulement pur ; toutefois, deux géométries légèrement différentes ont été obtenues en fonction du couple (vitesse, pression de contact) utilisé :

Procédure d'indentation A :	vitesse de roulement $(U_1+U_2)/2$ = 2.51 m/s ; pression maximale de Hertz 2.5 GPa.
Procédure d'indentation B :	vitesse de roulement $(U_1+U_2)/2$ = 40 m/s ; pression maximale de Hertz 3 GPa.

Notons que la procédure A permet d'obtenir des indents un peu plus profonds avec un bourrelet plus prononcé que la procédure B, conséquence d'une vitesse de roulement bien inférieure :

Procédure d'indentation A :	diamètre moyen des indents	80 µm,
	profondeur moyenne des indents	2.5 µm,
	hauteur moyenne des bourrelets	0.8 µm.
Procédure d'indentation B :	diamètre moyen des indents	80 µm,
	profondeur moyenne des indents	2 µm,
	hauteur moyenne des bourrelets	0.5 µm

Soulignons que le sens de montage des galets lors des phases d'indentation et de fatigue a été conservé pour la procédure A et inversé pour la procédure B. Cette remarque est importante dans la mesure où le bourrelet, lors de sa création, est plus prononcé en amont de l'indent selon la direction du roulement (cf. § 3, chapitre III).

Après indentation des galets, tous les indents (au nombre d'une trentaine par essai) sont répertoriés, photographiés et topographiés. Ces préparatifs sont nécessaires afin de suivre l'évolution de chaque surface au cours de l'essai de fatigue.

Une fois ces opérations préalables effectuées, l'essai de fatigue proprement dit commence. Pour cela, le circuit d'huile est nettoyé et le lubrifiant est changé et filtré à 3 µm (filtre d'efficacité $\beta_{3\mu m} = 200$). Seul un des deux galets pré-indentés est démonté puis remplacé par un galet neuf (non indenté). Les essais sont effectués avec une vitesse moyenne des surfaces de 40 m/s, une pression maximale de Hertz de 3 ou 3.5 GPa et un glissement relatif de + ou –1.5 % (cf. tableau 4.7). Seuls trois des quatre essais initialement prévus ont pu être menés à bien. En effet, l'un des essais a été avorté suite au grippage d'un roulement de broche de la machine à galets qui, outre l'immobilisation de la machine pendant plusieurs mois, a également détruit les éprouvettes alors montées.

Nom de l'essai	Procédure d'indentation	Taux de glissement	Pression max. de Hertz	Surface rapide	Surface lente
A1	A (2.51 m/s, 2.5 GPa)	-1.5 %	3 GPa	Galet indenté	Galet lisse
A2	A (2.51 m/s, 2.5 GPa)	+1.5 %	3 GPa	Galet lisse	Galet indenté
B1 *(*)*	*B (40 m/s, 3 GPa)*	*-1.5 %*	*3.5 GPa*	*Galet indenté*	*Galet lisse*
B2	B (40 m/s, 3 GPa)	+1.5 %	3.5 GPa	Galet lisse	Galet indenté

(*) Essai non réalisé

Tableau 4.7 : procédure d'indentation et conditions de fonctionnement pour les essais de fatigue

Les essais A2 et B2 ont un glissement positif, ce qui veut dire que la surface 1 (U_1 = 40.6 m/s) est plus rapide que la surface 2 (U_2 = 39.4 m/s). A l'inverse, les essais A1 et B1 ont un glissement négatif (U_1 = 39.4 m/s ; U_2 = 40.6 m/s). Rappelons que les indents sont toujours situés sur la surface 2 comme pour les simulations numériques.

Remarquons que les essais A1 et A2 ont été régulièrement interrompus (cf. tableau 4.8) pour démonter les galets et ainsi photographier et topographier chaque indent. Finalement un total de 460 millions de cycles (soit un peu plus de 800 heures) a ainsi été réalisé.

Numéro de l'arrêt	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Nombre de cycles effectués (millions)	0.1	0.2	0.5	1	2	5	10	20	50	80	110	140	170	200

Tableau 4.8 : planning d'interruption(essais A1 et A2)

3.2 - RESULTATS

3.2.1 - ESSAIS A1 ET A2

Seuls deux indents seront exposés. Ils sont caractéristiques des autres indents observés et montrent clairement l'évolution de ceux-ci au cours des cycles. L'ensemble complet des photographies obtenues pour les indents numéro 9 de l'essai A1 et 32 de l'essai A2 est donné à l'annexe 6. Les étapes essentielles sont présentées dans la figure 4.35.

Un léger matage de la surface apparaît au voisinage immédiat de l'indent dès les premiers cycles (10^6 cycles). Ce matage est le témoin des surcontraintes que subit localement le matériau. Il correspond à un écrouissage de la surface (forte déformation plastique) qui s'étend avec le nombre de cycles. Il faut noter que cette zone écrouie (ou mate) est toujours plus marquée en aval de l'indent selon le sens du frottement. Les premières micro-fissures et micro-écailles visibles apparaissent vers 110 10^6 cycles, principalement en aval de l'indent par rapport à la direction du frottement et toujours dans la zone la plus écrouie.

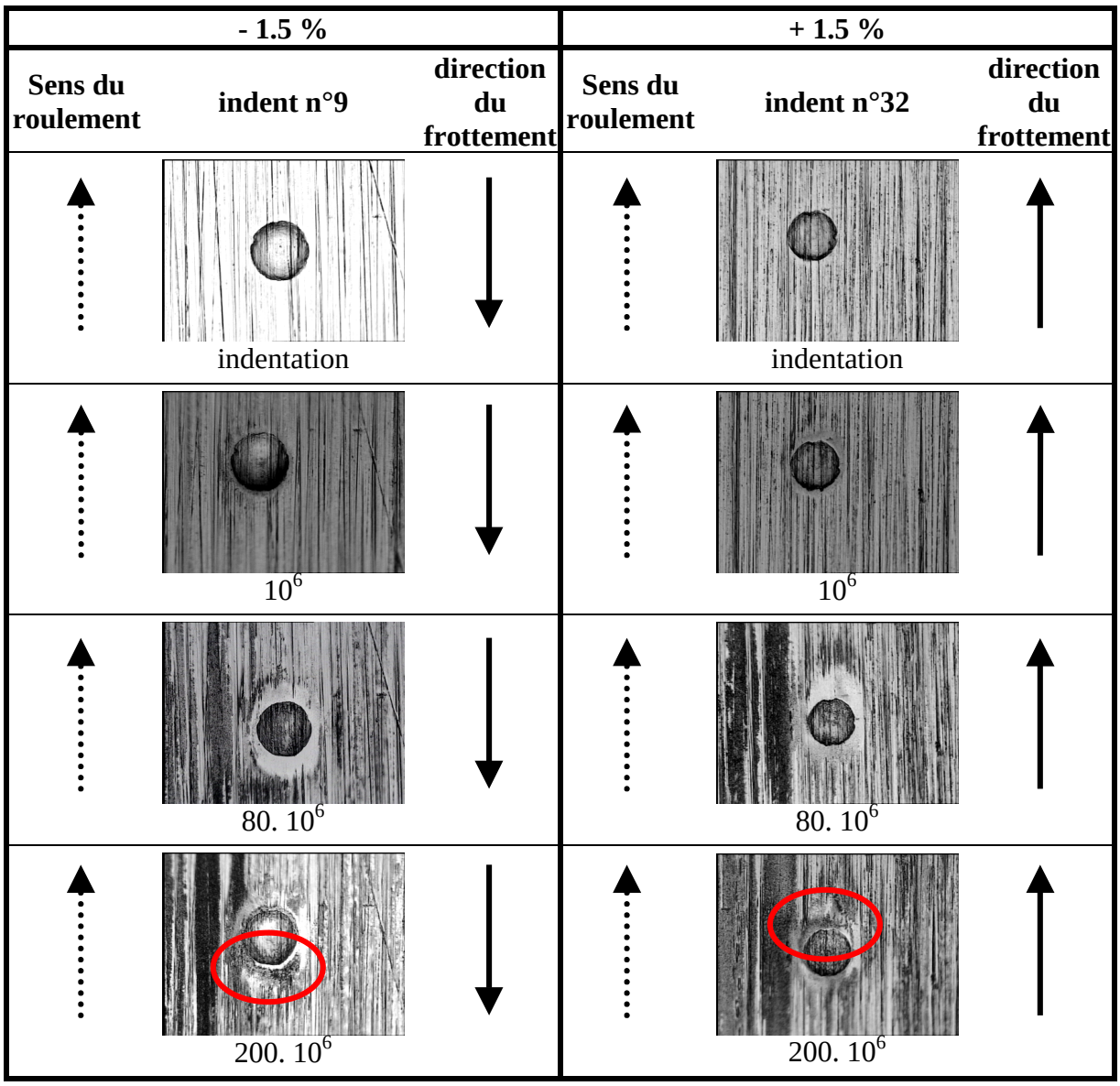


Figure 4.35 : évolutions des indents au cours des cycles (essais A1 & A2)

3.2.2 - ESSAI B2

La phase d'indentation a été effectuée à une vitesse de 40 m/s pour une pression maximale de Hertz de 3 GPa.

Ce test diffère donc légèrement du test A2 par la procédure d'indentation utilisée ; les indents sont ici moins profonds, les bourrelets moins prononcés, et enfin le galet indenté est

monté inversé pour la phase de fatigue. De cette façon, le bourrelet créé en amont de l'indent selon la direction du roulement (qui est plus prononcé que celui situé en aval) se retrouve désormais en aval de l'indent.

Le galet indenté est monté sur le moteur lent. La vitesse moyenne est maintenue à 40 m/s et le taux de glissement à +1.5 % pendant la durée de la phase de fatigue. La pression maximale de Hertz est augmentée à 3.5 GPa au lieu des 3 GPa des essais A1 et A2 précédents. Notons que les essais réalisés par Dumont [16] avec des conditions de fonctionnement en tous points identiques (80°C, 40 m/s, 1.5 %, 3.5 GPa), pour des galets en acier 100Cr6 ou M50 et des surfaces polies ou non-polies (sans indent), nous ont ici servi de référence.

Les résultats généraux énoncés au paragraphe précédent restent valables. Cependant la période d'incubation du micro-écaillage est ici réduite de moitié environ (60 10^6 cycles), ce qui s'explique par l'augmentation de la pression de contact de 3.0 à 3.5 GPa. Enfin, il est à noter que les micro-fissures et micro-écailles sont plus éloignées du bord de l'indent (figure 4.36) que pour les essais A1 et A2 précédents. Ce dernier résultat n'est pas encore très bien expliqué, même si nous supposons qu'il est lié à la géométrie particulière du bourrelet.

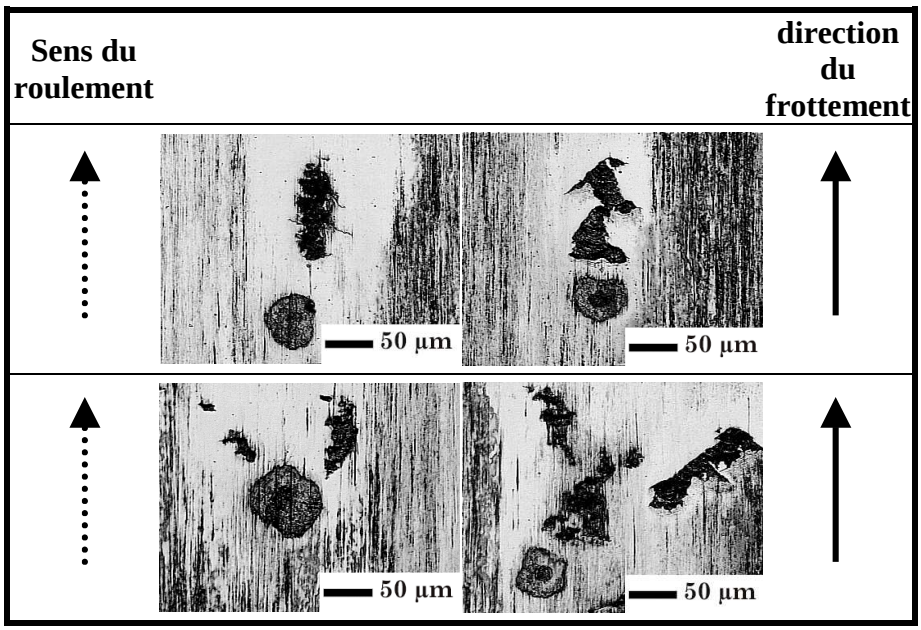


Figure 4.36 : micro-fissures et micro-écailles après 60 10^6 cycles, situées en aval de l'indent selon la direction du frottement (essai B2)

3.2.3 - DISCUSSION

Ces trois expériences semblent confirmer l'existence d'un site privilégié – en aval ou en amont de l'indent - pour l'amorçage d'un endommagement de fatigue susceptible d'évoluer en écaillage profond selon un scénario maintenant bien connu [58, 59]. Ce site est localisé en aval de l'indent selon la direction du frottement. Cette conclusion est schématiquement illustrée par la figure 4.37. Il est à noter que le cas du roulement pur n'a pas été traité. Néanmoins, la littérature témoigne dans ce cas d'un site d'amorçage indifféremment à l'avant ou à l'arrière de l'indent.

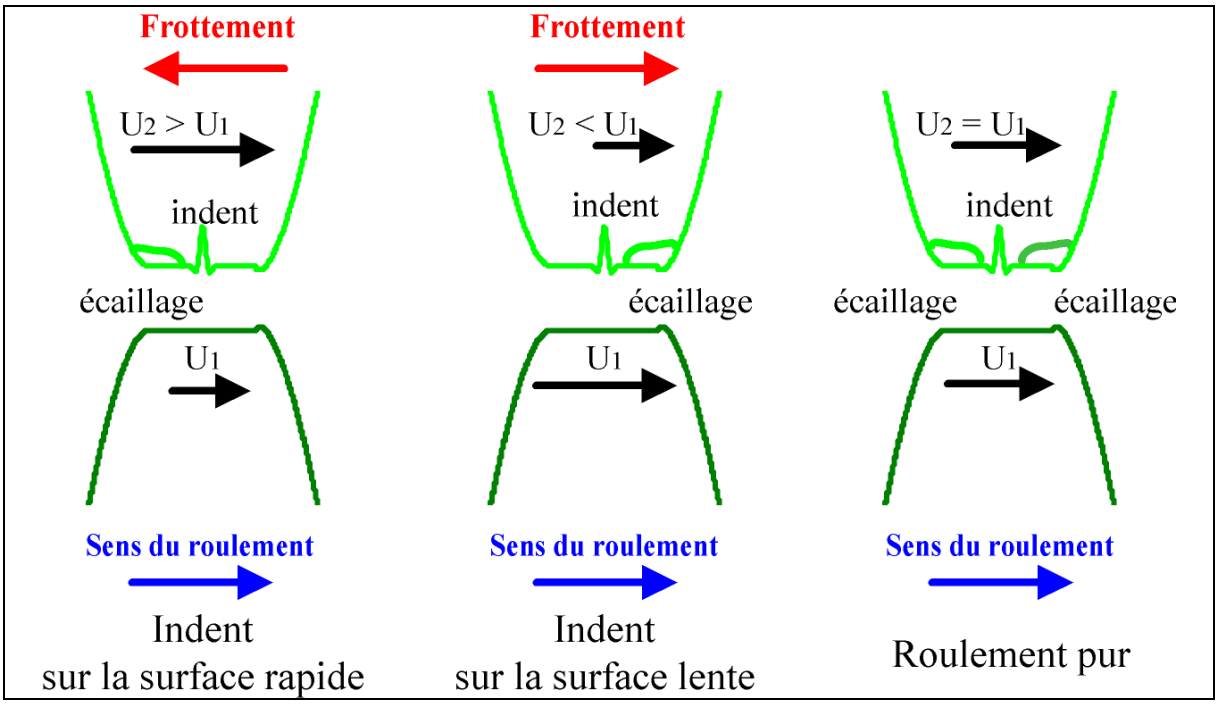


Figure 4.37 : représentation schématique du site d'initiation de l'écaillage en fonction des conditions cinématiques de roulement/glissement

3.3 - COMPARAISON AVEC L'ETUDE NUMERIQUE

La figure 4.38 indique la position relative par rapport à la surface et la valeur des surcontraintes élastiques produites par le passage d'un indent "mathématique" dans un contact EHD. Les conditions de fonctionnement (P_{Hertz} = 3 GPa, $(U_1+U_2)/2$ = 40 m/s, g = ±1.5 %) et les dimensions de l'indent (largeur = 80 µm, profondeur = 3 µm, hauteur du bourrelet = 0.5 µm) sont comparables à celles des essais A1 et A2.

Les simulations numériques permettent de retrouver des contraintes maximales au droit du bourrelet en aval de l'indent dans la direction du frottement (figure 4.38, graphe de gauche), ce qui est bien en accord avec nos observations expérimentales. Par ailleurs, le maximum de la contrainte de Tresca obtenu est de 0.5 P_{Hertz} (figure 4.38, graphe de droite) soit 1500 MPa, ce qui est plus du double de la limite élastique de 735 MPa donnée pour l'acier 100Cr6 et qui permet d'expliquer la présence d'une zone écrouie autour de l'indent. En revanche, les modèles utilisés ne permettent pas de calculer le nombre de cycles à l'amorçage ; ce point ne peut donc faire l'objet d'une comparaison avec l'expérience.

Il est dorénavant clair que le site d'amorçage n'est lié ni au sens du roulement ni au sens de déplacement de la charge comme semblent pourtant l'indiquer de nombreux auteurs [50, 55, 85]. Seule la direction du frottement détermine le lieu du site d'amorçage.

Finalement, le terme "glissement" semble plus approprié que "frottement". En effet, ce n'est pas la conséquence du frottement en surface mais plutôt le résultat d'un phénomène hydrodynamique qui est à l'origine des surcontraintes au voisinage de l'indent. Ce phénomène est lié à la micro-géométrie résiduelle du défaut de surface (c'est-à-dire après déformation élastique dans la zone haute pression) et à l'écoulement du lubrifiant entre les surfaces en mouvement relatif. Ainsi, nous avons mesuré au cours de l'essai B2 une force de frottement de 300 N environ pour une charge normale de 6657 N, soit un coefficient de frottement de 4.5 % (certes faible mais typique des contacts ponctuels lubrifiés).

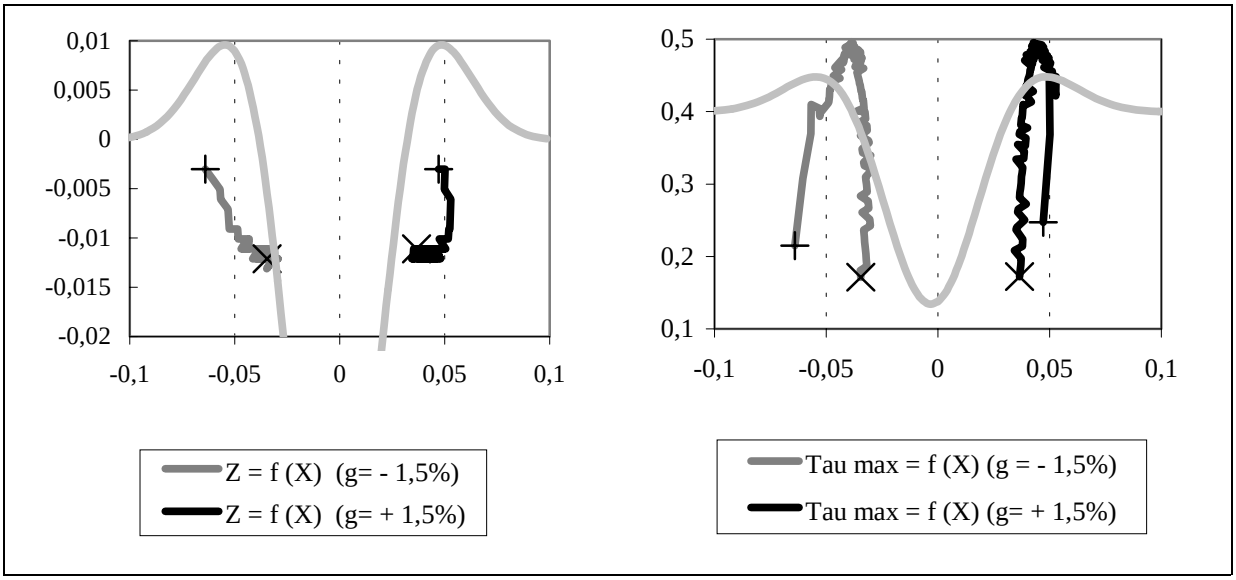


Figure 4.38 : position relative par rapport à la surface et valeur des surcontraintes élastiques pour g = +1.5 % et g = -1.5 % (P_{Hertz} = 3 GPa)

4 - CONCLUSION

L'objet de ce chapitre était triple. Il s'agissait (i) d'identifier les mécanismes d'endommagement dont les indents sont à l'origine, (ii) de prédire les sites d'amorçage et (iii) d'évaluer l'importance de la géométrie de l'indent et des conditions de fonctionnement dans le processus d'endommagement.

Ce travail a été mené principalement au moyen des codes de calcul précédemment développés par Couhier [12] et Dumont [16] et présentés au chapitre 2. Ces codes ont été légèrement modifiés pour synchroniser le calcul du champ de pression en surface et celui des contraintes élastiques dans le matériau à chaque pas de temps, pour suivre l'évolution de l'état des contraintes au voisinage de l'indent (immobile ou en mouvement) et enfin pour gérer au mieux la quantité impressionnante d'informations fournies par chaque simulation numérique. Enfin, les résultats des simulations numériques ont été confrontés à ceux de quelques expériences sur machine à galets réalisées tout spécialement.

Les principales conclusions issues de nos simulations numériques sont présentées de manière synthétique dans la liste ci-dessous.

En ce qui concerne l'échelle du défaut de surface :

1. Il est possible de définir trois échelles de défaut de surface selon la forme résiduelle que ce défaut prend dans la zone haute pression du contact : (I) l'indent disparaît totalement sous l'effet des déformations élastiques des surfaces (indent absorbé), (II) il subsiste un creux peu profond et de faible pente qui n'induit pas de zone de cavitation dans l'écoulement, (III) il subsiste un creux plus marqué qui provoque la cavitation du fluide.
2. Les indents de type (I) sont peu nocifs pour les surfaces car ils engendrent peu de surcontraintes (de l'ordre de quelques %).

3. Les indents de type (II) peuvent être à l'origine d'un endommagement de surface, conséquence des surcontraintes importantes (parfois supérieures à 100 %) qui apparaissent autour de l'indent.
4. Les indents de type (III) sont au moins aussi dangereux que les indents de type (II). En effet, les surcontraintes peuvent atteindre des niveaux encore supérieurs à ceux produits par des indents moins prononcés. En outre, la reformation du film d'huile après la zone de cavitation peut être difficile et ainsi provoquer des interactions métal-métal entre les surfaces en contact.

Le phénomène de l'indent induit et ses conséquences :

5. La présence simultanée d'un indent "réel" et d'un glissement relatif entre les surfaces en contact va donner naissance à un indent "induit". Ce phénomène est lié d'une part à la forte variation de la viscosité du lubrifiant (huile ou graisse) avec la pression qui fait passer le lubrifiant d'un état liquide à un état vitreux (ou quasi-solide) dès son entrée dans le contact EHD, et d'autre part à la poche de lubrifiant initialement emprisonnée dans cette cavité qui va se déplacer à la vitesse moyenne des surfaces $(U_1+U_2)/2$.
6. L'indent "induit" s'éloigne progressivement de l'indent "réel" à la vitesse $(U_1-U_2)/2$.
7. Le déplacement relatif de cette poche de lubrifiant à l'état vitreux qui crée cet indent "induit" produit un maximum de contraintes en aval de l'indent "réel" selon la direction du frottement.
8. Il semble plus approprié de parler de "direction du glissement" plutôt que de "direction du frottement". En effet, ce n'est pas la conséquence du frottement en surface mais le résultat d'un phénomène hydrodynamique qui est à l'origine des surcontraintes au voisinage de l'indent. Ce phénomène est lié à la micro-géométrie résiduelle du défaut de surface (c'est-à-dire après déformation élastique dans la zone haute pression) et à l'écoulement du lubrifiant entre les surfaces en mouvement relatif.

Les modèles et les hypothèses :
(selon la configuration du contact : sec ou lubrifié, stationnaire ou transitoire)

9. Il est bien connu que la prise en compte de la compressibilité du lubrifiant dans les modèles EHD permet de réduire sensiblement la valeur du pic de pression à la sortie du contact (jusqu'à parfois 10 % ou plus). En revanche, cette compressibilité n'a que très peu d'influence sur la valeur des pics de pression autour de l'indent (réduction de l'ordre du %).

10. Le modèle sec et le modèle lubrifié stationnaire (l'indent est sur la surface immobile) donnent des niveaux équivalents de surcontraintes au voisinage de l'indent (à géométrie identique). L'écart entre les pics de pression autour de l'indent calculés par les 2 modèles est inférieur a 10 %.
11. Toutefois, les pressions en surface – et par conséquent les contraintes dans le matériau – sont légèrement dissymétriques pour un contact stationnaire et lubrifié alors que le résultat est parfaitement symétrique si le contact est sec (et la géométrie de l'indent symétrique). Le pic de pression est toujours légèrement supérieur en amont de l'indent selon la direction de la vitesse de roulement.
12. En conséquence, il est judicieux d'utiliser un modèle sec pour décrire le fonctionnement d'un contact lubrifié stationnaire, qui est un modèle à la fois plus simple, plus rapide et plus robuste. C'est notamment le cas lorsque les deux surfaces

sont lisses ou présentent des stries parallèles à la direction de l'écoulement ou encore si la surface non lisse est immobile.

13. Les pics de pression les plus importants sont obtenus (autour d'un indent) d'abord par les modèles de contact sec et lubrifié stationnaire, puis par le modèle lubrifié transitoire avec glissement, et enfin par le modèle lubrifié transitoire en roulement pur.
14. En d'autres termes, le roulement pur produit un niveau de contraintes au voisinage de l'indent bien plus faible que le roulement plus glissement, qui lui-même produit un niveau de contraintes bien plus faible que le glissement pur. Enfin, les niveaux de contraintes résultant d'un contact sec (statique) ou lubrifié stationnaire sont comparables.
15. Pour donner un ordre de grandeur, si le roulement pur (pour un contact lubrifié) produit des surpressions (ou surcontraintes) de 20 % au voisinage de l'indent, le roulement plus glissement peut conduire à des surpressions de l'ordre de 100 % et le glissement pur (ou l'absence de lubrifiant) à des surpressions de l'ordre de 200 %.

Les conditions de fonctionnement :

16. La charge normale (ou la pression de Hertz) ne modifie pas notablement la valeur des surpressions ou surcontraintes au voisinage de l'indent, du moins si l'on raisonne avec des valeurs adimensionnées par la pression de Hertz.
17. Toutefois, une diminution substantielle de la charge normale peut permettre de faire réapparaître un indent qui avait été entièrement absorbé par les déformations élastiques des massifs. La conclusion n°16 ci-dessus n'est alors plus valable.
18. Il est bien connu que l'augmentation de la vitesse de roulement a pour effets d'augmenter l'épaisseur du film de lubrifiant ($H \approx U^{0.7}$) et d'accroître légèrement la valeur du pic de pression en sortie du contact EHD. Elle a également pour effet d'accroître très légèrement la valeur du pic de pression en amont de l'indent dans la direction du roulement. C'est toutefois une variation du second ordre, comparable en importance à l'effet de la compressibilité du lubrifiant, et qui peut donc être négligée dans un premier temps.
19. L'effet le plus important est celui du taux de glissement $g=(U_1-U_2)/(U_1+U_2)$.Une variation de ce taux de glissement de –100 % à +100 % permet d'englober les cas de roulement pur (g=0 %) et de glissement pur (g=+100 %).

20. La présence de glissement produit des niveaux de contraintes dans le matériau qui sont amplement au-delà de ceux obtenus en roulement pur. Ceci s'explique par le comportement rhéologique du lubrifiant, et en particulier par l'état vitreux dans lequel il se trouve quand il est soumis à une pression de l'ordre du giga Pascal.
21. La position privilégiée du maximum de contraintes, en avant ou en amont de l'indent, est liée à la direction du glissement. Ce maximum est toujours localisé en aval du défaut par rapport à la direction du glissement relatif, c'est-à-dire :
    - en aval du défaut (par rapport à la vitesse de la surface), si celui-ci est sur la surface lente,
    - en amont du défaut, si celui-ci est situé sur la surface rapide.
22. Finalement l'augmentation du taux de glissement (en valeur absolue) a pour effets :
    - d'éloigner sensiblement du centre de l'indent les points où les contraintes sont maxima,
    - d'augmenter le niveau de contraintes au voisinage de l'indent jusqu'à ce qu'une asymptote soit atteinte après dépassement du taux de glissement limite

donné par la relation (4.10) rappelée ci-dessous, avec λ_2 la longueur d'onde de l'indent et *a* la demi-largeur du contact :

$$|g| = \left| \frac{U_1 - U_2}{U_1 + U_2} \right| \cong \frac{\lambda_2}{2 \cdot a} \qquad (4.10)$$

La géométrie de l'indent :

23. Tout indent non stationnaire engendre un indent 'induit' qui s'éloigne en aval ou en amont de l'indent 'réel', à l'origine de surcontraintes (et surpressions) non négligeables.
24. Tout indent non absorbé par la déformation élastique des surfaces perturbe localement l'écoulement du lubrifiant. Ce phénomène hydrodynamique créé par la présence d'un divergent-convergent produit des surcontraintes (et surpressions) non négligeables et conduit à rapprocher de la surface le lieu où les contraintes sont maximales.
25. La présence d'un bourrelet autour de l'indent provoque également une augmentation des contraintes dans la peau des massifs.
26. Finalement l'accroissement progressif de la pente de l'indent se traduit par une augmentation des maxima de contraintes au voisinage de l'indent, un rapprochement de celles-ci vers la surface et par une augmentation du volume à risque (c'est-à-dire le volume où la contrainte dépasse la limite élastique).

L'étude expérimentale a pour sa part permis de confirmer l'existence d'un site privilégié – en aval ou en amont de l'indent - pour l'amorçage d'un endommagement de fatigue susceptible d'évoluer en écaillage profond. Ce site est localisé en aval de l'indent selon le sens du glissement (cf. conclusion n°21), ce qui avait été initialement suggéré par le résultat des simulations numériques.

Finalement, il est utile de rappeler les limites de notre analyse :

- Nous ne nous sommes intéressés dans ce chapitre qu'aux indents peu profonds et de faible pente, produits habituellement par des particules ductiles. Les phénomènes d'abrasion et d'usure liés aux particules ou plus dures ou plus fragiles étaient exclus du cadre de notre étude.
- Le modèle lubrifié que nous avons utilisé est un modèle linéique. Ainsi, les défauts de surfaces étudiés numériquement correspondent plus à des stries ou des rayures transversales qu'à des indents axisymétriques.
- Les modèles sont limités au domaine élastique. Ils ne permettent donc pas de prendre en compte un comportement autre qu'élastique lorsque la limite d'élasticité est dépassée.
- Nous n'avons pas introduit les contraintes résiduelles liées au processus d'indentation, principalement parce que nous ne les connaissions pas.
- Enfin nous ne nous sommes pas directement intéressés à la durée de vie car d'une part, les modèles utilisés ne permettent pas de calculer le nombre de cycles à l'amorçage et la vitesse de propagation d'une fissure et d'autre part, nous ne disposions pas de machine d'essai adéquate.

CONCLUSION GENERALE

L'objectif du travail présenté était d'une part, de mieux comprendre le phénomène d'indentation et d'autre part, d'appréhender la fatigue de surface liée à ce type de défaut. Pour ce faire, des outils expérimentaux et numériques ont été utilisés ; certains ont été développés spécifiquement.

Un dispositif original permettant d'obtenir un niveau contrôlé de pollution a été construit et validé. Ce dispositif a été utilisé pour étudier l'indentation et les conséquences en terme de fatigue des surfaces. Les outils numériques ont, quant à eux, permis de simuler le passage d'un indent dans un contact EHD. L'analyse de ces simulations et la confrontation à l'expérience ont permis de mieux comprendre les mécanismes d'endommagement liés à l'indentation.

L'indentation des surfaces a été le sujet d'une première partie, principalement expérimentale. Nous avons tout d'abord étudié la probabilité de passage d'une particule solide dans un contact EHD, puis nous avons décrit les mécanismes d'indentation et en particulier le nombre, la taille et la forme des indents observés. L'influence de la nature du polluant et des conditions de fonctionnement (charge, vitesse de roulement et taux de glissement) a fait l'objet d'une attention particulière. Les principales conclusions relatives au processus d'indentation sont résumées dans les paragraphes suivants.

Le premier résultat important concerne la *probabilité de passage d'une particule solide dans un contact EHD*. Il semble que, tout spécialement en roulement pur, les particules solides d'un diamètre compris entre 2 et 100 µm entrent normalement dans un contact EHD où l'épaisseur du film d'huile n'excède pas 1 µm. Elles ne sont ni éjectées dans le convergent ni concentrées dans le contact. Il est alors possible d'estimer le nombre d'indents sur les pistes d'un mécanisme donné (roulement, engrenage, came-poussoir) en connaissant la durée de fonctionnement, le débit d'huile dans le contact et la concentration, taille et nature des particules.

Le *nombre et la morphologie des indents obtenus* dépendent de la nature des polluants utilisés. Les particules fragiles explosent à l'entrée du contact, produisant des fragments plus petits qui finalement indenteront les surfaces. Les particules les plus fragiles (SAE AFTD, SiO_2) créent en explosant des nuages de débris de quelques µm de diamètre qui marquent faiblement les surfaces. Les céramiques plus dures (les carbures : SiC, B_4C) sont à l'origine de débris plus gros ; les indents qui en résultent sont moins nombreux mais plus profonds et plus larges avec des bords abrupts. Enfin, les particules ductiles (M50) se déforment fortement sans se fragmenter, ce qui produit finalement des indents larges et peu profonds. La formation d'un indent s'accompagne généralement d'un bourrelet, plus prononcé en amont de l'indent selon la vitesse de la surface.

La *taille finale des débris résultant de l'éclatement d'une particule fragile* dépend de la vitesse des surfaces (effet de choc), du taux de glissement et de la distance entre les surfaces (qui est égale à l'épaisseur du lubrifiant dans la zone de contact, et bien supérieure en dehors). En particulier, un carbure peut transiter dans le contact sans se briser si la vitesse d'entraînement est faible ou s'il passe sur les bords de l'ellipse de contact, marquant ainsi profondément les surfaces. En revanche, les débris seront plus nombreux et les indents plus épars et moins profonds si le taux de glissement augmente.

La *morphologie des indents produits par des particules ductiles* est singulière. En effet, la formation d'une première cavité (ou trou) précède la formation de l'indent lui-même. Ces

deux géométries se superposent : le trou se situe au centre de l'indent en roulement pur et en aval de celui-ci selon le sens du frottement en présence de glissement. Quelques particules déformées ont été collectées après essai en roulement pur. Elles sont aplaties avec une bosse de part et d'autre, ce qui leur donne la forme d'une "soucoupe volante". Si la charge normale n'affecte ni la forme ni la dimension des indents, la vitesse d'entraînement et surtout le taux de glissement ont un effet non négligeable. La profondeur des indents augmente légèrement lorsque la vitesse d'entraînement diminue. Le glissement modifie notablement le processus d'indentation en étalant les particules sur la surface des galets dans le sens du frottement. Les particules déformées deviennent d'autant plus larges et plates que le glissement est important et nombre d'entre elles restent alors incrustées à la surface des galets (menant ou mené). Le processus d'indentation par des particules ductiles se décompose donc en trois temps : après une indentation élastoplastique des surfaces dans le convergent, la particule est laminée dans le contact pour finalement être éjectée (cas du roulement pur) ou se retrouver incrustée dans les surfaces (souvent le cas en présence de glissement).

Les conséquences de l'indentation sur la durée de vie du contact ont été abordées dans une seconde partie, d'un point de vue théorique et expérimental. Il s'agissait (i) d'identifier les mécanismes d'endommagement dont les indents sont à l'origine, (ii) de prédire les sites d'amorçage et (iii) d'évaluer l'importance de la géométrie de l'indent et des conditions de fonctionnement dans le processus d'endommagement. Ce travail a été mené principalement au moyen de codes de calcul existants. Ces codes ont été modifiés pour suivre l'évolution au cours du temps de l'état des contraintes au voisinage de l'indent. Enfin, les résultats des simulations numériques ont été confrontés à ceux de quelques expériences sur machine à galets réalisées tout spécialement.

Les principales conclusions issues de nos simulations numériques sont rappelées ci-dessous.

Il existe trois échelles de défaut de surface : (I) l'indent disparaît totalement sous l'effet des déformations élastiques des surfaces (indent absorbé), (II) il subsiste un creux peu profond et de faible pente qui n'induit pas de zone de cavitation dans l'écoulement, (III) il subsiste un creux plus marqué qui provoque la cavitation du fluide. Les indents de type (I) sont peu nocifs pour les surfaces, car ils engendrent peu de surcontraintes (de l'ordre de quelques %). Les indents de type (II) peuvent être à l'origine d'un endommagement de surface, conséquence des surcontraintes importantes (parfois supérieures à 100 %) qui apparaissent autour de l'indent. Les indents de type (III) sont au moins aussi dangereux que les indents de type (II). En effet, les surcontraintes peuvent atteindre des niveaux encore supérieurs à ceux produits par des indents moins prononcés. En outre, la reformation du film d'huile après la zone de cavitation peut être difficile et ainsi provoquer des interactions métal-métal entre les surfaces en contact.

La présence simultanée d'un indent "réel" et d'un glissement relatif entre les surfaces en contact va donner naissance à un indent "induit". Ce phénomène est lié d'une part à la forte variation de la viscosité du lubrifiant avec la pression qui fait passer le lubrifiant d'un état liquide à un état vitreux dès son entrée dans le contact EHD, et d'autre part à l'adhérence du lubrifiant aux surfaces qui oblige le lubrifiant initialement emprisonné dans cette poche à se déplacer à la vitesse moyenne des surfaces $(U_1+U_2)/2$. L'indent "induit" s'éloigne ainsi progressivement de l'indent "réel" à la vitesse $(U_1-U_2)/2$. Finalement, le déplacement relatif de cette poche de lubrifiant à l'état vitreux produit un maximum de contraintes en aval de l'indent "réel" selon la direction du glissement.

Le modèle sec et le modèle lubrifié stationnaire (l'indent est sur la surface immobile) donnent des niveaux équivalents de surcontraintes au voisinage de l'indent (à géométrie identique). L'écart entre les pics de pression autour de l'indent calculés par les 2 modèles est inférieur à 10 %. Toutefois, les pressions en surface – et par conséquent les contraintes dans le matériau – sont légèrement dissymétriques pour un contact stationnaire et lubrifié alors que le résultat est parfaitement symétrique si le contact est sec (et la géométrie de l'indent symétrique). Le pic de pression est toujours légèrement supérieur en amont de l'indent selon la direction de la vitesse de roulement. En conséquence, il est judicieux d'utiliser un modèle sec pour décrire le fonctionnement d'un contact lubrifié stationnaire, qui est un modèle à la fois plus simple, plus rapide et plus robuste. C'est notamment le cas lorsque les deux surfaces sont lisses ou présentent des stries parallèles à la direction de l'écoulement ou encore si la surface non lisse est immobile.

Pour un contact lubrifié, le roulement pur produit un niveau de contraintes au voisinage de l'indent bien plus faible que le roulement plus glissement, qui lui-même produit un niveau de contraintes plus faible que le glissement pur.

En ce qui concerne les conditions de fonctionnement : la variation de la pression de Hertz ne modifie pas notablement la valeur des surpressions ou surcontraintes (en valeurs adimensionnées) au voisinage de l'indent. Toutefois, une diminution substantielle de cette pression peut permettre de faire réapparaître un indent qui avait été entièrement absorbé par les déformations élastiques des massifs.

Il est bien connu que l'augmentation de la vitesse de roulement a pour effets d'augmenter l'épaisseur du film de lubrifiant ($H \approx U^{0.7}$) et d'accroître légèrement la valeur du pic de pression en sortie du contact EHD. Elle a également pour effet d'accroître très légèrement la valeur du pic de pression en amont de l'indent dans la direction du roulement. C'est toutefois une variation du second ordre, comparable en importance à l'effet de la compressibilité du lubrifiant, et qui peut donc être négligée dans un premier temps.

L'effet le plus important est celui du taux de glissement $g=(U_1-U_2)/(U_1+U_2)$ qui, variant de –100 % à +100 %, permet d'englober les cas de roulement pur (g=0 %) et de glissement pur (g=+100 %). La présence de glissement, même faible, produit des niveaux de contraintes dans le matériau qui sont amplement au-delà de ceux obtenus en roulement pur. Ceci s'explique par le comportement rhéologique du lubrifiant, et en particulier par l'état vitreux dans lequel il se trouve quand il est soumis à une pression de l'ordre du giga Pascal. La position privilégiée du maximum de contraintes, en avant ou en amont de l'indent, est liée à la direction du glissement. Ce maximum est toujours localisé en aval du défaut par rapport à la direction du glissement relatif, c'est-à-dire :

- en aval du défaut (par rapport à la vitesse de la surface), si celui-ci est sur la surface lente,
- en amont du défaut, si celui-ci est situé sur la surface rapide.

Finalement, l'augmentation du taux de glissement (en valeur absolue) a pour effets d'une part, d'éloigner sensiblement du centre de l'indent les points où les contraintes sont maximales et d'autre part, d'augmenter le niveau de contraintes au voisinage de l'indent jusqu'à ce qu'une asymptote soit atteinte. Cette asymptote est atteinte après dépassement du taux de glissement limite donné par la relation rappelée ci-dessous, avec λ_2 la longueur d'onde de l'indent et *a* la demi-largeur du contact :

$$|g| = \left|\frac{U_1 - U_2}{U_1 + U_2}\right| \cong \frac{\lambda_2}{2 \cdot a}$$

En ce qui concerne la géométrie de l'indent : Tout indent non stationnaire engendre un indent "induit" qui s'éloigne en aval ou en amont de l'indent "réel", à l'origine de surcontraintes (et surpressions) non négligeables. Tout indent non absorbé par la déformation élastique des surfaces perturbe localement l'écoulement du lubrifiant. Ce phénomène hydrodynamique créé par la présence d'un divergent-convergent produit des surcontraintes (et surpressions) non négligeables et conduit à rapprocher de la surface le lieu où les contraintes sont maximales. La présence d'un bourrelet autour de l'indent provoque également une augmentation des contraintes dans la peau des massifs. Finalement, l'accroissement progressif de la pente de l'indent se traduit par une augmentation des maxima de contraintes au voisinage de l'indent, par un rapprochement de celles-ci vers la surface et par une augmentation du volume où la contrainte dépasse la limite élastique.

L'étude expérimentale a pour sa part permis de confirmer l'existence d'un site privilégié – en aval ou en amont de l'indent - pour l'amorçage d'un endommagement de fatigue susceptible d'évoluer en écaillage profond. Ce site est localisé en aval de l'indent selon le sens du glissement, ce qui avait été initialement suggéré par le résultat des simulations numériques.

Le travail présenté ici a permis de défricher un sujet assez nouveau, et offre par conséquent un certain nombre de **perspectives**. Ainsi, sans perdre de vue que l'objectif principal à atteindre reste la prédiction de la durée de vie, les investigations complémentaires suivantes seraient souhaitables :

- Les particules solides semblent normalement passer dans un contact EHD sans être ni éjectées ni concentrées, en particulier en roulement pur. Il paraît important de confirmer ce premier résultat, soit par le calcul en déterminant la trajectoire d'une particule solide dans l'écoulement autour d'un contact EHD, soit en mesurant cette trajectoire, par exemple à l'aide d'une camera rapide en utilisant des particules fluorescentes. Il serait de plus possible de quantifier l'effet du glissement.
- Une particule fragile se fragmente généralement à l'entrée du contact EHD. La dimension ultime des débris – et donc des indents – dépend de la nature du polluant et des conditions de fonctionnement. L'utilisation d'un code d'éléments finis et la connaissance d'un critère de résilience devraient permettre d'estimer théoriquement cette taille ultime de débris.
- Il est primordial de pouvoir prédire la morphologie d'un indent, connaissant les conditions de fonctionnement, la nature et la taille des débris. Ce travail de modélisation, au moyen des éléments finis par exemple, doit être assez fin pour permettre de retrouver d'une part, la hauteur du bourrelet autour de l'indent et d'autre part, le niveau de contraintes résiduelles associé.
- L'utilisation d'un critère d'endommagement adéquat devrait permettre d'accéder en dernier lieu à la durée de vie du mécanisme. Il est bien évident que ce travail devrait alors faire l'objet d'une validation expérimentale autant que possible. Les applications seraient alors nombreuses, comme par exemple la détermination d'une taille de défaut de surface critique ou acceptable, la préconisation d'une filtration sélective ou d'une procédure de rodage, etc.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] AI X. & LEE S. C. - *Effect of Slide-to-Roll Ratio on Interior Stresses Around a Dent in EHL Contacts*. Tribology Transactions, 1996, Vol. 39, N° 4, pp. 881-889.

[2] AKL E. S. Y. - *La Méthode Ferrographique, Morphologique, Avaries. Étude de la séparation morphologique des particules dans un contact hertzien lubrifié*. Application aux mécanismes d'avaries. Thèse Doct. Ing. : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon et Univ. Lyon I, 1983. 180 p.

[3] AKL E. Y., KHALIFA S. E., FLAMAND L. & BERTHE D. - *Investigation of Wear Debris Associated with Different Stages of Operation in EHD Contact*. Second A.S.A.T. Conférence, Caire, 21-23 avril 1987, pp. 671-687.

[4] BARUS C. - *Isothermals , Isopiestics and Isometrics Relative to Viscosity*. American Journal of Science, 1893, vol. 45, pp. 87-96.

[5] BERTHE D. - *Les effets hydrodynamiques sur la fatigue des surfaces dans les contacts Hertziens*. Thèse de docteur ès sciences physiques de l'UCB de Lyon, 1974, 261 p.

[6] BOUSSINESQ J. - *Applications des Potentiels à l'Étude de l'Équilibre et du Mouvement des Solides Élastiques*. Paris, Gauthier-Villard, 1885, 235 p.

[7] CANN P. M. E., HAMER J. C., SAYLES R. S., SPIKES H. A. & IOANNIDES E. - *Direct Observation of Particle Entry and Deformation in Rolling EHD Contact*. Proceedings of 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1996, pp. 127-134.

[8] CANN P., CHEVALIER F. & LUBRECHT A. A. - *Track Depletion and Replenishment in Grease Lubricated Point Contact : a Quantitative Analysis*. Elastohydrodynamic Lubrication, Proceedings of the 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1997, pp.405-413.

[9] CERRUTI V. - *Richerche Intorno All'Equilibrio dei Elastici Isotropi*. Roma, Rend. Acc., 1882, 13 p.

[10] CHAO K. K., SABA C. S. & CENTERS P.W. - *Effects of Lubricant Borne Solid Debris in Rolling Surface Contacts*. Tribology Transactions, 1996, Vol. 39, No. 1, pp. 13-22.

[11] CHEVALIER F. - *Modélisation des Conditions d'Alimentation dans les Contacts Elastohydrodynamiques Ponctuels*. Thèse Doct. Ing. : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1996. 159 p.

[12] COUHIER F. - *Modélisation du Contact Elastohydrodynamique Cylindre/Plan : Influence des Rugosités de Surface sur les Mécanismes de Lubrification*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1996, 150 p.

[13] CUSANO C. & WEDEVEN L. D. - *The Influence of Surface Dents and Grooves on Traction in Sliding EHD Point Contacts*. ASLE Transactions, 1982, Vol. 26, No. 3, pp. 306-310.

[14] DOWSON D. & HIGGINSON G. R. - *Elastohydrodynamic Lubrication*. Oxford : Pergamon Press Ltd, 1966, 236 p.

[15] DROMIGNY-BADIN A. – *Fusion d'Images par la Théorie de l'Évidence en Vue d'Applications Médicales et Industrielles*. Thèse Doct. Ing. : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1998. 159 p.

[16] DUMONT M.-L. - *Étude des Endommagements de Surface Induits par Fatigue de Roulement dans les Contacts Elastohydrodynamique pour des Aciers M50 et 100Cr6*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1997, 197 p.

[17] DUMONT M.-L., NELIAS D. & FLAMAND L. - *Influence des Rugosités et du Frottement sur le Tenseur des Contraintes dans un Massif Élastique Semi-Infini*. Revue Française de Mécanique, 1994, Vol. 1994-2, p. 103-113.

[18] DWYER-JOYCE R. S. - *The Effects of Lubricant Contamination on Rolling Bearing Performance*. Thèse, Imperial College, London (England), 1992, 238 p.

[19] DWYER-JOYCE R. S. & HEYMER J. - *The Entrainment of Solid Particles into Rolling Elastohydrodynamics Contacts*. Proceedings of 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1996, pp. 135-140.

[20] DWYER-JOYCE R. S., HAMER J. C., HUTCHINSON J. M., IOANNIDES E. & SAYLES R. S. - *A Pitting Fatigue Model for Gear Tooth Contacts*. Proceedings of 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1991, pp. 391-400.

[21] DWYER-JOYCE R. S., HAMER J. C., SAYLES R. S. & IOANNIDES E. - *Lubricant Screening for Debris Effects to Improve Fatigue and Wear Life*. Proceedings of 18th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1992, pp. 57-63.

[22] DWYER-JOYCE R. S., HAMER J. C., SAYLES R. S. & IOANNIDES E. - *Surface Damage Effects Caused by Debris in Rolling Bearing Lubricants, with an Emphasis on Friable Materials*. Rolling Element Bearings – towards the 21st Century, Mechanical Engineering Publications for the I. Mech. E., 1990, pp. 17-24.

[23] ELSHARKAWY A. A. & HAMROCK B. J. – *Subsurface Stresses in Micro-EHL Line Contacts*. ASME Journal of Tribology, 1991, Vol. 113, n°3, pp. 645-655.

[24] ERTEL A. M. - (En russe) *Hydrodynamic Lubrication Based on New Principles*. Akad. Nauk SSSR Prikadnaya Mathematica i Mekhanika, 1939, vol. 3, n°2, pp. 41-52.

[25] FITZSIMMONS B. & CLEVENGER H. D. – *Contaminated Lubricants and Tapered Roller Bearing Wear*. ASLE Transactions, 1977, Vol. 20, No. 2, pp. 97-107.

[26] FLAMAND L. - *La Simulation des Avaries des Surfaces dans les Contacts Hertziens*. Thèse de Doctorat, Université Claude Bernard - Lyon, 1976, 194 p.

[27] FRENE J., NICOLAS D., DEGUEURCE B., BERTHE D. & GODET M. - *Lubrification Hydrodynamique*. Paris, Éditions EYROLLES, 1990, 488 pages.

[28] GOGLIA P. R., CONRY T. F. & CUSANO C. - *The Effects of Surface Irregularities on the Elastohydrodynamic Lubrication of Sliding Line Contacts. Part I - Single Irregularities*. ASME Journal of Tribology, 1984, Vol. 106, pp. 104-112.

[29] GOHAR R. & CAMERON A. - *The Mapping of Elastohydrodynamic Contacts*. ASLE Transactions, 1967, Vol. 10, pp. 215-225.

[30] GRUBIN A. N. & VINOGRADOVA I. E. – (En russe) *Investigation of the contact of machine components*. Moscow : Kh. F. Ketova, Central Scientific Research Institute for Technology & Mechanical Engineering, 1949, vol.30, non paginé.

[31] GÜMBEL L. - *Über geschmierte Arbeitsräder*. Z. Ges. Tubinenwissen, 1914, n°13, pp.22-26.

[32] GUPTA P. K., CHENG H. S. & FORSTER N. H. – *Viscoelastic Effects in MIL-L-7808-Type Lubricant, Part I : Analytical Formulation*. Tribology Transactions, 1992, Vol. 35, N° 2, pp. 269-274.

[33] GUPTA V., BASTIAS P. HANN G. T. & RUBIN C. A. – *Influence of Indent Geometry on Repeated Two-Dimensional Rolling Contact*. ASME Journal of Tribology, 1995, Vol. 117, No. 4, pp. 655-659.

[34] HAMROCK B. J. & DOWSON D. - *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts : Part I - Theoretical Formulation*. ASME Journal of Lubrication Technology, 1976, Vol. 98, No. 2, pp. 223-229.

[35] HAMROCK B. J. & DOWSON D. - *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts : Part II - Ellipticity Parameter Results*. ASME Journal of Lubrication Technology, 1976, Vol. 98, No. 3, pp. 375-383.

[36] HAMROCK B. J. & DOWSON D. - *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts : Part III-Fully Flooded Results*. ASME Journal of Lubrication Technology, 1977, Vol. 99, No. 2, pp. 264-276.

[37] HAMROCK B. J. & DOWSON D. - *Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts : Part IV - Starvation Results*. ASME Journal of Lubrication Technology, 1977, Vol. 99, No. 1, pp. 15-23.

[38] HERTZ H. - *Über die Berührung fester elasticher Körper*. J. Reine und Angew. Math., 1882, Vol. 92, p. 156-171.

[39] HUNT T. M. - *Handbook of Wear Debris Analysis & Particle Detection in Liquids*. London : Elsevier Applied Science, 1993, 488 p.

[40] JOHNSON K. L. - *Contact Mechanics*. Cambridge : Cambridge University Press, 1985, 451 p.

[41] KANETA M. & NISHIKAWA H. - *Local Reduction in Thickness of Point Contact EHL Films Caused by a Transversely Oriented Moving Groove and Its Recovery*. ASME Journal of Tribology, 1994, Vol. 116, pp. 635-639.

[42] KANETA M., KANADA T. & NISHIKAWA H. - *Optical Interferometric Observations of the Effects of a Moving Dent on Point Contact EHL*. Proceedings of 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1997, pp. 69-79.

[43] KANETA M., NISHIKAWA H., KANADA T. & MATSUDA K. – *Abnormal Phenomena Appearing in EHL Contacts*. ASME Journal of Tribology, 1996, Vol. 118, n°4, pp. 886-892.

[44] KANETA M., SAKAI T. & NISHIKAWA H. - *Optical Interferometric Observations of the Effects of a Bump on Point Contact EHL*. ASME Journal of Tribology, 1992, Vol. 114, n°4, pp. 779-784.

[45] KO C. N. & IOANNIDES E. - *Debris Denting - The Associated Residual Stresses and Their Effect on the Fatigue Life of Rolling Bearing : An FEM Analysis*. Proceedings of 15th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1989, pp. 199-207.

[46] LAMAGNERE P. - *Étude et Modélisation de l'Amorçage des Fissures de Fatigue de Roulement au Voisinage des Microhétérogénéités dans l'Acier M50 (80 Mo Cr V 42).* Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1996, 180 p.

[47] LAMAGNERE P., FOUGERES R., LORMAND G., VINCENT A., GIRODIN D., DUDRAGNE G. & VERGNE F. - *A Physically Based Model for Infinite Life of Rolling Bearings.* ASME Journal of Tribology, 1998, Vol. 120, No. 3, pp. 421-426.

[48] LOEWENTHAL S. H. & MOYER D. W. - *Filtration Effects on Ball Bearing Life and Condition in a Contaminated Lubricant*. ASME Journal of Lubrication Technology, 1979, Vol. 101, pp. 171-179.

[49] LOEWENTHAL S. H., MOYER D. W. & NEEDELMAN W. M. - *Effects of Ultra-Clean and Centrifugal Filtration on Rolling-Element Bearing Life*. ASME Journal of Lubrication Technology, 1982, Vol. 104, pp. 283-292.

[50] LORÖSCH H. K. - *Research on Longer Life for Rolling-Element Bearings*. Lubrication Engineering, 1985, Vol. 41, No. 1, pp. 37-43.

[51] LUBRECHT A. A. - *The Numerical Solution of the Elastohydrodynamical Lubricated Line and Point Contact using Multigrid Techniques*. Thèse de Doctorat, University of Twente, Enschede, The Netherlands, 1987, 219 p.

[52] LUBRECHT A. A., DWYER-JOYCE R. S. & IOANNIDES E. – *Analysis of the Influence of Indentations on Contact Life*. Proceedings of 18th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1992, pp. 173-181.

[53] LUBRECHT A. A., TEN NAPEL W. E. & BOSMA R. – *Multigrid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts*. ASME Journal of Tribology, 1986, Vol. 108, No. 4, pp. 551-556.

[54] LUBRECHT A. A., TEN NAPEL W. E. & BOSMA R. – *Multigrid, an Alternative Method of Solution for Two-Dimensional Elastohydrodynamically Lubricated Point Contacts Calculations.* ASME Journal of Tribology, Vol. 109, No. 3, 1987, pp. 437-443.

[55] LUBRECHT A. A., VENNER C. H., LANE S., JACOBSON B. & IOANNIDES E. - *Surface Damage – Comparison of Theoretical and Experimental Endurance Lives of Rolling Bearings.* Proceedings of the Japan International Tribology Conference Nagoya (Japan), 1990, pp.185-190.

[56] MARTIN H. M. - *Lubrication of Gear Teeth*. Engineering (London), 1916, Vol. 102, p. 119-121.

[57] NELIAS D. - *Étude du Glissement dans les Roulements à Billes Grande Vitesse de Turbomachine - Influence de la Pollution du Lubrifiant*. Thèse Doct. Ing. : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon et Univ. Lyon I, 1989. 292 p.

[58] NÉLIAS D., DUMONT M.-L., CHAMPIOT F., GIRODIN D., LORMAND G., VINCENT A., FOUGERES R. & FLAMAND L. - *Influence des Inclusions, de l'État de Surface et des Conditions de Fonctionnement sur la Fatigue des Aciers M50 et 100Cr6 dans les Contacts Ponctuels Lubrifiés.* 17e Journées de Printemps, Fatigue de Contact, Société Française de Métallurgie et de Matériaux, Senlis, 27-28 mai 1998, p. 10(1)-10(12)

[59] NÉLIAS D., DUMONT M.-L., CHAMPIOT F., VINCENT A., GIRODIN D., FOUGERES R. & FLAMAND L. – *Role of Inclusions, Surface Roughness and Operating Conditions on Rolling Contact Fatigue*. ASME Journal of Tribology, 1998, Preprint98-Trib-23.

[60] NÉLIAS D., DUMONT M.-L., COUHIER F., DUDRAGNE G. & FLAMAND L. – *Experimental and Theoretical Investigation on Rolling Contact Fatigue of 52100 and M50 Steels Under EHL or Micro-EHL Conditions.* ASME Journal of Tribology, 1998, Vol. 120, n°2, pp. 184-190.

[61] NÉLIAS D., SAINSOT P. & FLAMAND L. - *Deformation of a Particular Metallic Contaminant and Role on Surface Damage in High Speed Ball Bearings*. Proceedings of 19th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1993, pp. 145-151.

[62] NIXON H. P. & ZANTOPULOS H. - *Fatigue Life Performance Comparisons of Tapered Roller Bearings with Debris-Damaged Raceways*. Lubrication Engineering, 1995, Vol. 51, No. 9, pp. 732-736.

[63] PERROTTO J. A., RIANO R. R. & MURRAY S. F. - *Effect of Abrasive Contamination on Ball Bearing Performance*. Lubrication Engineering Vol. 35, No. 12, 1979, pp. 698-705.

[64] PETRUSEVICH A. I. – (En russe) *Fundamental Conclusion from the Hydrodynamic Contact Theory of Lubrication*. Izv. Akad., Nauk. SSSR (OTN), 1951, Vol. 2, 209 p.

[65] REYNOLDS O. - *On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil*. Phil. Trans. Roy. Soc. , 1886, vol. 117, pp. 157-234.

[66] ROELANDS C. J. A. – *Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*. V. R. B., Groningen, The Netherlands, Thèse de Doctorat, Technical University Delft, 1966, 259 p.

[67] SOLOMON L. - *Elasticité Linéaire*. Paris : Editions MASSON et Cie, France, 1968, 742 p.

[68] TALLIAN T. E.- *Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements*. New-York : ASME Press, 1992, 404 p.

[69] VENNER C. H. - *Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems*. Thèse de Doctorat, University of Twente, Enschede, The Netherlands, 1991, 318 p.

[70] VENNER C. H. & BOS J. - *Effects of Lubricant Compressibility on the Film Thickness in EHL Line and Circular Contacts*. Wear, 1994, Vol. 173, n°3, pp. 151-165.

[71] VENNER C. H. & LUBRECHT A. A. - *Numerical Simulation of a Transverse Ridge in a Circular EHL Contact Under Rolling/Sliding*. ASME Journal of Tribology, 1994, Vol. 116, n° 4, pp. 751-761.

[72] VENNER C. H. & LUBRECHT A. A. - *Transient Analysis of Surface Features in an EHL Line Contact in the Case of Sliding*. ASME Journal of Tribology, 1994, Vol. 116, No. 2, pp. 186-193.

[73] VENNER C. H., LUBRECHT A. A. & TEN NAPEL W. E. – *Numerical Simulation of the Overrolling of a Surface Feature in an EHL Line Contact*. ASME Journal of Tribology, 1991, Vol. 113, n°4, pp. 777-783.

[74] VERGNE F. - *Le Contact Elastohydrodynamique Ponctuel Lubrifié par un Fluide Visqueux Linéaire ou Non*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1989, 225 p.

[75] VERGNE P. & NÉLIAS D. – *Tribological and Rheological Properties of MIL-L-23699 Lubricant*. Proceedings of the International Tribology Conference Yokohama (Japan), 1995, 5 pages.

[76] VILLE F. & NÉLIAS D. - *An Experimental Study on the Concentration and Shape of Dents Caused by Spherical Metallic Particles in EHL Contacts.* Tribology Transactions, 1998, à paraître.

[77] VILLE F. & NÉLIAS D. – *Early Fatigue Failure Due to Dents in EHL Contacts.* Tribology Transactions, 1998, à paraître.

[78] VILLE F. & NÉLIAS D. – *Rôle de la pollution solide des lubrifiants sur le processus d'indentation et la fatigue des surfaces.* Journées Francophones de Tribologie-Corrosion, Lyon, 3-4 juin 1998, à paraître.

[79] VILLE F. & NÉLIAS D.- *Influence of the Nature and Size of Solid Particles on the Indentation Features in EHL Contacts.* Proceedings of 24th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1998, pp. 399-409.

[80] VILLE F. & NÉLIAS D. –*Pollution solide des lubrifiants.* 17e Journées de Printemps, Fatigue de Contact, Société Française de Métallurgie et de Matériaux, Senlis, 27-28 mai 1998, p. 9(1)-9(12)

[81] VINCENT A., LAMAGNERE P., LORMAND G., FOUGERES R., GIRODIN D., & DUDRAGNE G. – *Approche Physique de la Limite d'Endurance des Aciers à Roulement.* 17e Journées de Printemps, Fatigue de Contact, Société Française de Métallurgie et de Matériaux, Senlis, 27-28 mai 1998, p. 4(1)-4(12)

[82] WAN G. T. Y. & SPIKES H. A. - *The Behaviour of Suspended Solid Particles in Rolling and Sliding Elastohydrodynamic Contacts*. Tribology Transactions, 1988, Vol. 31, No. 1, pp. 12-21.

[83] WEBSTER M. N. & SAYLES R. S. - *A Numerical Model for the Elastic Frictionless Contact of Real Rough Surfaces*. ASME Journal of Tribology, 1986, Vol. 108, pp. 314-320.

[84] WEBSTER M. N., IOANNIDES E. & SAYLES R. S. - *The Effect of Topographical Defects on the Contact Stress and Fatigue Life in Rolling Element Bearings*. Proceedings of 12th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1985, pp. 207-221.

[85] WEDEVEN L. D. - *Influence of Debris Dent on EHD Lubrication*. ASLE Transactions, 1977, Vol. 21, pp. 41-52.

[86] WEDEVEN L. D. & CUSANO C. - *Elastohydrodynamic Film Thickness Measurements of Artificially Produced Surface Dents and Groove*. ASLE Transactions, 1979, Vol. 22, No4, pp. 369-381.

[87] XU G., SADEGHI F. & COGDELL J. D. - *Debris Denting Effects on Elastohydrodynamics Lubricated Contacts*. ASME Journal of Tribology, 1997, Vol. 119, No. 3,pp. 579-587.

[88] XU G., SADEGHI F. & HOEPRICH M. R. – *Dent Initiated Spall Formation in EHL Rolling/Sliding Contacts*. ASME Journal of Tribology, 1998, Vol. 120, n°3, pp. 453-462.

[89] XU G., SADEGHI F. & HOEPRICH M. R. - *Residual Stresses Due to Debris Effects in EHL Contacts*. Tribology Transactions, 1997, Vol. 40, n°4, pp. 613-620.

ANNEXES

ANNEXE 1 : POMPE À VIS

ANNEXE 2 : TAUX DE FILTRATION

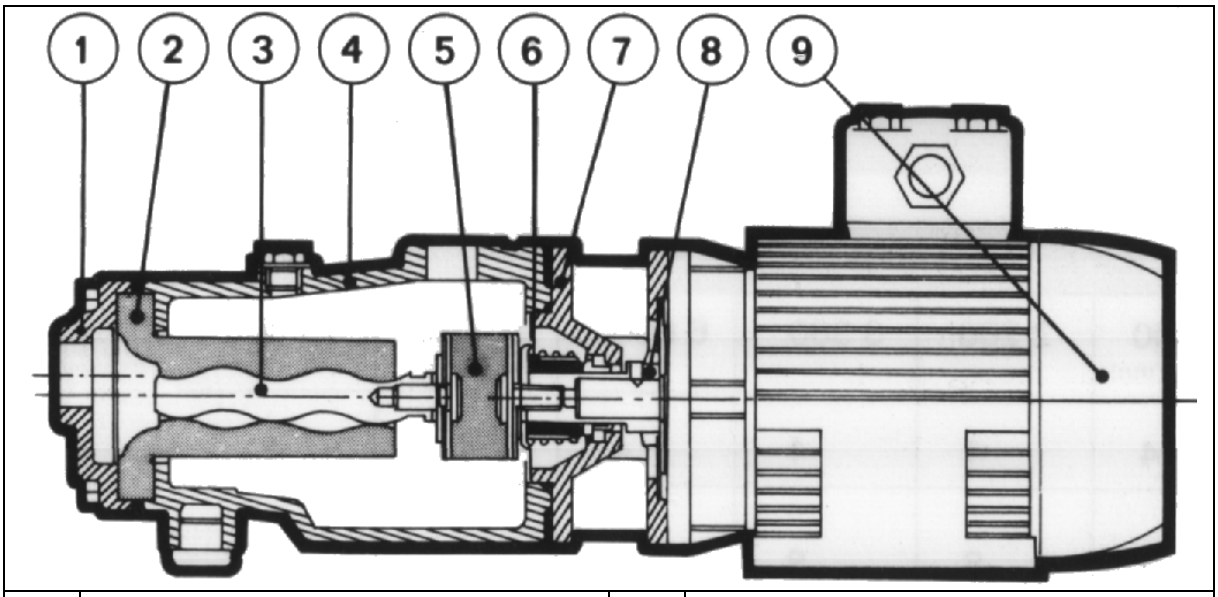
ANNEXE 3 : NORME ISO DIS 4406

ANNEXE 4 : DISTRIBUTION DES PARTICULES DE M50 POUR LES DIFFÉRENTES GAMMES

ANNEXE 5 : INFLUENCE DU GLISSEMENT

ANNEXE 6 : ESSAIS A1 ET A2

ANNEXE 1 : POMPE A VIS



1	Pipe d'aspiration	6	Garniture d'étanchéité
2	Stator en élastomère	7	Support d'interbague
3	Rotor métallique	8	Bague d'arbre
4	Corps de Pompe	9	Moteur électrique à pattes et flasque-bride fermé et ventilé
5	Articulation élastique		

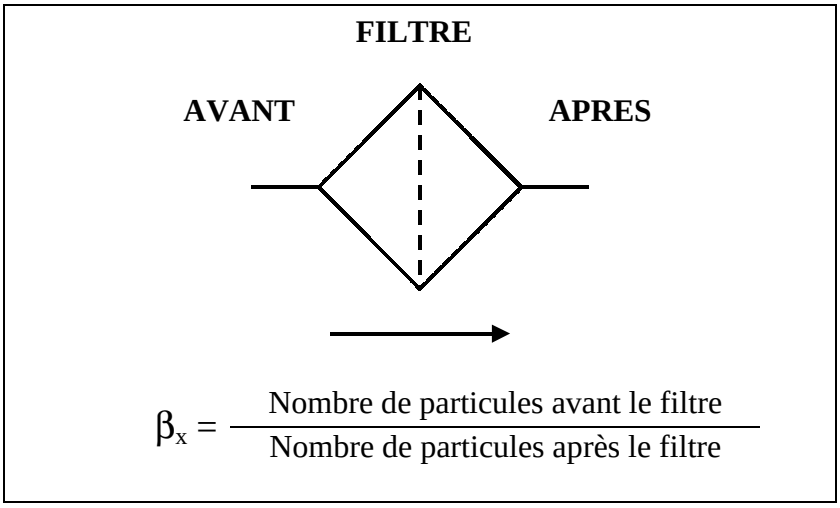
Pompe série Gamma, 2 GC

CARACTERISTIQUES :

Débit nominal à 1400 tr/mn	750 l/h	**Température max.**	90 °C
Pression max.	4 bars	**Puissance moteur**	0.55 kW
Hauteur manométrique d'aspiration à 20 °C	9 m.c.e	**Poids**	25 kg

ANNEXE 2 : TAUX DE FILTRATION

Le taux de filtration β est la caractéristique la plus adaptée pour définir l'efficacité d'un filtre. Pour en comprendre le fonctionnement, prenons l'exemple d'un filtre β_{10}.



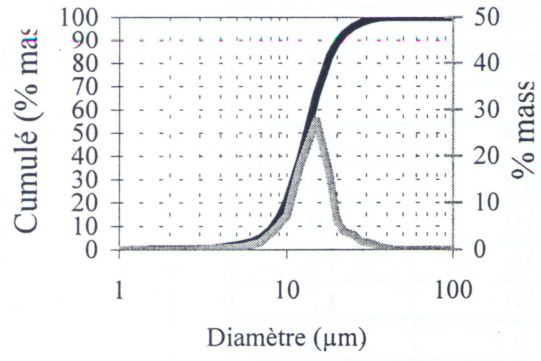
$$\beta_x = \frac{\text{Nombre de particules avant le filtre}}{\text{Nombre de particules après le filtre}}$$

Type de filtre	Particules > 10 µm		β_{10}
	avant	après	
Filtre A	10 000	5 000	2
Filtre B	10 000	50	200
Filtre C	10 000	1	10 000

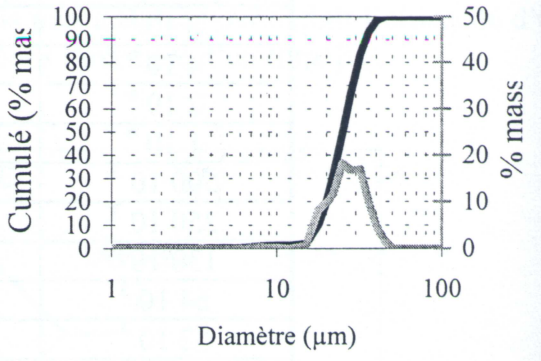
ANNEXE 3 : NORME ISO DIS 4406

Nombre de particules pour 100 ml plus que	jusqu'à inclus	Gamme
$8\ 10^{6}$	$16\ 10^{6}$	**24**
$4\ 10^{6}$	$8\ 10^{6}$	**23**
$2\ 10^{6}$	$4\ 10^{6}$	**22**
$1\ 10^{6}$	$2\ 10^{6}$	**21**
$500\ 10^{3}$	$1\ 10^{6}$	**20**
$250\ 10^{3}$	$500\ 10^{3}$	**19**
$130\ 10^{3}$	$250\ 10^{3}$	**18**
$64\ 10^{3}$	$130\ 10^{3}$	**17**
$32\ 10^{3}$	$64\ 10^{3}$	**16**
$16\ 10^{3}$	$32\ 10^{3}$	**15**
$8\ 10^{3}$	$16\ 10^{3}$	**14**
$4\ 10^{3}$	$8\ 10^{3}$	**13**
$2\ 10^{3}$	$4\ 10^{3}$	**12**
$1\ 10^{3}$	$2\ 10^{3}$	**11**
500	$1\ 10^{3}$	**10**
250	500	**9**
130	250	**8**
64	130	**7**
32	64	**6**
16	32	**5**
8	16	**4**
4	8	**3**
2	4	**2**
1	2	**1**

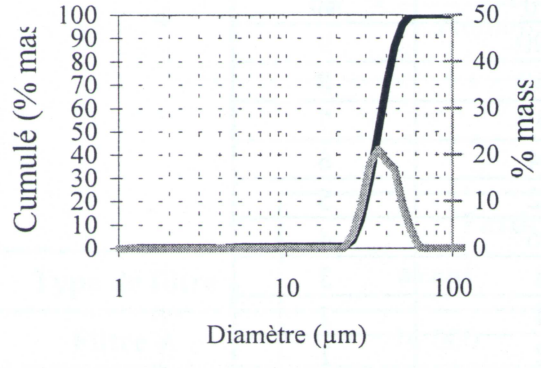
ANNEXE 4 : DISTRIBUTION DES PARTICULES DE M50 POUR LES DIFFÉRENTES GAMMES



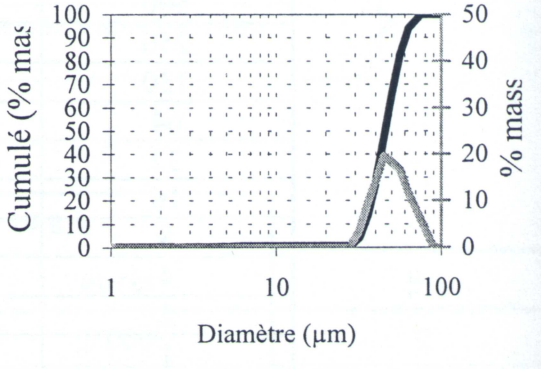
Distribution pour les particules de 10-20 µm (Diamètre moyen : 13.14 µm)



Distribution pour les particules de 20-32 µm (Diamètre moyen : 25.04 µm)



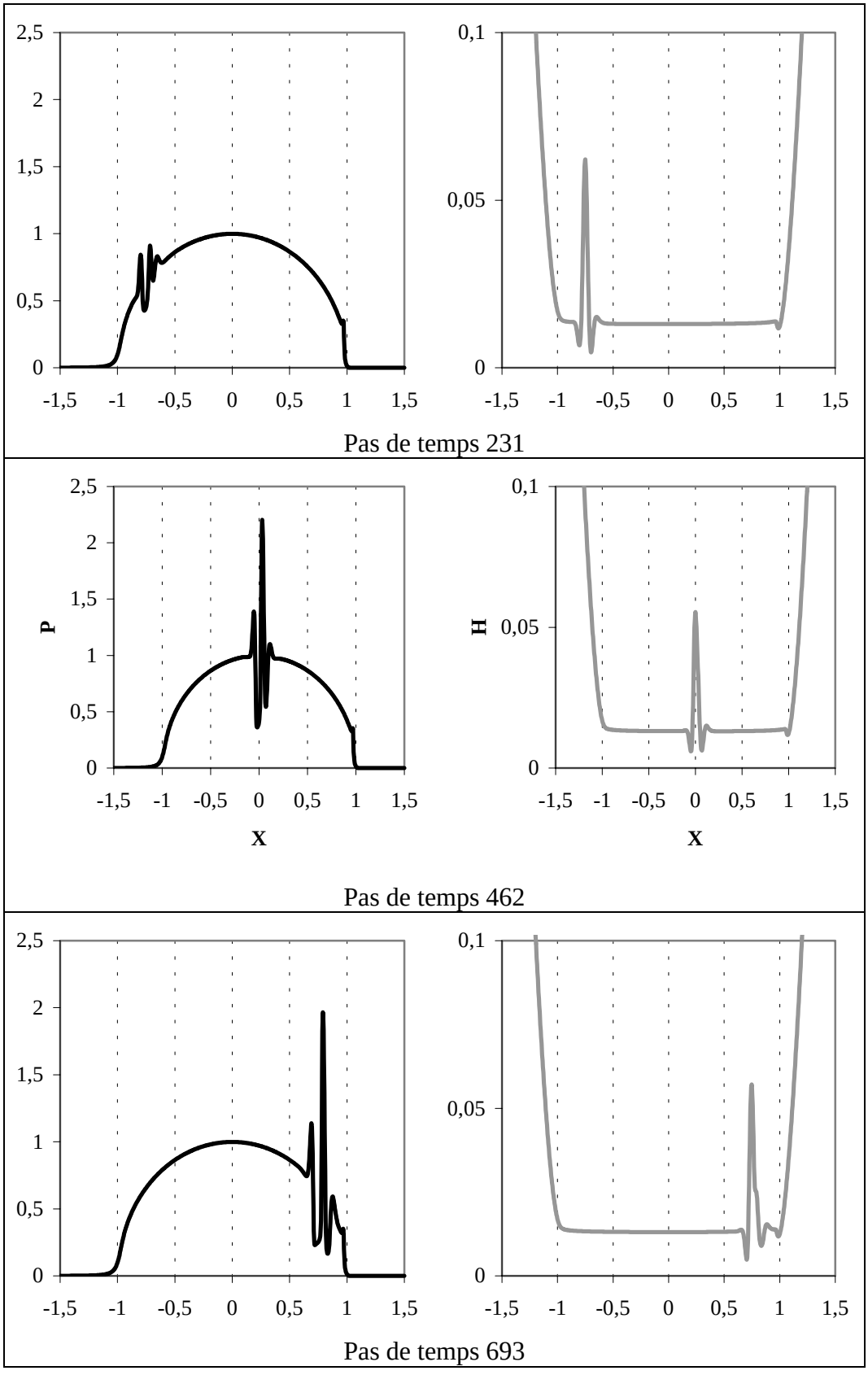
Distribution pour les particules de 32-40 µm (Diamètre moyen : 35.75 µm)



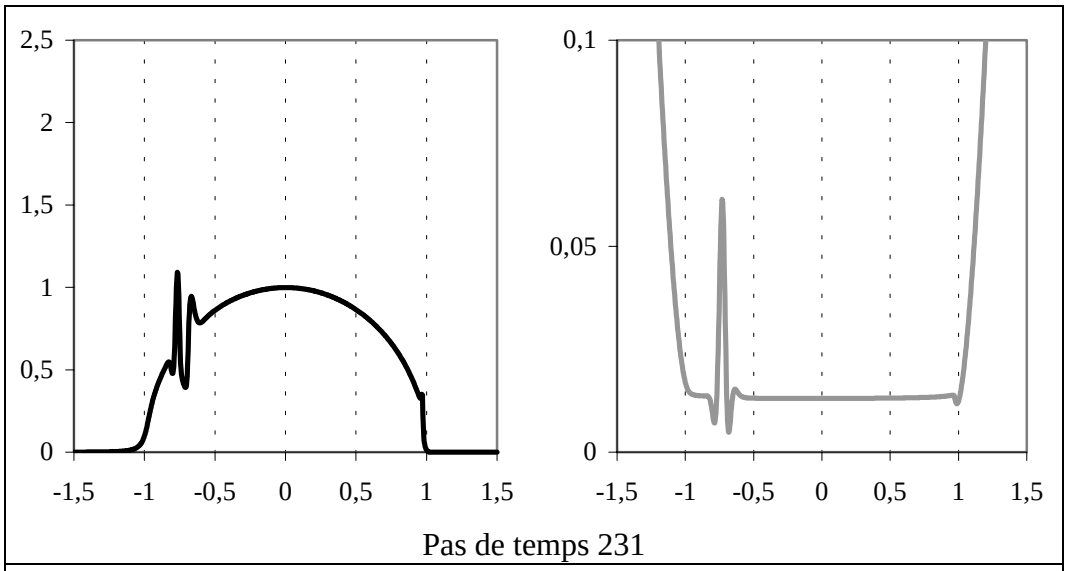
Distribution pour les particules de 40-50 µm (Diamètre moyen : 45.65 µm)

ANNEXE 5 : INFLUENCE DU GLISSEMENT

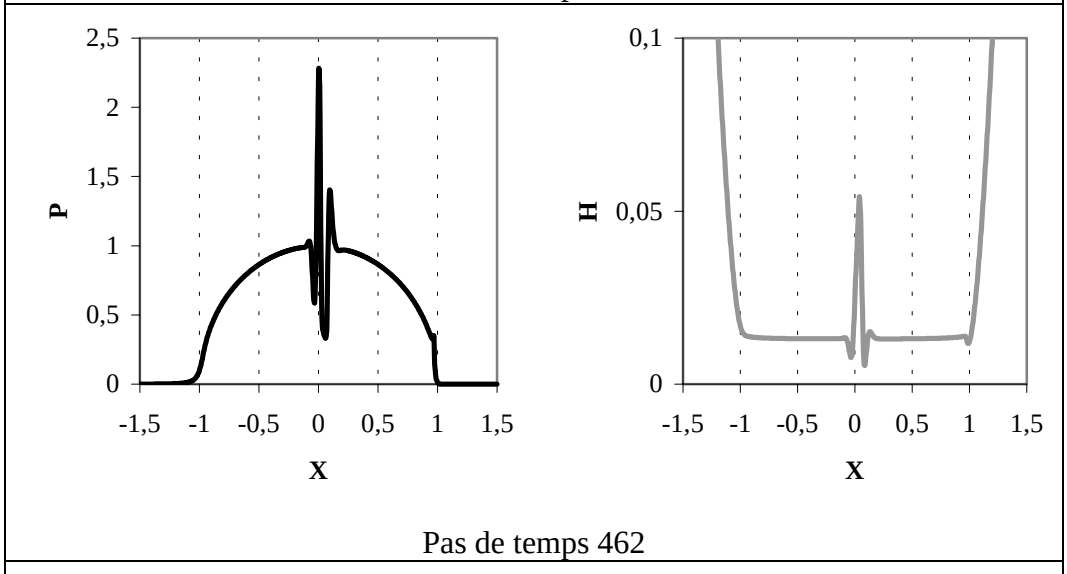
glissement de +1.5 %



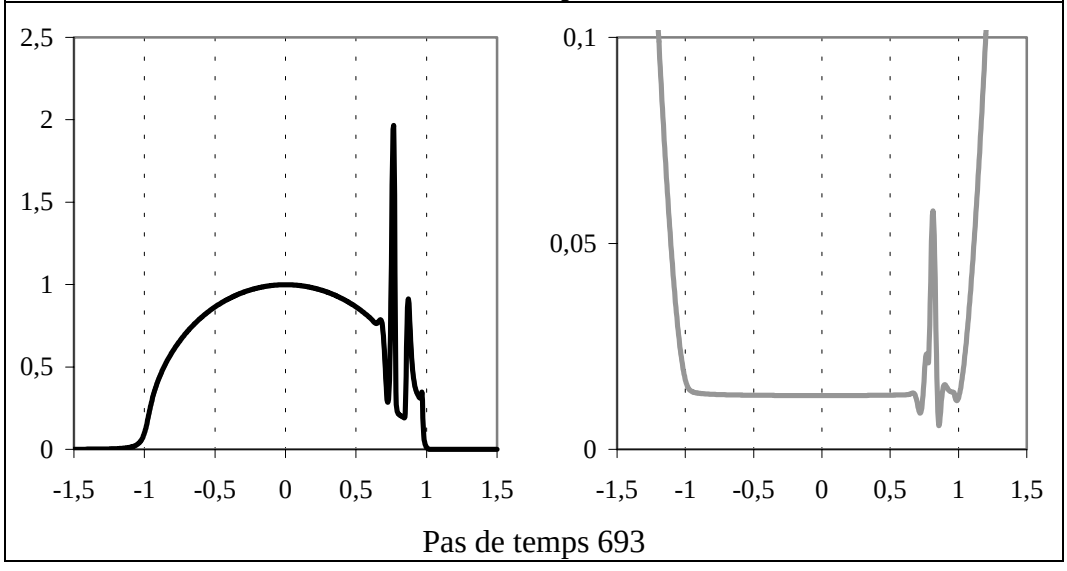
glissement de -1.5 %



Pas de temps 231

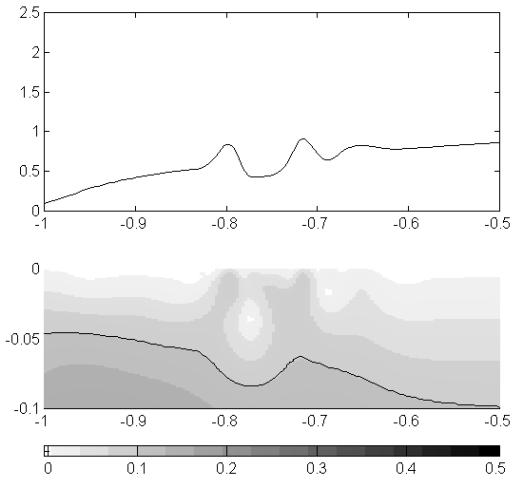
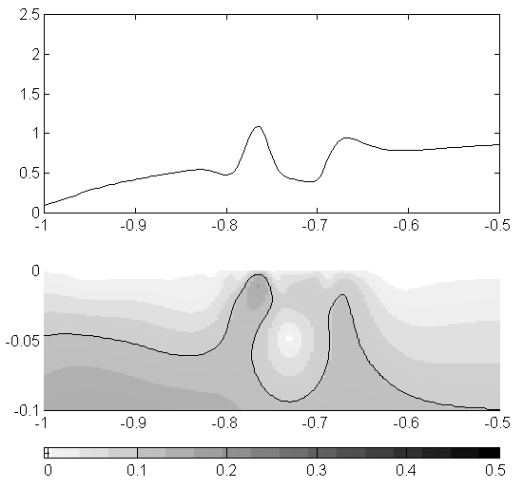
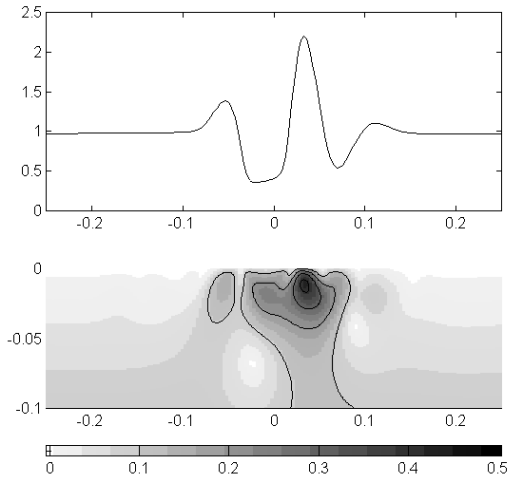
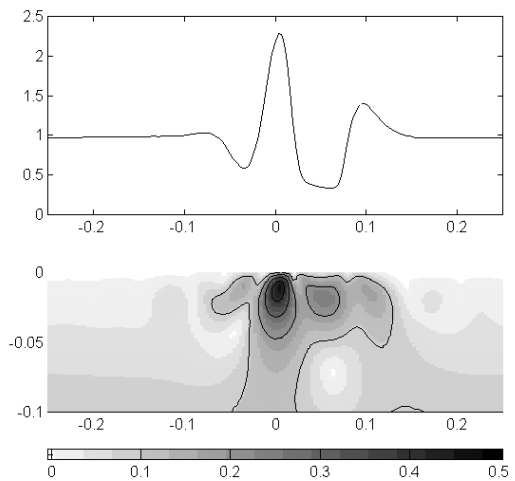
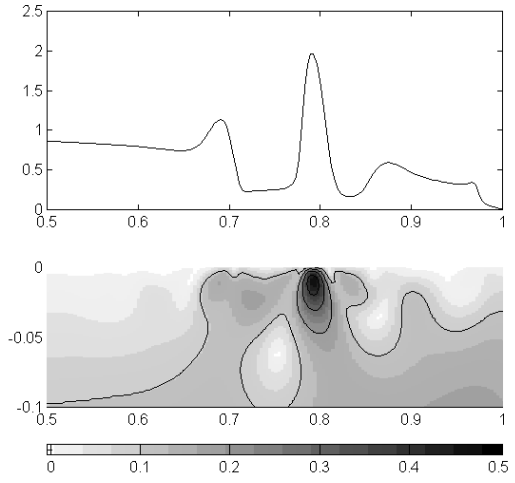
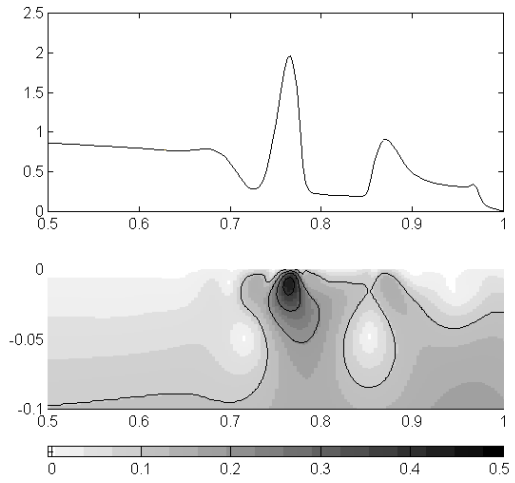


Pas de temps 462

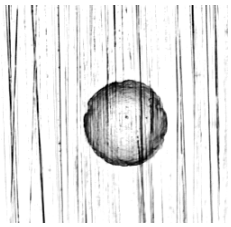
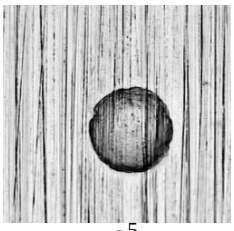
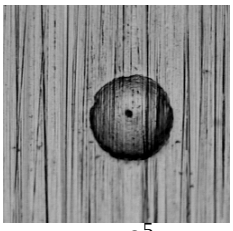
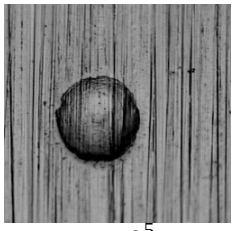
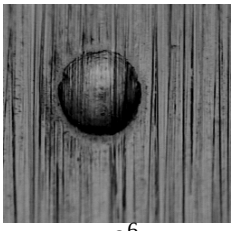
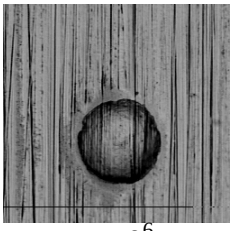
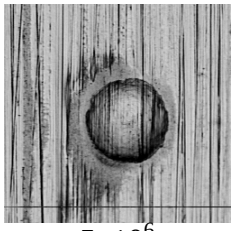
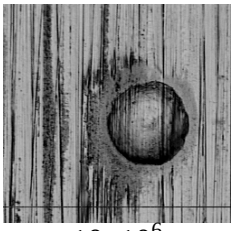
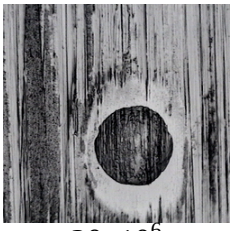
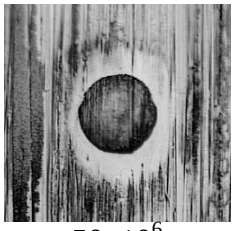
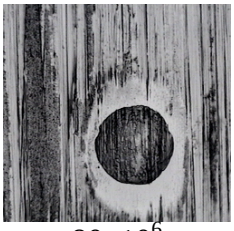
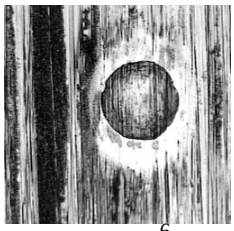
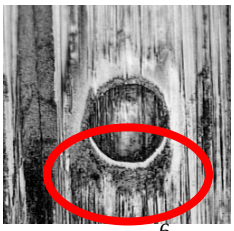
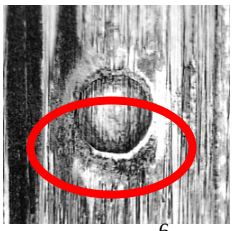


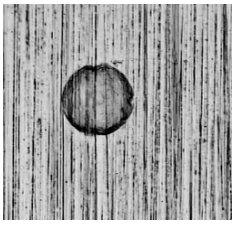
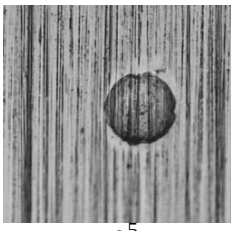
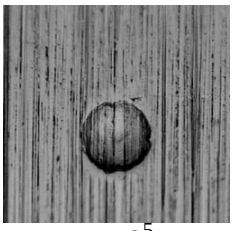
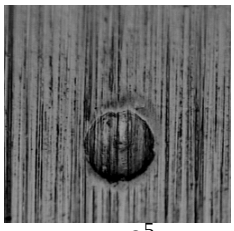
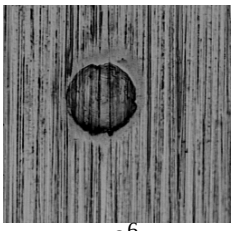
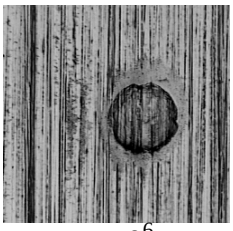
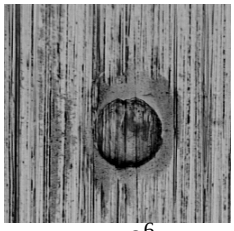
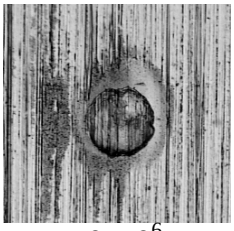
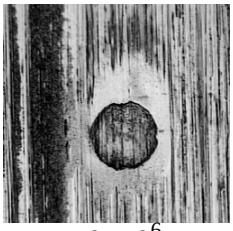
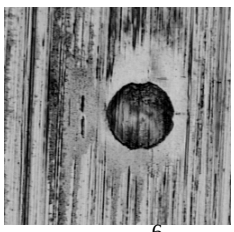
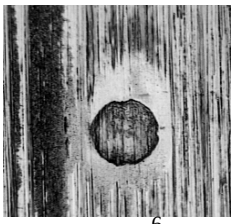
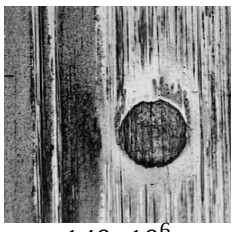
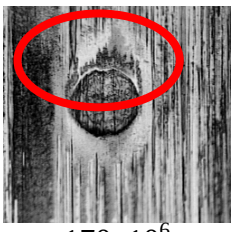
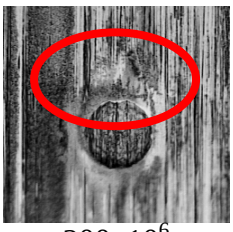
Pas de temps 693

champs de contraintes de cisaillement

Glissement = +1.5 %	Glissement = -1.5 %
	
Pas de temps 231	
	
Pas de temps 462	
	
Pas de temps 693	

ANNEXE 6 : ESSAIS A1 ET A2

Sens du roulement	Essai A1 : g = - 1.5 % galet indenté = surface rapide ; PHmax = 3 GPa			direction du frottement
↑	 Indentation	 10^5	 $2.\ 10^5$	↓
↑	 $5.\ 10^5$	 10^6	 $2.\ 10^6$	↓
↑	 $5.\ 10^6$	 $10.\ 10^6$	 $20.\ 10^6$	↓
↑	 $50.\ 10^6$	 $80.\ 10^6$	 $110.\ 10^6$	↓
↑	 $140.\ 10^6$	 $170.\ 10^6$	 $200.\ 10^6$	↓

Sens du roulement	**Essai A2 : g = + 1.5 %** **galet indenté = surface lente ; PHmax = 3 GPa**			direction du frottement
	 Indentation	 10^5	 $2.\ 10^5$	
	 $5.\ 10^5$	 10^6	 $2.\ 10^6$	
	 $5.\ 10^6$	 $10.\ 10^6$	 $20.\ 10^6$	
	 $50.\ 10^6$	 $80.\ 10^6$	 $110.\ 10^6$	
	 $140.\ 10^6$	 $170.\ 10^6$	 $200.\ 10^6$	

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : **VILLE** DATE DE SOUTENANCE
(avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)

16 novembre 1998

Prénoms : Fabrice Paul Emmanuel

TITRE : POLLUTION SOLIDE DES LUBRIFIANTS, INDENTATION ET FATIGUE DES SURFACES

NATURE : Doctorat Numéro d'ordre : 98 ISAL 0085

Formation doctorale : MECANIQUE

cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis CLASSE :

RESUME :

L'objectif du travail présenté est d'une part, de mieux comprendre le phénomène d'indentation des surfaces et d'autre part, d'évaluer la fatigue de surface liée à ce type de défaut.
L'indentation des surfaces est le sujet de la première partie principalement expérimentale. Un dispositif original, associé à une machine à galets, permettant d'imposer un niveau contrôlé de pollution a été construit et validé. Nous avons tout d'abord étudié la probabilité de passage d'une particule solide dans un contact EHD et décrit les mécanismes d'indentation. L'influence de la nature du polluant et des conditions de fonctionnement (charge, vitesse de roulement et taux de glissement) a fait l'objet d'une attention particulière sur le nombre, la taille et la forme des indents observés.
Dans une seconde partie, *les conséquences de l'indentation sur la durée de vie du contact* sont analysées à la fois d'un point de vue théorique et expérimental. Il s'agissait (i) d'identifier les mécanismes d'endommagement dont les indents sont à l'origine, (ii) de prédire les sites d'amorçage et (iii) d'évaluer l'importance de la géométrie de l'indent et des conditions de fonctionnement dans le processus d'endommagement. Ce travail s'est appuyé sur des codes de calcul existants. Les résultats de ces simulations numériques ont été confrontés aux résultats expérimentaux. Une bonne corrélation est notée pour ce qui concerne les sites d'amorçage.
Ce travail constitue une première étape pour la prédiction des effets des polluants solides contenus dans les lubrifiants sur la durée de vie des surfaces des mécanismes.

MOTS-CLES : LUBRIFICATION ELASTOHYDRODYNAMIQUE - POLLUTION - LUBRIFIANT - PARTICULE SOLIDE DEBRIS - INDENTATION - ENDOMMAGEMENT - FATIGUE

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts (LMC) UMR CNRS-INSA n° 5514

Directeur de thèse : Professeur Louis FLAMAND et Maître de Conférences Daniel NELIAS

Président de jury : J.-M. GEORGES

Composition du jury : G. DUDRAGNE, R. S. DWYER-JOYCE, L. FLAMAND, R. FOUGERES, , G. INGLEBERT, E. IOANNIDES, A. LUBRECHT, D. NELIAS, B. VILLECHAISE